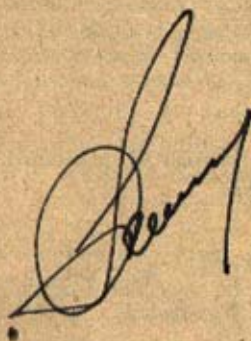


ПРОМЫШЛЕННЫЕ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫЕ ПРОЦЕССЫ И УСТАНОВКИ

Под редакцией

А. М. БАКЛАСТОВА

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



Рецензенты: Кафедра теоретической и промышленной
теплотехники Киевского Политехнического института;
проф. Л. С. Бобе

Промышленные тепломассообменные процессы
и установки: Учебник для вузов/ А. М. Бакластов,
В. А. Горбенко, О. Л. Данилов и др.; Под ред.
А. М. Бакластова. — М.: Энергоатомиздат, 1986. —
328 с.: ил.

Рассмотрены процессы, протекающие в промышленных тепло-
технологических установках различного назначения и температурно-
го диапазона, в том числе и в установках, предназначенных для
получения низких температур. Дано описание конструкций, приведе-
ны основы проектирования и расчета аппаратов и установок, наибо-
лее часто применяемых в теплотехнологических производствах, а
также технико-экономические показатели этих установок.

Учебник также может служить справочно-методическим посо-
бием для инженерно-технических работников различных отраслей
промышленности.

2303010000-031
П 051(01)-86 195-86

ББК 31.39

УЧЕБНИК

Арсений Михайлович Бакластов, Владимир Афанасьевич Гор-
бенко, Олег Леонидович Данилов, Андрей Львович Ефимов,
Анатолий Георгиевич Илларионов, Николай Васильевич Ка-
линин, Виталий Дмитриевич Портнов, Петр Григорьевич
Удыма

ПРОМЫШЛЕННЫЕ ТЕПЛОМАСОБМЕННЫЕ
ПРОЦЕССЫ И УСТАНОВКИ

Редактор Б. И. Леончик
Редактор издательства Н. М.
Художественные редакторы
Технический редактор О. Д.
Корректор И. А. Володяева
ИБ № 548



Сдано в набор 11.11.85 Подписано в печать 25.02.86
Формат 70x100¹/₁₆. Бумага типографская № 3 Гарнитура литературная
Печать высокая Усл. печ. л. 23,65 Усл. кр.-отт. 26,65 Уч.-изд. л. 29,48
Тираж 12,000 экз. Заказ 5017 Цена 1 р. 30 к.

Энергоатомиздат, 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

Ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Зна-
мени МПО «Первая Образцовая типография имени А. А. Жданова»
Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам
издательств, полиграфии и книжной торговли, 113054, Москва, М-54,
Валовая, 28

Предисловие

На протяжении всей истории Советского государства Коммунистическая партия придавала первостепенное значение развитию энергетики и особенно электрификации как важнейшему условию построения социализма и коммунизма. На современном этапе коммунистического строительства роль топливно-энергетического комплекса особенно возрастает.

Энергетическая программа СССР предусматривает коренное совершенствование структуры энергопотребления, в частности путем экономии топлива и энергии во всех сферах народного хозяйства в результате совершенствования технологии производства, создания и внедрения энергосберегающих оборудования, машин и аппаратов; сокращения всех видов энергетических потерь и повышения уровня использования вторичных энергоресурсов; применения комбинированных энерготехнологических процессов и т. д.

В квалификационной характеристике для подготовки инженера-проектировщика энергетика (специальность 0308) указано, что специалист должен знать энергопроизводящее и энергопотребляющее оборудование электрических, тепловых, воздухоподводящих, газовых, холодильных станций, в том числе основы проектирования и эксплуатации теплообменных установок и аппаратов, уметь выполнять теплотехнологические и конструктивные расчеты энергоустановок промышленных предприятий, осуществлять расчет и выбирать вспомогательное оборудование и сооружения для тепловых и технологических выбросов.

В теплотехнологических установках видное место занимают такие процессы, как нагревание, кипение, выпаривание, сушка, разделение, ректификация и сопутствующие им охлаждение, конденсация и т. д. Дисциплина «Промышленные теплообменные процессы и установки» учебного плана «Промышленная теплоэнергетика» (0308) и дисциплина «Термовлажностные и низкотемпературные технологические процессы и установки» учебного плана «Энергетика теплотехнологии» (0316) посвящены изучению этих процессов.

Настоящая книга полностью соответствует программам и является учебником для названных дисциплин. Они базируются на знании таких дисциплин, как «Термодинамика», «Гидрогазодинамика», «Теплообмен». В книге изложены материалы о применяемых в технике теплоносителях, современных тепло- и массообменных аппаратах, выпарных, сушильных, разделительных и холодильных установках, о тепловых насосах, вспомогательном оборудовании теплотехнологических установок средне- и низкотемпературного уровня, а также рекомендации по использованию и очистке тепловых и промышленных выбросов. Студенту даются знания и прививается умение выбора прогрессивных принципов и схем организации теплотехнологических процессов, рационального использования источников энергии, проведения тепловых и гидравлических расчетов выбранного оборудования.

Рассмотрение разнообразных промышленных теплообменников позволяет использовать книгу как студентам вузов, так и инженерно-техническим работникам для изучения, расчета и проектирования теплотехнологического оборудования любого назначения.

Подготовка инженеров по специальностям «Промышленная теплоэнергетика» (0308) и «Энергетика теплотехнологии» (0316) проводится в настоящее время более чем в 50 вузах страны. Настоящая книга является базовым учебником для этих специальностей.

Главы 1 и 2 написаны канд. техн. наук, доц. А. Л. Ефимовым (кроме § 2.11, написанного канд. техн. наук доц. В. Д. Портновым), гл. 3 — канд. техн. наук, доц. А. Г. Илларионовым, гл. 4 — канд. техн. наук, проф. А. М. Бакластовым, гл. 5 — канд. техн. наук, доц. О. Л. Даниловым, гл. 6 — канд. техн. наук, доц. О. Л. Даниловым и канд. техн. наук, доц. В. Д. Портновым, гл. 7 и 8 — канд. техн. наук, доц. В. А. Горбенко, гл. 9 — канд. техн. наук, доц. Н. В. Калинин, гл. 10 — канд. техн. наук, доц. П. Г. Удымой.

Авторы выражают глубокую благодарность коллективу кафедры теоретической и промышленной теплотехники Киевского политехнического института, возглавляемому доктором техн. наук, профессором А. Н. Алабовским, и доктору техн. наук, профессору Л. С. Бобе за ценные указания и советы при рецензировании рукописи.

Замечания и предложения по книге авторы просят присылать по адресу: 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10, Энергоатомиздат.

Авторы

Глава первая

ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ И ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ. ОСНОВНЫЕ ВИДЫ ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕПЛО- И МАССООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ И УСТАНОВОК

1.1. Понятия, определения и классификация промышленного оборудования

Энергетическое и энерготехнологическое хозяйство современного промышленного предприятия представляет собой сложный комплекс, включающий в себя установки для производства и преобразования различных видов энергии; коммуникации и трубопроводы для транспорта топлива, энергии, сырья и продуктов (линии электропередачи, кабели, тепловые сети, газо-, паро- и водопроводы, линии сжатого воздуха, гидро- и пневмотранспорта и т. д.); установки и системы отопления, вентиляции и кондиционирования; энергоиспользующие установки для выработки технологической продукции; установки для обезвреживания и утилизации выбросов, использования вторичных и попутных энергоресурсов предприятия в виде физической и химической теплоты отходов, теплоты конденсата, отработавшего пара, отходящих газов, механической энергии сжатого воздуха и других газов. Наиболее сложными и разнообразными по номенклатуре применяемого энерготехнологического оборудования являются предприятия химической, нефтехимической, металлургической, пищевой, целлюлозно-бумажной промышленности, промышленности строительных материалов.

Рациональное использование топливно-энергетических и сырьевых ресурсов на действующих и строящихся промышленных предприятиях в современных условиях обеспечивается на основе принципов энергосберегающей, малоотходной и безотходной технологии и энерготехнологического комбинирования.

В данной книге рассматриваются тепло- и массообменные процессы и установки, основанные на использовании теплоты средних и низких параметров. Также описаны холодильные установки и тепловые насосы, в которых используется теплота от средне- и низкотемпературных источников.

Все тепломассообменные процессы и установки разделяют на *высокотемпературные, среднетемпературные, низкотемпературные* и *криогенные*. К высокотемпературным относят огнетехнические процессы и установки, в частности промышленные печи. Им соответствуют рабочие температуры в пределах 400—2000 °С. Рабочий диапазон среднетемпературных процессов и установок, например выпарки, ректификации, сушки, находится, как правило, в пределах 150—700 °С; низкотемпературных систем (отопительные, вентиляционные, кондиционеры, теплонасосные и холодильные установки) — от —150 до +150 °С. Процессы

с более низкими температурами называют криогенными (например, разделение воздуха).

К наиболее распространенным процессам относят: нагревание, охлаждение, конденсацию, выпаривание, сушку, дистилляцию, ректификацию, плавление, кристаллизацию, затвердевание. Некоторые из них часто сопровождаются не только тепло-, но и массообменом (сорбцией, диффузией и др.).

Основными элементами тепломассообменных установок являются *теплообменные и тепломассообменные аппараты, камеры* и другие устройства.

Теплообменный аппарат (теплообменник) — устройство, в котором осуществляется теплообмен между двумя или несколькими средами.

Устройства, в которых между двумя или несколькими средами происходит массообмен, называют *массообменными аппаратами*.

Аппараты, в которых одновременно протекают тепло- и массообмен, называют тепломассообменными. Перенос теплоты в них может осуществляться конвекцией, кондукцией, лучеиспусканием, при наличии фазовых и химических превращений газообразных, жидких и твердых веществ. Движущиеся среды, обменивающиеся теплотой или применяемые для передачи теплоты от более нагретых тел и веществ к менее нагретым, называют *теплоносителями*.

1.2. Теплообменные и тепломассообменные аппараты

Теплообменные аппараты различают по назначению, принципу действия, фазовому состоянию теплоносителей, конструктивным и другим признакам.

В зависимости от назначения теплообменные аппараты называют *подогревателями, испарителями, паропреобразователями, конденсаторами, холодильниками, радиаторами* и т. д. К тепломассообменным аппаратам и устройствам относят, например, скрубберы, применяемые для осушки, увлажнения и очистки воздуха от пыли и вредных паров и газов, ректификационные колонны, абсорберы абсорбционных холодильных установок, сушильные камеры, градирни для охлаждения воды и т. д. В отдельную группу выделяют химические реакторы, т. е. аппараты, в которых протекают химические реакции, сопровождающиеся тепломассообменными процессами.

По принципу действия различают *поверхностные и контактные* аппараты. В поверхностных теплообменниках теплота от среды с более высокой температурой передается твердой стенке (*насадке*), а от нее — более холодной среде. В контактных аппаратах теплообмен осуществляется при непосредственном соприкосновении теплоносителей и, как правило, сопровождается переносом массы. Из других контактных теплообменников выделяют *смесительные*, в которых происходит частичное или полное перемешивание потоков теплоносителей.

Поверхность твердой стенки или границы раздела контактирующих сред, через которую осуществляется теплообмен, называется *поверхностью теплообмена* или *поверхностью нагрева*, а если теплообмен сопровождается передачей массы, — *поверхностью тепломассообмена*.

Поверхность тепломассообмена в газожидкостных контактных аппаратах может быть создана с помощью насадки из твердых частиц, колец, реек, металлической стружки и т. д. При полном смачивании насадки площадь поверхности тепломассообмена принимают равной площади поверхности насадки. В безнасадочных газожидкостных контактных аппаратах поверхность тепломассообмена образуется в результате

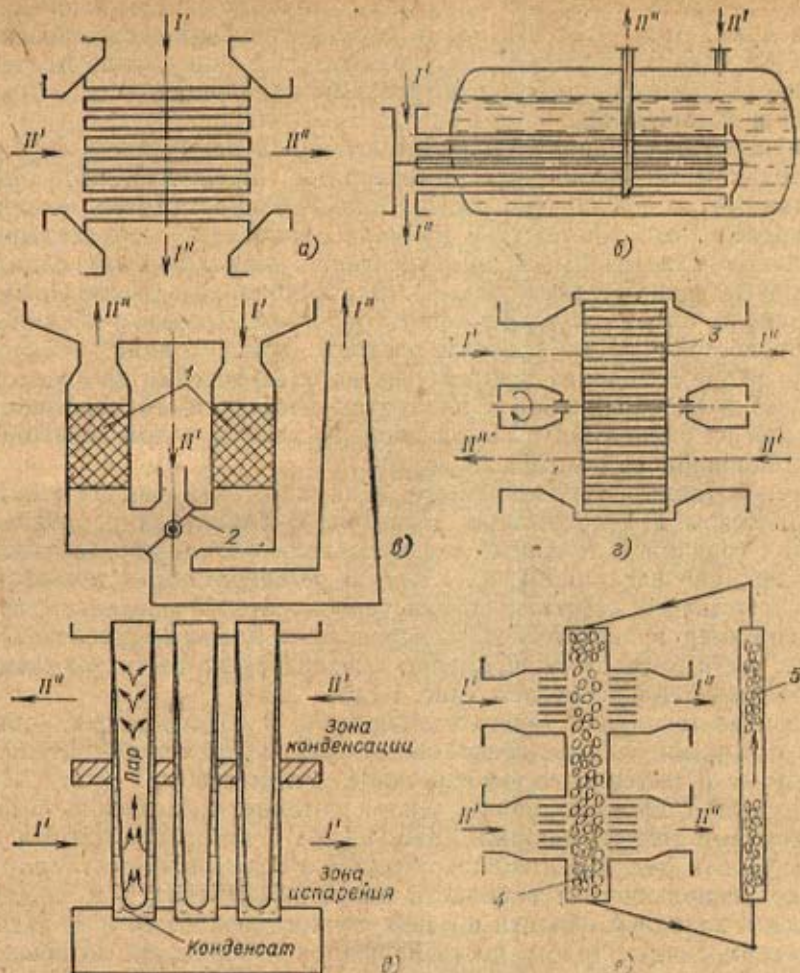


Рис. 1.1. Принципиальные схемы рекуперативных и регенеративных поверхностных и контактных теплообменников:

а — рекуперативного непрерывного действия; б — рекуперативного периодического действия; в — регенеративного периодического действия; г — регенеративного непрерывного действия; д — теплотрубного; е — с промежуточным сыпучим теплоносителем; I' и I'' — вход и выход греющего теплоносителя; II' и II'' — вход и выход нагреваемого теплоносителя; 1, 3 — неподвижная и вращающаяся насадки; 2 — шибер для переключения направления потоков; 4 — твердый сыпучий теплоноситель; 5 — устройство для его транспортировки

гидродинамического и теплового взаимодействий жидкости и газа, или пара при распылении жидкости форсунками, струйном истечении жидкостей и газов из сопел и отверстий, барботаже газа или пара через слой жидкости. Поверхность капель, пузырей или струй является поверхностью тепло- и массообмена. При движении твердых частиц в жидкости или газе, так же как при продувке газом или фильтрации жидкости через слой частиц твердого материала, площадь поверхности теплообмена часто равна суммарной площади поверхности частиц.

Поверхностные теплообменные аппараты делят на *рекуперативные* и *регенеративные*.

В рекуперативных теплообменниках передача теплоты от одного теплоносителя к другому осуществляется через разделяющую их стенку. В регенеративных теплообменниках греющий и нагреваемый теплоно-

сители поочередно омывают одну и ту же сторону поверхности нагрева (насадки) (рис. 1.1). Во время соприкосновения с греющим теплоносителем стенка (насадка) нагревается, т. е. аккумулирует теплоту, а во время соприкосновения с нагреваемым теплоносителем отдает ему теплоту и охлаждается.

Рекуперативные аппараты работают или в периодическом, или в стационарном тепловом режиме. Аппараты *периодического действия* представляют собой обычно сосуды большой вместимости, которые через определенные промежутки времени заполняют обрабатываемым материалом или одним из теплоносителей, нагревают или охлаждают его и затем удаляют (выгружают). В стационарном режиме работают, как правило, аппараты *непрерывного действия*. При этом в них поддерживают постоянные во времени расходы, концентрации, температуры сред на входе в аппарат и выходе из него. Изменение расходов теплоносителей и их параметров в аппаратах непрерывного действия имеет место при их включении и выключении из работы и при переходе с одного стационарного режима на другой.

Регенеративные теплообменные аппараты тоже могут работать в периодическом и непрерывном режимах. В аппаратах периодического действия горячий и холодный теплоносители поочередно контактируют с неподвижной насадкой (рис. 1.1, в). В регенеративных теплообменниках непрерывного действия потоки теплоносителей разделены подвижной, например вращающейся, поверхностью нагрева (насадкой), различные части которой попеременно контактируют то с греющим, то с нагреваемым теплоносителем (рис. 1.1, г).

Развитие техники и технологии привело к созданию теплообменников, в которых теплота передается от греющего теплоносителя к нагреваемому с помощью *промежуточного теплоносителя* (рис. 1.1, д, е). К аппаратам с промежуточным теплоносителем, в частности, относятся теплотрубные теплообменники (рис. 1.1, д), в которых теплота от нагретых сред и тел передается холодным в процессе циркуляции попеременно испаряющегося в области высоких температур и конденсирующегося в холодной области промежуточного теплоносителя, заключенного в герметичные трубы, часть наружной поверхности которых помещена в нагретую среду или омывается ею, а другая их часть омывается охлаждающей средой. На рис. 1.1, е показаны теплообменные аппараты с промежуточным твердым сыпучим теплоносителем, не меняющим агрегатного состояния. Условия работы промежуточного теплоносителя во многом совпадают с условиями работы вращающихся поверхностей нагрева регенеративных теплообменников непрерывного действия.

Если участвующие в тепломассообмене горячая и холодная среды перемещаются вдоль поверхности нагрева в одном и том же направлении, тепломассообменный аппарат называют *прямоточным*, при встречном движении теплоносителей и сред — *противоточным*, а при перекрестном движении — *перекрестноточным*. Перечисленные схемы движения теплоносителей и сред в аппаратах называют *простыми*. В том случае, когда направление движения хотя бы одного из потоков по отношению к другому меняется, говорят о *сложной схеме* движения теплоносителей и сред.

Путь, пройденный теплоносителем в тепломассообменном аппарате без изменения направления движения, называют *ходом*. Тепломассообменные аппараты, в которых какой-либо из потоков меняет направление 1, 2, 3, ..., n раз, называют соответственно двух-, трех-, четырех- и $(n+1)$ -ходовыми аппаратами по данному теплоносителю или среде.

Если обмен теплотой и массой в аппарате происходит между двумя потоками, то его называют *двухпоточным*, при трех потоках — *трехпоточным* и т. д.

1.3. Теплоносители

Теплоносители классифицируют по назначению, агрегатному состоянию и диапазону рабочих температур и давлений.

По назначению выделяют *греющий теплоноситель*, *охлаждающий теплоноситель*, или *хладоноситель*, *промежуточные тепло- и хладоносители*, *хладагент* (рабочее тело в холодильных циклах), *сушильный агент* и т. п. По агрегатному состоянию различают *однофазные* и *многофазные* (чаще двухфазные) теплоносители. К однофазным относятся низкотемпературная плазма (пламя); газы, неконденсирующиеся пары, смеси газов и неконденсирующихся паров; не кипящие и не испаряющиеся при рабочем давлении жидкости, их смеси, растворы; твердые материалы (чаще сыпучие). К двухфазным и многофазным теплоносителям относятся кипящие, испаряющиеся и распыляемые газом жидкости, конденсирующиеся пары, парогазовые смеси при конденсации содержащихся в них паров; плавящиеся и затвердевающие, возгоняющиеся (сублимирующие) и десублимирующие твердые вещества, пены, газовзвеси, аэрозоли и другие запыленные газовые потоки; эмульсии, суспензии, шламы, пасты и прочие реологически сложные системы [41].

Таблица 1.1. Характеристики некоторых высокотемпературных теплоносителей

Теплоноситель	Химическая формула	Температура, °C	
		плавления	кипения
		при атмосферном давлении	
Минеральные масла (трансформаторное и др.)	—	-20 ÷ -30	300—500.
Нафталин	$C_{10}H_8$	80,2	218
Дифенил	$C_{12}H_{10}$	67	255
Дифениловый эфир	$C_{12}H_{10}O$	27	259
Дифенильная смесь (ВОТ)*	—	12	258
Глицерин	$C_2H_5O_3$	-18,6	290
Кремнийорганические соединения (силконы)	—	-30 ÷ -40	440
Нитритнитратная смесь**	—	143	550
Натрий	—	97,8	883
Сплав натрия и калия	—	-11	784

* 73,5% $C_{12}H_{10}O$ + 26,5% $C_{12}H_{10}$.

** 7% $NaNO_2$ + 40% $NaNO_3$ + 53% KNO_3 .

По диапазону рабочих температур выделяют *высокотемпературные*, *среднетемпературные*, *низкотемпературные теплоносители* и *теплоносители применяемые при криогенных температурах*. К высокотемпературным газообразным теплоносителям относят дымовые или топочные газы. Их температура может достигать 1500 °C. К высокотемпературным теплоносителям в виде капельных жидкостей принято относить вещества, температура кипения которых при атмосферном давлении превышает 200 °C. Это минеральные масла, кремнийорганические и дифенильные соединения, расплавы солей и жидкие металлы (табл. 1.1). К среднетемпературным теплоносителям в первую очередь относят водяной пар, воду и воздух. Пар используют при температурах до 650 °C,

воду — до 375 °С, воздух — до 100 °С (табл. 1.2). Низкотемпературными теплоносителями принято считать такие, температура кипения которых при давлении 0,1 МПа обычно не превышает 0 °С. К ним в первую очередь относят холодильные агенты. На рис. 1.2 приведены зависимости температур кипения от давления для некоторых из них. Криогенными теплоносителями называют сжиженные газы (кислород, водород, азот, воздух и др.) и их пары. Область их применения лежит ниже — 150 °С.

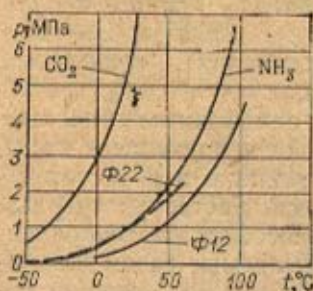


Рис. 1.2. Зависимости температуры кипения хладагентов от давления

В табл. 1.2 и 1.3 приведены ориентировочные значения рабочих диапазонов давлений, температур и рекомендуемых скоростей движения наиболее распространенных теплоносителей в каналах теплообменных аппаратов. Требования, которым должны соответствовать теплоносители, сводятся к следующему: достаточно высокая температура кипения при атмосферном давлении, большая интенсивность теплообмена, термическая стойкость, низкая температура плавления, малая вязкость, большие удельная теплоемкость и теплота парообразования, слабая коррозионная активность и токсичность, невоспламеняемость, взрывобезопасность и невысокая стоимость.

Допустимые и оптимальные расстояния, на которые может быть осуществлен транспорт теплоты с помощью теплоносителей от ее источника к потребителю, скорость движения и температуры теплоносителя в аппаратах устанавливаются в результате технико-экономических расчетов. При этом учитывают капитальные вложения, которые определяются затратами на изготовление элементов системы, проведение строи-

Таблица 1.2. Условия применения теплоносителей

Теплоноситель	Температура, °С	Абсолютное давление, МПа
Сжиженные газы:		
гелий	До —272	До 0,1
водород	До —257	До 1,0
азот, воздух, кислород	До —210	До 20,0
метан	От —160 до —100	До 4,0
этан, этилен, фреоны	От —150 до —70	До 4,0
Фреон-12, -22; аммиак; O ₂ , CO ₂	От —70 до 0	До 1,5
Этиленгликоль	От —65 до 100	От 0,1 до 0,2
Антифризы	От —65 до 40	От 0,1 до 0,2
Рассол CaCl ₂	От —50 до 0	До 0,1
Фреон-11, -21, -113, -114	От —10 до 0	До 0,3
Воздух газообразный	От —70 до 100	От 0,1 до 1,0
Минеральные масла	От 0 до 215;	До 0,1
Вода	От 0 до 374	От 0,1 до 22,5
Водяной пар	От 0 до 650	От 0,1 до 30,0
Дифенильные смеси	От 260 до 350	От 0,1 до 0,6
Силиконы (кремнийорганические соединения)	До 320	До 0,1
Ртуть (применяется в исключительных случаях)	От 350 до 500	От 0,1 до 0,9
Сплав свинца с сурьмой и оловом	До 400	До 0,1
Сплав смеси солей 40% NaNO ₂ , 7% NaNO ₃ и 53% KNO ₃	От 150 до 530	До 0,1
Дымовые газы	От 450 до 1000	До 0,1
Твердые теплоносители (шамот, алунд и др.)	До 1500	До 0,1
Плазма низкотемпературная	До 3500	До 0,1

тельных работ и монтаж оборудования, а также эксплуатационные затраты, включающие стоимость энергии на прокачку теплоносителя, расходы на ремонт оборудования и зарплату обслуживающего персонала [33].

Приведенные в табл. 1.2, 1.3 ориентировочные значения рабочих диапазонов температур, давлений и скоростей, при которых целесообразно использовать те или иные теплоносители, получены с учетом их свойств на основе технико-экономических расчетов и опыта эксплуатации теплотехнологического и теплоэнергетического оборудования. Именно этим условиям соответствуют также приведенные в табл. 1.4 ориентировочные значения коэффициентов теплоотдачи при движении различных теплоносителей в каналах теплообменных аппаратов.

Таблица 1.3. Рекомендуемые скорости теплоносителей при вынужденном течении в каналах и трубах теплообменников

Среда	Скорость, м/с	Среда	Скорость, м/с
Маловязкие жидкости (вода, бензин, керосин)	0,5—3	Газы под давлением (до десятков МПа)	До 15—30
Вязкие жидкости (масла, растворы солей)	0,2—1	Пар насыщенный	30—50
Запыленные газы при атмосферном давлении	6—10	Пар: перегретый	30—75
Незапыленные газы при атмосферном давлении	12—16	разреженный	100—200

Выполняя подобного рода анализ эффективности системы транспорта энергии и самой теплоиспользующей установки, их совместной работы и стоимости, включая источник энергии, необходимо помнить, что равновеликие потери теплоты и затраты мощности на преодоление гидравлических сопротивлений не равны по стоимости. Это следует из качественного отличия теплоты от механической энергии, вытекающего из второго закона термодинамики и характеризующего *эксергией* [40].

Самыми распространенными теплоносителями являются водяной пар, горячая и холодная вода, топочные и дымовые газы, воздух. В значительной степени это объясняется их доступностью и нетоксичностью.

Расход энергии на транспорт газообразных теплоносителей из-за малой их плотности, низких коэффициентов теплоотдачи, больших массовых и особенно объемных расходов значительно выше, чем на транспорт капельных жидкостей. Поэтому дымовые газы, например, транспортируют не более чем на несколько сотен метров, пар под давлением — на расстояния до десятков километров, воду — на десятки и сотни

Таблица 1.4. Ориентировочные значения коэффициентов теплоотдачи

Процесс	Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м ² ·К)	
Нагревание и охлаждение:	газов	1—60
	перегретых паров	20—120
	масел	60—1700
	воды	200—10 000
Кипение:	органических жидкостей	600—10 000
	воды	6000—50 000
Пленочная конденсация	водяного пара	5000—20 000
	органических паров	600—2500

километров. При высоких давлениях свойства газов и паров, скорости их движения и технико-экономические показатели приближаются к аналогичным характеристикам капельных теплоносителей. Чем выше давление, тем ниже допустимая скорость паров и газов.

Для предотвращения абразивного износа трубопроводов и поверхностей нагрева скорость движения запыленных газовых потоков не должна превышать 10—12 м/с.

Дымовые газы содержат пары воды и хорошо растворяющиеся в ней с образованием кислот оксиды углерода, серы и азота. Поэтому для предотвращения коррозии оборудования их не рекомендуется охлаждать ниже температуры точки росы (обычно 125—135 °С), при которой начинается конденсация пара.

Если в качестве теплоносителя используют влажный воздух, то на поверхности с отрицательной температурой образуется лед или иней, что снижает интенсивность теплоотдачи.

Температура капельных теплоносителей меняется в теплообменниках меньше, чем газообразных сред, вследствие более высокой удельной теплоемкости жидкостей. При кипении жидкостей и конденсации чистых паров их температура не меняется. Это обстоятельство существенно облегчает регулирование тепловых процессов.

При необходимости обеспечение более высоких плотностей тепловых потоков, чем при фазовых превращениях, используют химически реагирующие вещества, так как тепловые эффекты реакций примерно на порядок выше скрытой теплоты парообразования.

При смешении снега (льда) с солью (NaCl , CaCl_2) и др.) часть снега расплавляется с поглощением теплоты и температура смеси понижается. Этим пользуются для охлаждения различных веществ.

Широкое использование воды в качестве теплоносителя в энергетике и технологии привело к значительному загрязнению рек и водоемов. Для снижения расхода воды на охлаждение оборудования и технологической продукции создают замкнутые (оборотные) системы или системы с многократным использованием воды. При высокой стоимости воды более экономичными оказываются системы воздушного охлаждения, позволяющие, кроме того, снизить уровень загрязнения рек и водоемов [78, 81].

Другим способом снижения промышленного потребления воды является замена пара и горячей воды высокотемпературными капельными теплоносителями (табл. 1.2). Их температура кипения при атмосферном давлении выше, чем воды, таким образом удается обеспечить работу установок под более низким давлением. Органические теплоносители чаще используют в жидком состоянии. Возможно применение теплотехнологических установок для нагревания или охлаждения различных сред органическими и другими высокотемпературными теплоносителями при изменении их фазового состояния, например дифенильными смесями.

В последние годы в качестве высокотемпературных органических теплоносителей стали применять перфторэфиры и полифторалкилкарбонаты [68]. Многие из них затвердевают при температуре ниже 50 °С и имеют в 1,5—2 раза более высокую, чем вода, температуру кипения. Кроме того, они, так же как масла и парафин, являются гидрофобными, т. е. не смешиваются с водой, но в отличие от них примерно в 1,5 раза тяжелее воды и более устойчивы к загрязнениям. Указанные особенности делают перспективным их применение в контактных теплообменниках, например для обезвреживания сточных вод выпариванием. Их недостатком является высокая стоимость.

Контрольные вопросы

1. Назовите основные виды теплоэнергетического и теплотехнологического оборудования промышленных предприятий.
2. Чем отличается теплообменный аппарат от массообменного?
3. Что такое теплоноситель?
4. Перечислите известные вам режимы работы теплообменников.
5. Какие из теплоносителей принято относить к высоко-, средне- и низкотемпературным?
6. Укажите область работы криогенных теплоносителей.
7. Укажите ориентировочный диапазон скоростей в теплообменных аппаратах для таких теплоносителей, как вода, водяной пар, воздух, дымовые газы.
8. Для каких теплоносителей — газообразных или капельных жидкостей — выше удельные затраты мощности на перемещение в трубах и каналах?
9. В случае каких из перечисленных процессов: кипения, нагревания, конденсации, охлаждения — температура теплоносителя в теплообменнике не изменяется?
10. Перечислите достоинства и недостатки высокотемпературных органических теплоносителей по сравнению с водой.
11. Для какого из перечисленных процессов: конденсации чистого пара, охлаждения жидкостью, нагревания газов — коэффициент теплоотдачи имеет наибольшее значение и для какого наименьшее?
12. Какие из теплоносителей принято называть хладагентами?
13. Перечислите способы снижения расхода воды в промышленности.

Глава вторая

РЕКУПЕРАТИВНЫЕ ТЕПЛОБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

2.1. Конструкции рекуперативных теплообменников

Конструкции и условия эксплуатации теплообменников весьма разнообразны и определяются областью применения и назначением. Подробно эти вопросы, а также особенности расчета и проектирования рассмотрены в специальной литературе по теплообменным аппаратам различных технологических [8, 24, 26, 58, 59, 74, 81], стационарных энергетических [9, 28, 93] и транспортных энергетических [15, 18, 50] систем и установок.

Первые технические теплообменные аппараты представляли собой варочные котлы с огневым или дымовым обогревом. Позднее стали применяться рубашечные (цилиндр в цилиндре) теплообменные аппараты, т. е. теплообменники с двойными стенками, в пространстве между которыми проходит греющий теплоноситель — пар или горячая вода. Необходимость интенсификации теплообмена привела к созданию аппаратов с поверхностями нагрева змеевикового типа и с погружными змеевиковыми поверхностями (рис. 2.1). Рубашечные и змеевиковые аппараты применяют и в настоящее время. Однако периодический характер действия, низкая производительность, сложность регулирования тепловых процессов и чистки поверхностей ограничивают область их применения.

✓ Значительно чаще используют теплообменные аппараты непрерывного действия. Наибольшее распространение получили кожухотрубчатые теплообменники (рис. 2.2). Они предназначены для работы с теплоносителями жидкость — жидкость, пар — жидкость, газ — жидкость,

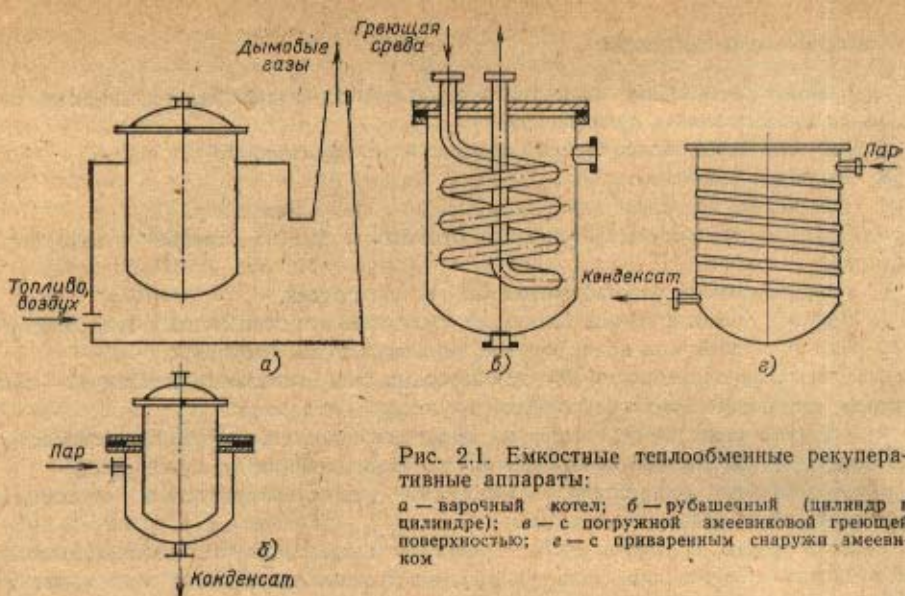
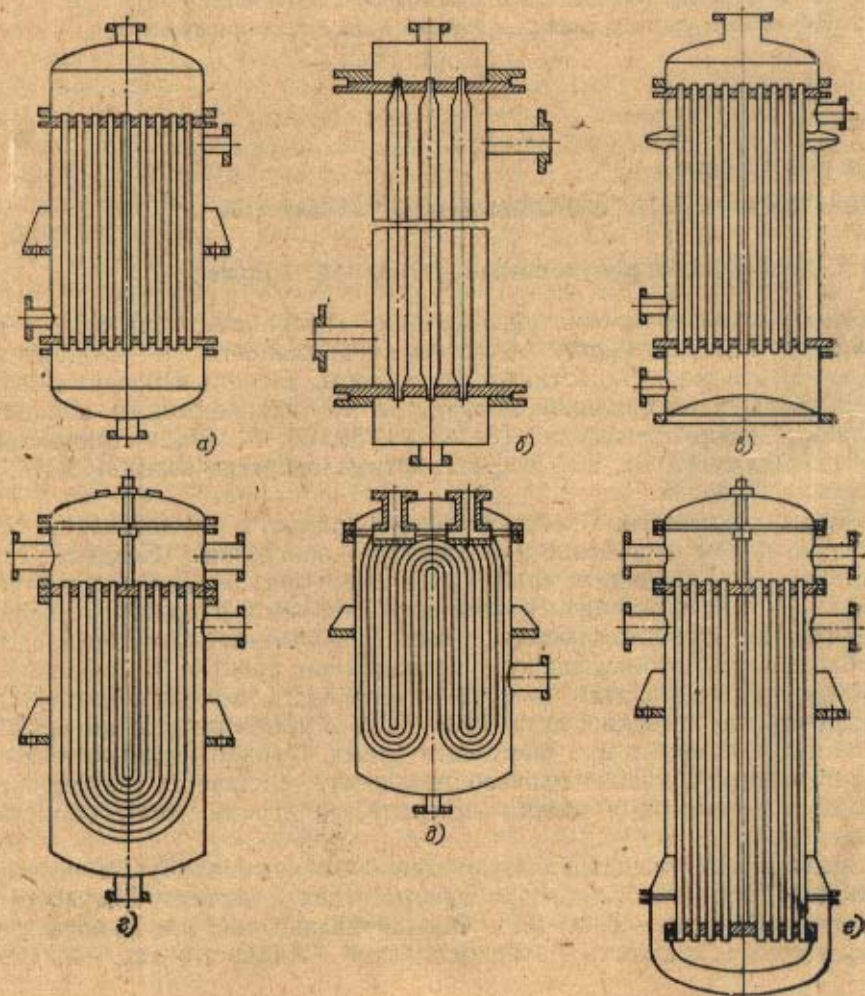


Рис. 2.1. Емкостные теплообменные рекуперативные аппараты:

а — варочный котел; б — рубашечный (цилиндр в цилиндре); в — с погружной змеевиковой греющей поверхностью; г — с приваренным снаружи змеевиком



газ — газ и представляют собой аппараты, выполненные из рядов труб, собранных при помощи решеток в пучок и заключенных в кожух обычно цилиндрической формы. Концы труб для обеспечения плотности их соединения с трубными решетками (досками) развальцовывают, реже припаивают или приваривают к трубным решеткам. Возможно также их закрепление с помощью сальниковых уплотнений. Способы их крепления показаны на рис. 2.3.

В кожухотрубчатых теплообменниках промышленных технологических установок, в конденсаторах паровых турбин, водоподогревателях

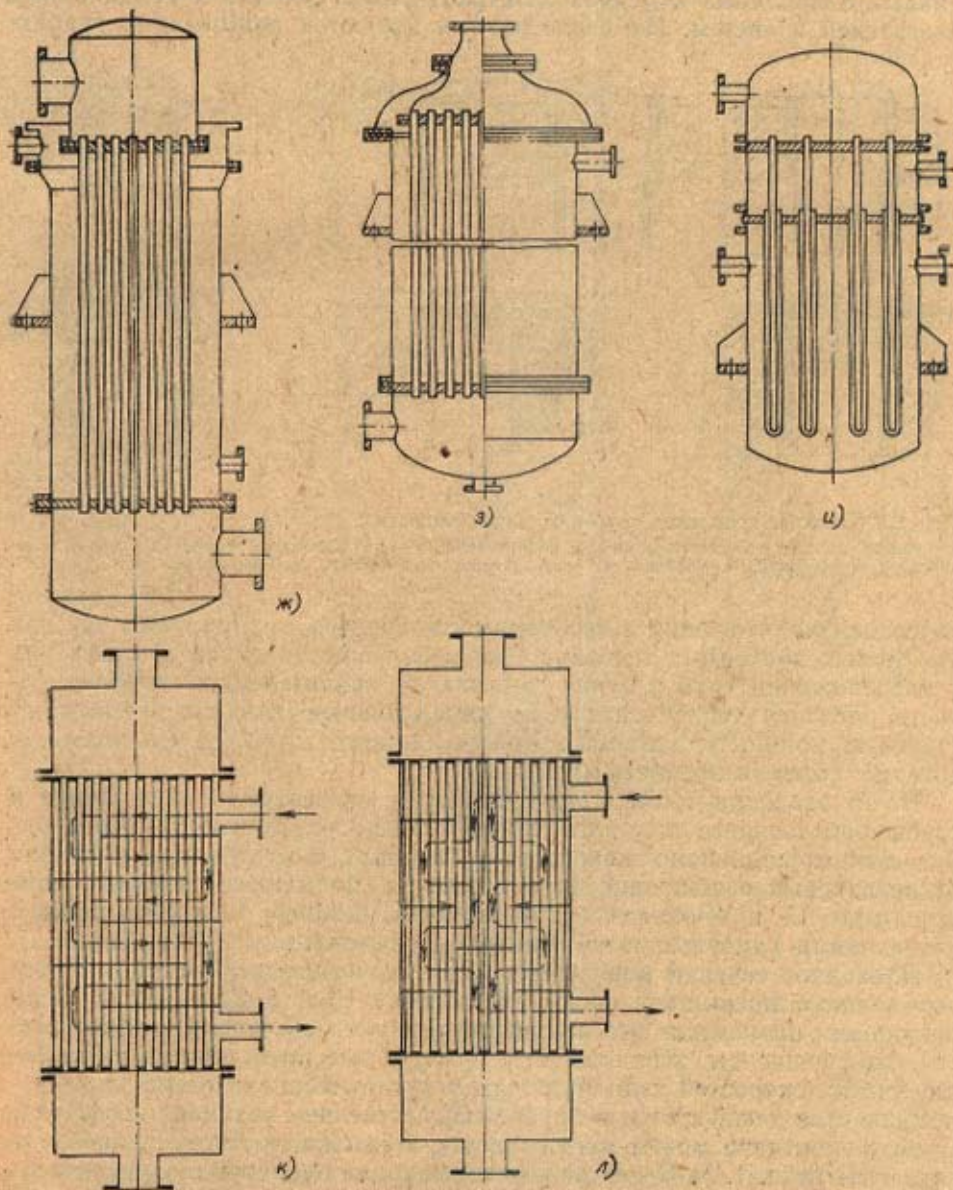


Рис. 2.2. Кожухотрубчатые рекуперативные теплообменные аппараты:

а, б — с жестким креплением труб в трубных решетках; в — с линзовыми компенсаторами на корпусе; г и д — с U- и W-образными трубками; е — с нижней и ж — с верхней плавающими распределительными камерами; з — с сальниковым уплотнением на штуцере; и — с трубами Фильда; к и л — с concentрическими и сегментными поперечными перегородками

тепловых электростанций и тепловых сетей обычно применяют трубы внутренним диаметром не менее 12 мм (для удобства чистки поверхностей) и не более 38 мм, так как при увеличении диаметра труб значительно снижается компактность теплообменника и возрастает его металлоемкость. Длина трубного пучка колеблется от 0,9 до 5—6 м. Толщина стенки труб — от 0,5 до 2,5 мм.

Если вероятность загрязнения отсутствует, можно использовать трубы меньших диаметров, что приводит к интенсификации теплообмена. Теплообменники с трубами диаметром 4—10 мм используются в топливных и масляных контурах автотракторных, судовых и авиационных двигателей и систем. Их недостатками являются повышенные гидрав-

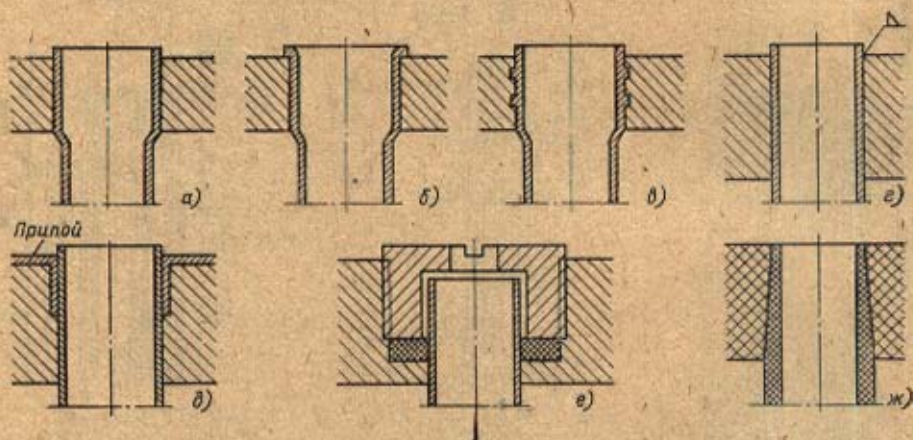


Рис. 2.3. Способы крепления труб в трубных решетках:

а — развальцовкой; б — развальцовкой с отбортовкой; в — развальцовкой с уплотнительными вставками; г — сваркой; д — пайкой; е — сальниковым соединением; ж — на клею

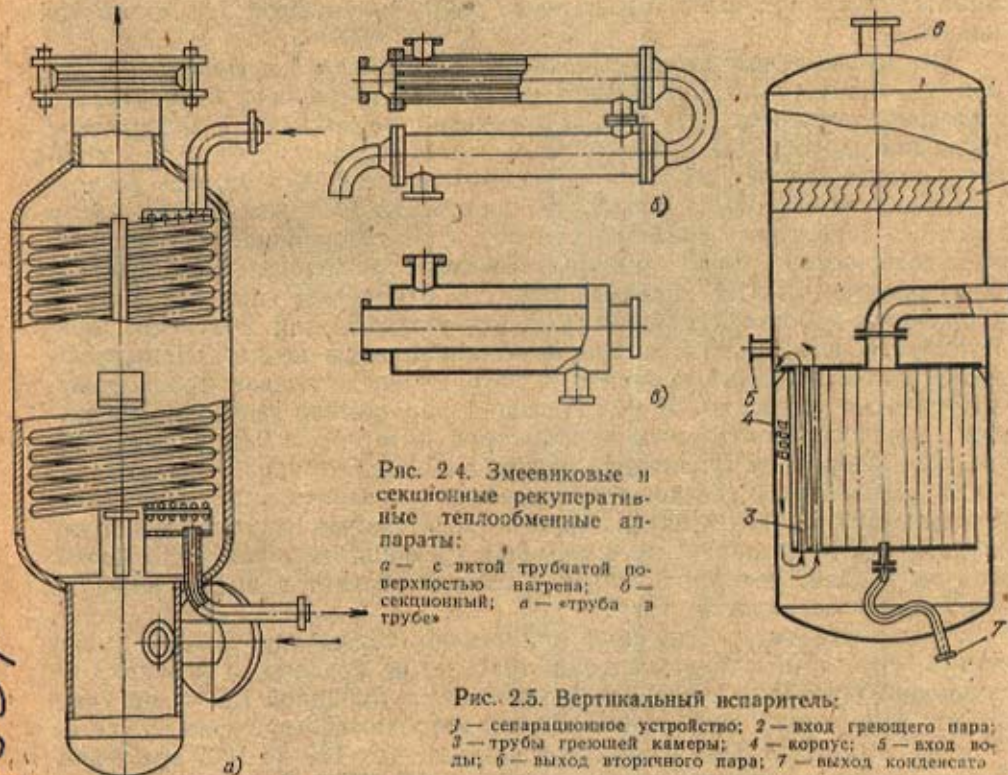
лические сопротивления и необходимость точного изготовления, так как при малых проходных сечениях уже небольшие различия в диаметрах и расположении труб в пучке вызывают значительную неравномерность расходов теплоносителя по параллельным каналам и снижают тепловую мощность аппарата. Кожух аппарата снабжен фланцами, к которым болтами крепятся крышки.

Из-за различия температур греющей и нагреваемой сред кожух и трубы работающего аппарата также имеют различные температуры. Для компенсации напряжений, возникающих в результате различия температурных расширений труб и кожуха, применяют линзовые компенсаторы, U- и W-образные трубы, трубы Фильда, теплообменники с плавающими камерами и сальниковыми уплотнениями (рис. 2.2).

Проходное сечение межтрубного пространства кожухотрубного теплообменника превышает проходное сечение труб в 2,5—3 раза. Если теплообмен происходит без изменения фазового состояния теплоносителей, коэффициенты теплоотдачи в межтрубном пространстве из-за более низких скоростей теплоносителя могут быть значительно ниже коэффициентов теплоотдачи в трубах. Существенное различие коэффициентов теплоотдачи может иметь место и в газожидкостном теплообменнике (см. табл. 1.4). С целью интенсификации теплообмена увеличивают скорости теплоносителей с низким коэффициентом теплоотдачи, для чего теплообменники по теплоносителю, проходящему в трубах, делают двух-, четырех- и многоходовыми, а в межтрубном пространстве устанавливают сегментные или концентрические поперечные перегородки

(рис. 2.2). Дымовые газы обычно пропускают по трубам с целью уменьшения засорения аппарата золой и сажей и облегчения его чистки; пар и воздух направляют в межтрубное пространство. Если воздух запылен, его предварительно очищают, пропуская через фильтры.

Помимо входных и выходных штуцеров для теплоносителей теплообменники могут иметь приборные штуцера (например, для манометров, водомерных стекол, датчиков регуляторов уровня, расхода, давления и т. п.), технологические штуцера, штуцера и краны для удаления воздуха и газов из верхней части, сливные и промывочные краны и т. д.



Если перепады давления между греющей и нагреваемой средами в аппарате достигают 10 МПа и более, применяют змеевиковые теплообменники с витыми трубами (рис. 2.4,а), концы которых вваривают в распределительные коллекторы или в меньшие по размерам, чем в кожухотрубных аппаратах, трубные решетки. Эти аппараты более компактны и позволяют также обеспечить более высокие скорости и коэффициенты теплоотдачи от теплоносителя, движущегося в трубах, в случае малых его расходов.

Секционные теплообменники (рис. 2.4,б), как и кожухотрубчатые, применяют в самых различных областях. Они характеризуются меньшим различием скоростей в межтрубном пространстве и в трубах, чем в кожухотрубчатых аппаратах, при равных расходах теплоносителей. Из них удобно подбирать необходимую площадь поверхности нагрева и изменять ее в случае необходимости. Однако у секционных теплообменников велика доля дорогостоящих элементов — трубных решеток, фланцев, переходных камер, калачей, компенсаторов и т. п.; выше рас-

ход металла на единицу поверхности нагрева, большая длина пути теплоносителей, а следовательно, и большой расход электроэнергии на их прокачку. В случае малых тепловых мощностей секции выполняют по типу теплообменников «труба в трубе», у которых в наружную трубу вставлена единственная внутренняя труба меньшего диаметра (рис. 2.4, в).

Разборные многопоточные теплообменники «труба в трубе» нашли применение в технологических установках заводов нефтяной, химической, газовой и других отраслей промышленности при температурах от -40 до $+450$ °С и давлениях до 2,5—9,0 МПа. Для улучшения теплообмена трубы могут иметь продольные ребра или поперечную винтовую накатку.

Для восполнения потерь конденсата в теплоиспользующих промышленных, а также в транспортных установках применяют *испарители и паропреобразователи*. На рис. 2.5 показан вертикальный испаритель. Греющий пар от ТЭЦ или котельной подается в межтрубное пространство, отдает теплоту воде и конденсируется. Вода, поднимаясь по трубам, закипает. Разница плотностей пароводяной эмульсии в трубах и воды в зазоре между греющей камерой и корпусом аппарата обеспечивает естественную циркуляцию нагреваемого теплоносителя. Конденсат возвращается на ТЭЦ или в котельную. Вторичный пар подается в теплоиспользующие установки или используется для получения конденсата на восполнение потерь питательной воды котлов. Применяют также горизонтальные испарители, которые представляют собой кожухотрубчатые аппараты. В них греющий пар обычно проходит по трубам, а над горизонтальным пучком труб имеется свободное пространство для сепарации (удаления) капель жидкости из пара.

В холодильных установках применяют горизонтальные испарители с кипением хладагента внутри труб и оросительные горизонтальные кожухотрубчатые испарители, в которых греющий теплоноситель проходит по трубам, а испаряющаяся жидкость стекает в виде пленки по наружной поверхности труб.

Ламельные теплообменники аналогично кожухотрубчатым имеют кожух, в который заключен пучок труб, но не круглых, а плоских, образованных попарно сваренными пластинами толщиной 1,5—2 мм (рис. 2.6, а). Внутренний гидравлический диаметр таких труб составляет от 7 до 14 мм, длина 2—6 м, диаметр кожуха — от 100 до 1000 мм. Рабочее давление в аппарате может достигать 4,5 МПа. При низких давлениях кожух может иметь не цилиндрическую, а прямоугольную форму. Плоские стенки такого корпуса обычно укрепляют ребрами жесткости. Ламельные теплообменники предназначены для работы с теплоносителями жидкость — жидкость, газ — газ, пар — жидкость. Эффективно их применение в области температур, больших 150 °С, и давлений 1—4,5 МПа, т. е. в области применения пластинчатых теплообменников (см. ниже). Ламельные теплообменники можно компоновать в блоки.

В холодильных установках применяют *блочно-панельные конденсаторы и испарители*, в которых конденсация или кипение хладагента происходит в вертикальных каналах панелей, изготавливаемых так же, как трубные пучки ламельных теплообменников.

Спиральные теплообменники — аппараты, в которых каналы для теплоносителей образованы двумя свернутыми в спирали на специальном станке листами (рис. 2.6, в). Расстояние между ними фиксируется приваренными бобышками или штифтами. В СССР в соответствии с ГОСТ 12067-80 навивку спиральных теплообменников производят из рулонной стали шириной от 0,2 до 1,5 м с поверхностями нагрева от

3,2 до 100 м² при расстоянии между листами от 8 до 12 мм и толщине стенок 2 мм для давления до 0,3 МПа и 3 мм — до 0,6 МПа. Зарубежные фирмы изготавливают специальные теплообменники из рулонного материала (углеродистых и легированных сталей, никеля, титана, алюминия, их сплавов и некоторых других) шириной от 0,1 до 1,8 м, толщиной от 2 до 8 мм при расстоянии между листами от 5 до 25 мм. Поверхности нагрева составляют от 0,5 до 160 м².

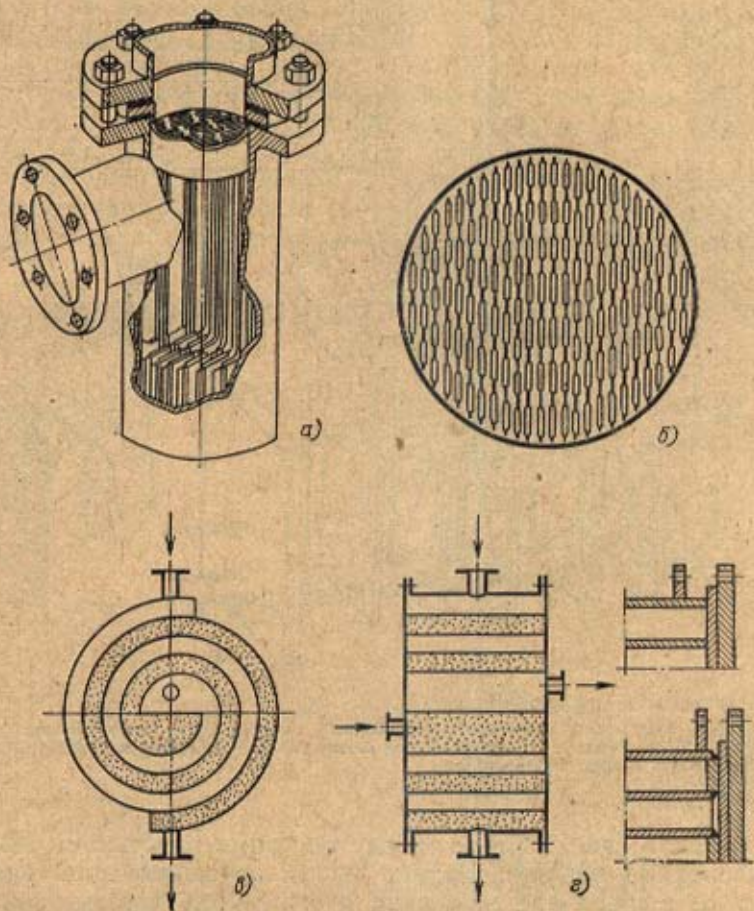


Рис. 2.6. Ламельный и спиральный теплообменники:

а — общий вид ламельного теплообменника; *б* — схема расположения ламелей в кожухе аппарата; *в* — принципиальная схема спирального теплообменника; *г* — способы соединения спиралей с торцевыми крышками

Спиральные теплообменники устанавливают по штуцерам горизонтально и вертикально. Их часто монтируют блоками по два, четыре, восемь аппаратов и применяют для нагрева и охлаждения жидкостей и растворов. Вертикальные аппараты используют также для конденсации чистых паров и паров из парогазовых смесей. В последнем случае на коллекторе для конденсата имеется штуцер для удаления неконденсирующегося газа.

Пластинчатые теплообменники (рис. 2.7, *а*, *б*) имеют щелевидные каналы, образованные параллельными пластинами. В простейшем случае пластины могут быть плоскими. Для интенсификации теплообмена и повышения компактности пластинам при изготовлении придают раз-

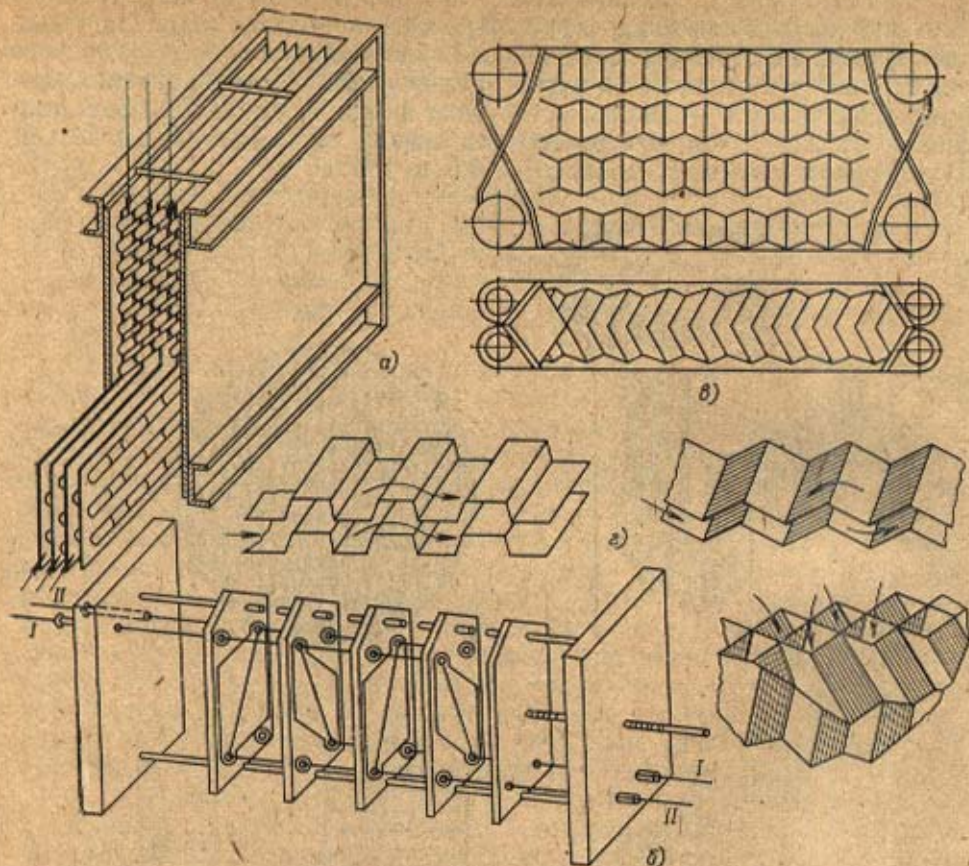


Рис. 2.7. Пластина́тые теплообменники:

а — пластина́тый воздухоподогреватель; б — разборный пластина́тый теплообменник для тепловой обработки жидких сред; в — гофрированные пластины; г — профили каналов между пластинами; I, II — вход и выход теплоносителя

личные профили (рис. 2.7,г), а между плоскими пластинами помещают профилированные вставки. Первые профилированные пластины изготовлялись из бронзы фрезерованием и отличались повышенной металлоемкостью и стоимостью. В настоящее время пластины штампуют из листовой стали (углеродистой, оцинкованной, легированной), алюминия, мельхиора, титана и других металлов и сплавов. Толщина пластин — от 0,5 до 2 мм. Поверхность теплообмена одной пластины — от 0,15 до 1,4 м², расстояние между пластинами — от 2 до 5 мм.

Теплообменники выполняют разборными и неразборными. В разборных аппаратах герметизацию каналов обеспечивают с помощью прокладок на основе синтетических каучуков. Их целесообразно применять при необходимости чистки поверхностей с обеих сторон. Они выдерживают температуры от -20 до 140—150 °С и давления не более 2—2,5 МПа. Неразборные пластина́тые теплообменники выполняют сварными. Они могут работать при температурах до 400 °С и давлениях до 3 МПа. Из попарно сваренных пластин изготовляют полуразборные теплообменники. К аппаратам этого же типа относятся блочные, которые набирают из блоков, образованных несколькими сваренными пластинами. Пластина́тые теплообменные аппараты применяют для

охлаждения и нагревания жидкостей, конденсации чистых паров и паров из парогазовых смесей, а также в качестве греющих камер выпарных аппаратов.

В некоторых промышленных установках (например, холодильных) получили распространение *пленочные* вертикальные конденсаторы. Пары аммиака в этих аппаратах поступают в межтрубное пространство и конденсируются на внешней поверхности вертикальных труб, имеющих длину 3—6 мм. В верхний конец каждой трубы вставлен завихритель, обеспечивающий спиральное движение пленки охлаждающей воды по внутренней поверхности трубы. Тем самым при малой толщине пленки и небольших расходах воды обеспечивается высокая скорость ее движения по поверхности и значительно интенсифицируется теплообмен.

Теплообменники с пленочным движением жидкости часто применяют в пищевой промышленности [90] для тепловой обработки термолабильных, т. е. склонных к разложению при повышенных температурах,

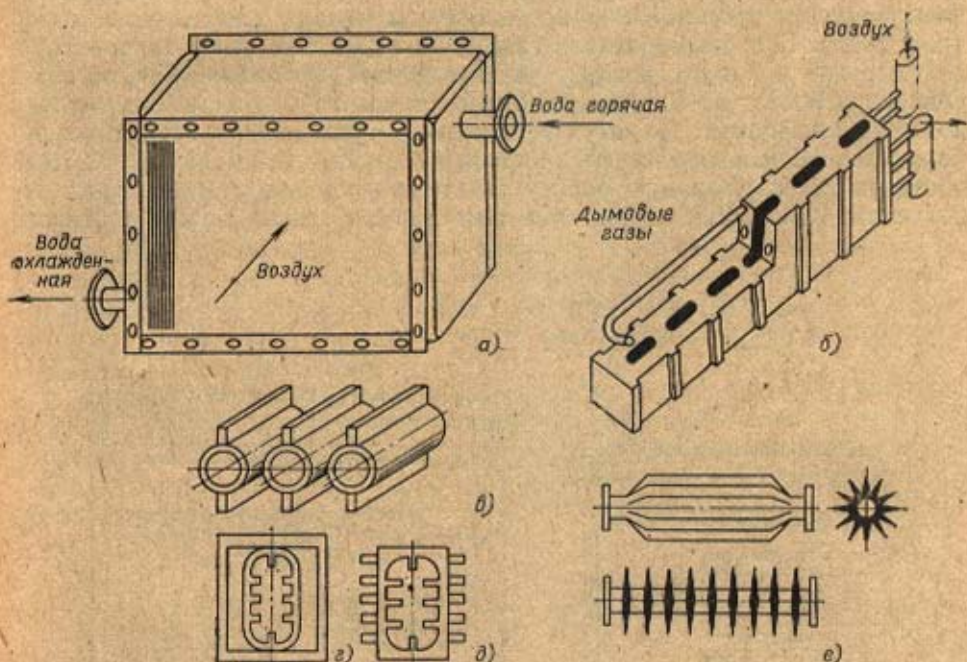


Рис. 28. Воздухонагреватели и рекуператоры:

а — стальной ребристый воздухонагреватель (калорифер); б — термоблочный рекуператор; в — трубы с пластинчатыми ребрами; г — чугунная труба с внутренним оребрением в приугольном кавале; д — чугунная литая труба с изогнутым двусторонним оребрением; е — чугунные литые трубы с наружным продольным и поперечным оребрением

материалов. Положительный эффект объясняется тем, что в пленке температурные напоры меньше, чем при заполнении всего сечения канала, а скорость движения выше. В итоге удается избежать перегрева и разложения обрабатываемой среды в пристенных областях.

Для нагревания воздуха горячей водой или паром в системах кондиционирования и вентиляции, а также с целью полезного использования теплоты дымовых газов котлов, промышленных печей, газотурбинных и других установок используют *воздухонагреватели, калориферы, рекуператоры и экономайзеры* [88, 91, 95].

Умеренный подогрев воздуха (до 300—400°С) осуществляют в калориферах или воздухоподогревателях и конвективных рекуператорах. Они могут быть выполнены в виде пластинчатых теплообменников из плоских стальных листов, чугунных и стальных ребристых труб, шахматных или коридорных пучков гладких стальных труб, устанавливаемых в газоходах или за ними. Некоторые из таких рекуператоров показаны на рис. 2.8.

В запыленных потоках используют преимущественно пучки гладких труб. Они имеют высокие технико-экономические показатели. Дымовые газы с целью снижения загрязнения поверхностей пропускают по трубам диаметром 25—60 мм, воздух — в межтрубном пространстве.

Для высокотемпературного нагревания воздуха (до 800°С) используют конвективно-радиационные и радиационные рекуператоры [95]. При температурах газа 800—900°С применяют трубчатые рекуператоры из углеродистой стали, чугунных ребристых труб (рис. 2.8, в—е). При температурах дымовых газов 900—1000°С часто используют термоблочные рекуператоры, в которых гладкие трубы установлены в профилированном чугунном каркасе, имеющем каналы для дымовых газов (рис. 2.8, б). При температурах газа 1000—1200°С и выше внутри труб, по которым проходит воздух, устанавливают металлические вставки. Они нагреваются за счет излучения от стенок труб и передают теплоту воздуху конвекцией. В результате температура поверхности труб понижается. Использование легированных сталей Х23Н13 и Х23Н18 обеспечивает нормальную работу рекуператоров при температурах поверхностей до 1100°С. При этом температура газов может достигать

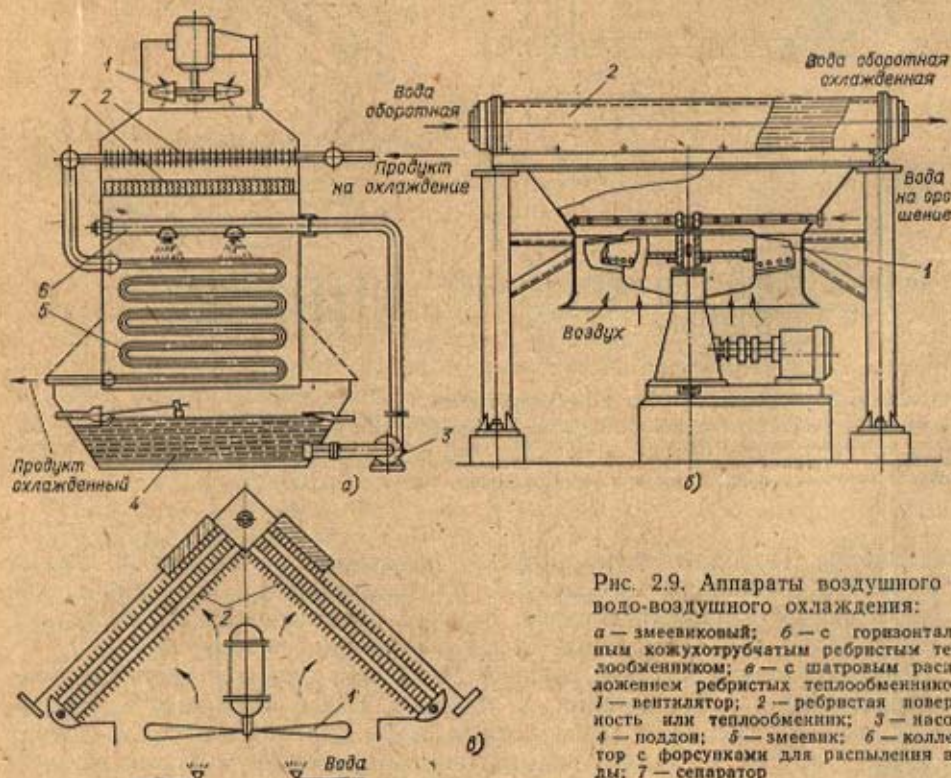


Рис. 2.9. Аппараты воздушного и водо-воздушного охлаждения:

а — змеевиковый; б — с горизонтальным кожухотрубчатым ребристым теплообменником; в — с шатровым расположением ребристых теплообменников; 1 — вентилятор; 2 — ребристая поверхность или теплообменник; 3 — насос; 4 — поддон; 5 — змеевик; 6 — коллектор с форсунками для распыления воды; 7 — сепаратор

1350 °С. Радиационные рекуператоры нерационально применять, если температура газов за ними ниже 650—750 °С.

Экономайзеры имеют змеевиковые трубчатые поверхности, омываемые снаружи поперечным потоком дымовых газов. В них получают воду с температурой 200—350 °С.

Змеевиковые поверхности и трубные пучки из гладких и ребристых стальных труб используют также в испарителях-охладителях, конденсаторах воздушного и водо-воздушного охлаждения холодильных машин и кондиционеров, применяемых для охлаждения оборотной воды, жидких и парообразных технологических продуктов (рис. 2.9).

Поверхность нагрева ребристых теплообменников набирают из труб с поперечными, продольными, проволочными, стерженьковыми и другими ребрами (рис. 2.10). Закрепление насаженных на трубы круглых, прямоугольных и общих для нескольких труб или всего пучка поперечных пластинчатых ребер обеспечивают за счет натяга, создаваемого при последующих дорновании или опрессовке труб [11]. Пайкой в расплавленном цинке, навивкой с натягом, завальцовкой в канавку или сваркой создают надежный контакт поверхности трубы с поперечно-спиральными ребрами [11, 28]. Трубы с наружным и внутренним продольным оребрением изготавливают методами литья, сварки, вытяжкой из расплава через фильеру, выдавливанием металла, нагретого до пластического состояния, через матрицу [11]. Для закрепления ребер на трубах и пластинах используют также гальванические покрытия, покраску. Медно-латунные и стальные пластинчато-ленточные, трубчато-ленточные и трубчато-пластинчатые транспортные теплообменники (рис. 2.11) паяют мягкими припоями на основе свинца и олова, а алюминиевые — припоем на основе алюминия в среде инертных газов или под флюсом. Применяют также электронно-лучевую и другие современные методы сварки.

Наиболее производительными и экономичными являются практически полностью автоматизированные процессы изготовления труб с навивным, накатным и приварным поперечно-спиральным оребрением, за счет которого поверхность труб при толщине ребер 0,3—0,6 мм и шаге 3 мм увеличивается до 20 раз. Автоматизирован и процесс изготовле-

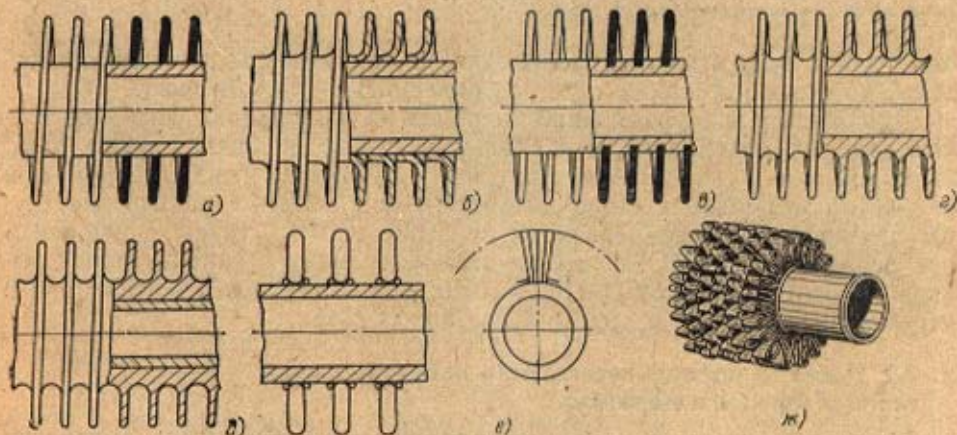


Рис. 2.10. Ребристые трубы:

а — с оцинкованным; б — с навивным в натяг I-образным и в — с завальцованным в канавку поперечно-спиральным оребрением; г и д — моно- и биметаллические накатные ребристые трубы; е и ж — трубы с проволочно- и ленточно-спиральными ребрами

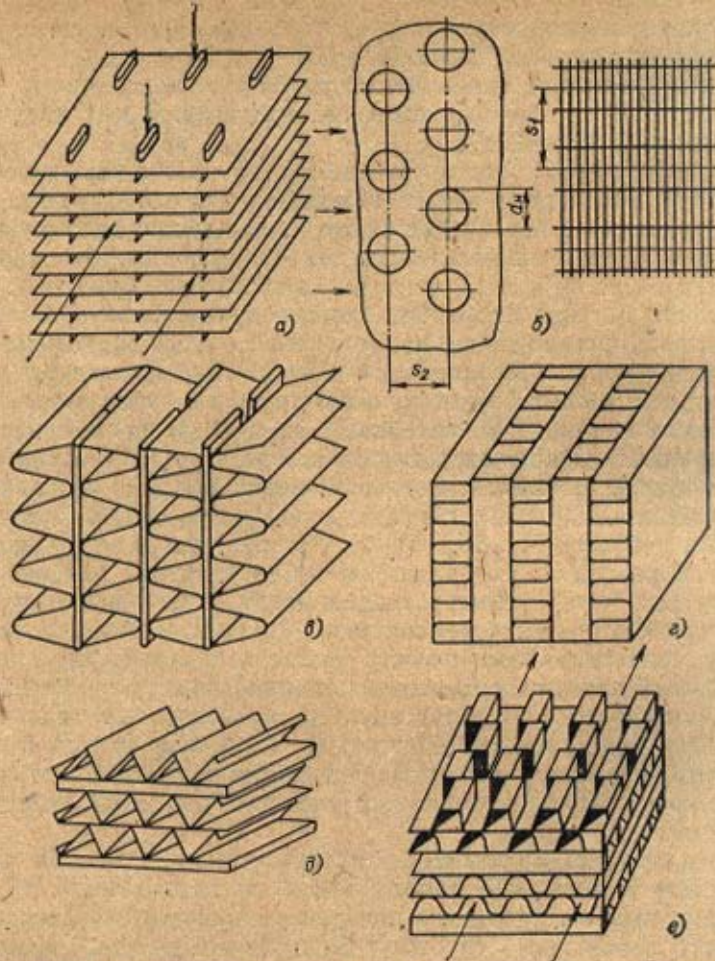


Рис. 2.11. Ребристые поверхности нагрева для транспортных теплообменников и теплообменников газотурбинных двигателей:

а, б — трубчато-пластинчатые; в — трубчато-ленточная; г, д и е — пластинчато-ленточные; s_1 , s_2 — шаги труб; d_n — наружный диаметр труб

ния труб с эффективным проволочно- и ленточно-спиральным оребрением, но стоимость таких труб по сравнению с другими выше.

Для повышения эффективности ребер их изготавливают из более теплопроводных материалов, чем стальные трубы: из меди, латуни, чаще из алюминия. Однако из-за нарушения контакта между ребром или ребристой рубашкой и стальной несущей трубой биметаллические трубы применяют при температурах не выше 280°C , трубы с навивным оребрением — до 120°C ; навивные завальцованные в канавку ребра выдерживают температуру 330°C , но быстро корродируют у основания в загрязненном воздухе и других агрессивных газах.

2.2. Расчет и последовательность проектирования теплообменных аппаратов

В практике расчета и проектирования теплообменных аппаратов принято различать тепловой конструктивный, тепловой поверочный, компоновочный, гидравлический, механический и технико-экономический расчеты.

Тепловой конструктивный расчет выполняют с целью создания нового по конструкции аппарата или выбора его из числа стандартных. При этом известны расходы, начальные температуры и основные свойства теплоносителей, тепловая мощность аппарата. Часто вместо тепловой мощности заданы конечные температуры теплоносителей. В результате расчета определяют площадь поверхности и основные конструктивные размеры аппарата. В поверочном расчете обычно требуется определить конечные температуры теплоносителей или тепловую мощность при известных размерах, начальных параметрах и свойствах теплоносителей. Тепловой конструктивный расчет проводят обычно совместно с компоновочным и гидравлическим расчетами.

В компоновочном расчете устанавливают основные соотношения между площадью поверхности теплообмена, проходными сечениями каналов для теплоносителей, числом ходов, габаритными размерами теплообменника.

Целью гидравлического расчета является определение гидравлических сопротивлений проходных каналов теплообменника и затрат мощности на перемещение теплоносителей и технологических сред. Если они оказываются выше предусмотренных заданием, составляемым с учетом условий эксплуатации и возможностей изготовления аппарата, то вносят изменения в принятые при тепловом расчете поперечные и продольные размеры каналов, скорости теплоносителя, изменяют на этой основе компоновку (например, увеличивают или уменьшают число ходов, изменяют схему соединения секций аппарата и т. п.) или заменяют ранее выбранный тип аппарата на другой. После этого тепловой компоновочный и гидравлический расчеты повторяют до тех пор, пока не будут удовлетворены указанные ограничения. В задании могут быть указаны и другие виды ограничений, например по габаритам, массе теплообменника и т. д.

Как правило, рассчитываемые теплообменники выбирают из числа стандартных, выпускаемых промышленностью. Детальное проектирование и создание новых теплообменных аппаратов оправдано лишь в тех случаях, когда выпускаемые промышленностью аппараты не удовлетворяют заданным условиям их эксплуатации или не могут быть использованы по каким-либо иным соображениям.

Следующим этапом при проектировании теплообменных аппаратов является механический расчет, т. е. проверка деталей аппарата и их соединений на прочность, плотность и жесткость (ГОСТ 14249-80). При этом уточняются толщины трубных решеток, труб, обечаек, днищ и других деталей. Если теплообменник выбирают из стандартных или нормализованных (выпускаемых по отраслевым нормалам), то сравнивают расчетные давление и температуру в аппарате с допустимыми [7, 95]. В результате механического расчета также могут быть внесены изменения в принятые в тепловом и компоновочном расчетах размеры деталей аппарата, но обычно это не сказывается на размерах каналов, площади поверхности и габаритах теплообменника. Если аппарат предназначен для работы под давлением более $0,7 \cdot 10^5$ Па, то его конструктивное выполнение должно соответствовать правилам Госгортехнадзора [7].

Совокупность теплового конструктивного, компоновочного, гидравлического, механического и технико-экономического расчетов, в результате которых определяют затраты на изготовление, монтаж и эксплуатацию теплообменного аппарата, называют *проектным расчетом*.

При проектировании теплообменных аппаратов приходится считаться с рядом противоречивых факторов. Например, увеличение скорости

теплоносителей или уменьшение поперечных размеров каналов, с одной стороны, интенсифицирует теплообмен, а с другой, ведет к росту гидравлических сопротивлений и затрат энергии на привод насосов и вентиляторов. Применение легированных сталей повышает коррозионную стойкость деталей аппарата и увеличивает срок его службы, но одновременно приводит к усложнению процесса изготовления и росту стоимости теплообменника. Окончательный ответ на вопрос об оптимальных скоростях и параметрах теплоносителей, размерах деталей аппарата и применяемых для их изготовления материалов дает технико-экономический расчет [45, 58].

Имеющиеся в настоящее время возможности применения ЭВМ, разработанные численные методы и методы математического моделирования теплообменных аппаратов позволяют производить оптимизационные расчеты при изменении конструктивных размеров, термо- и гидродинамических параметров и других факторов в широком диапазоне.

2.3. Тепловой конструктивный расчет

Тепловой конструктивный расчет двухпоточного рекуперативного теплообменника, предназначенного для работы в стационарном режиме, сводят обычно к совместному решению уравнений теплового баланса и теплопередачи. Первое из них можно записать так:

$$Q_1 = Q_2 + Q_{\text{пот}}, \quad (2.1)$$

или

$$Q_1 \eta = Q_2, \quad (2.2)$$

где Q_1 , Q_2 — количества теплоты, отданной греющим и воспринятой нагреваемым теплоносителями; $Q_{\text{пот}}$ — потери теплоты в окружающую среду; $\eta = 1 - Q_{\text{пот}}/Q_1 = Q_2/Q_1$ — КПД.

Уравнение теплопередачи:

$$Q = Q_2 = kF\Delta t, \quad (2.3)$$

где k — коэффициент теплопередачи; F — площадь поверхности теплообмена; Δt — средняя разность температур между теплоносителями (средний температурный напор).

Конкретный вид уравнения теплового баланса зависит от количества участвующих в теплообмене сред, их фазового состояния и происходящих фазовых превращений.

Для двух теплоносителей, не меняющих фазового состояния, уравнение имеет вид

$$G_1 c_1 (t_1' - t_1'') \eta = G_2 c_2 (t_2'' - t_2'), \quad (2.4)$$

где G_1 и G_2 — расходы; c_1 и c_2 — удельные теплоемкости; t_1' , t_1'' и t_2' , t_2'' — соответственно температуры греющего и нагреваемого теплоносителей на входе и выходе из аппарата.

Если один из теплоносителей изменяет фазовое состояние, например происходит конденсация пара при охлаждении его водой, имеем

$$G_1 (h_1' - h_1'') \eta = G_2 c_2 (t_2'' - t_2'), \quad (2.5)$$

где h_1' и h_1'' — энтальпии пара на входе в теплообменник и конденсата на выходе из него.

Если изменяется фазовое состояние обоих теплоносителей, например при получении вторичного пара из воды за счет теплоты конденсации греющего пара в паропреобразователе, то

$$G_1(h_1' - h_1'')\eta = G_2(h_2'' - h_2'), \quad (2.6)$$

где h_2' и h_2'' — начальная и конечная энтальпии нагреваемой среды.

На практике широко распространены процессы охлаждения парогазовых смесей, например продуктов перегонки нефти, влажного воздуха в системах кондиционирования и холодильных камерах, в поверхностных теплообменниках. Если при этом температура поверхности ниже температуры точки росы, то процесс охлаждения сопровождается конденсацией пара. Для этого случая уравнение теплового баланса имеет вид

$$[L_1(h_1' - h_1'') - \Delta G_{\kappa} c_{\kappa} t_{\kappa}] \eta = G_2 c_2 (t_2'' - t_2'), \quad (2.7)$$

где L_1 — расход неконденсирующейся составляющей парогазовой смеси (например, воздуха); h_1' и h_1'' — энтальпии парогазовой смеси на входе в аппарат и выходе из аппарата, отнесенные к 1 кг неконденсирующегося газа. Их рассчитывают по уравнению

$$h = h_r x_r + h_n x_n, \quad (2.8)$$

где h_r и h_n — энтальпии, а x_r и x_n — массовые доли газа и пара ($x_r = G_r/L_1$; $x_n = G_n/L_1$); t_{κ} , c_{κ} и ΔG_{κ} — температура, удельная теплоемкость и количество конденсата на выходе из аппарата.

Другим распространенным случаем является орошение поверхности теплообмена жидкостью с целью интенсификации теплообмена на стороне газообразного теплоносителя, используемого для охлаждения конденсирующихся паров и капельных жидкостей. В этом случае жидкость, подаваемая на орошение, испаряется и образует с газообразным теплоносителем парогазовую смесь. Тогда уравнение теплового баланса принимает вид

$$G_1 c_1 (t_1' - t_1'') \eta = L_2 (h_2'' - h_2') + G_3'' c_3 t_3'' - G_3' c_3 t_3', \quad (2.9)$$

или

$$G_1 (h_1' - h_1'') \eta = L_2 (h_2'' - h_2') + G_3'' c_3 t_3'' - G_3' c_3 t_3', \quad (2.10)$$

где G_3' и G_3'' — количества жидкости, использованной для орошения, на входе в аппарат и на выходе из аппарата; c_3 , t_3' и t_3'' — ее удельная теплоемкость, начальная и конечная температуры.

Для утилизации теплоты уходящих газов после технологических печей, газотурбинных и других установок применяют аналогичные теплообменники — контактные теплообменники с активными насадками (КТАН), в которых нагревают воду, используемую затем для целей отопления, горячего водоснабжения или на технологические нужды. Некоторую часть воды подают на орошение поверхности со стороны газов. При охлаждении сухих газов, парциальное давление паров воды в которых ниже, чем у поверхности воды, подаваемой на орошение, часть теплоты газа расходуется на ее испарение, но результирующий тепловой поток направлен от парогазовой смеси к воде, используемой на энергетические или технологические нужды. В этом случае уравнение теплового баланса имеет вид

$$L_1 (h_1' - h_1'') \eta = G_2 c_2 (t_2'' - t_2') + G_3'' c_3 t_3'' - G_3' c_3 t_3'. \quad (2.11)$$

Количество выпавшего конденсата при охлаждении парогазовых смесей определяют по уравнению материального баланса

$$\Delta G_{\kappa} = L_1 (x_1' - x_1''), \quad (2.12)$$

а количество испарившейся жидкости в оросительных водоподогревателях — по аналогичному уравнению

$$\Delta G_3 = G_3' - G_3'' = L_2(x_2'' - x_2'), \quad (2.13)$$

или

$$\Delta G_3 = G_3' - G_3'' = L_1(x_1'' - x_1'). \quad (2.14)$$

В уравнениях (2.13) и (2.14) x_1' , x_1'' и x_2' , x_2'' — массовые доли пара в газе, а G_3' и G_3'' — расходы жидкости, используемой на орошение, на входе в аппарат и на выходе из него.

Чтобы из уравнения (2.3) определить площадь поверхности теплообмена, необходимо располагать значениями k и Δt или зависимостями для их расчета по известным, например, из задания параметрам.

Для многих теплообменников, используемых в общепринятых для них стандартных условиях, в справочной литературе [64, 95] приведены зависимости коэффициентов теплопередачи от температурных напоров, скоростей движения, температур, давлений и других факторов. В общем виде их можно представить уравнением

$$k = f(\rho v, \omega, \Delta t, p, \dots), \quad (2.15)$$

где ρv — массовая скорость газообразного теплоносителя; ω — скорость жидкостного теплоносителя; Δt — температурный напор; p — давление кипящей жидкости.

Конкретные зависимости вида (2.15) для некоторых типов теплообменников приведены в § 2.10. Когда подобные зависимости отсутствуют либо условия эксплуатации выбираемого теплообменника существенно отличаются от стандартных, для расчета коэффициента теплопередачи используют формулы, известные из курса «Основы тепломасообмена» [34, 35].

Для поверхностей, набранных из круглых труб,

$$k = \frac{1}{d_{cp} \left(\frac{1}{\alpha_1 d_n} + \frac{1}{2\lambda_{ст}} \ln \frac{d_n}{d_n} + \frac{1}{\alpha_2 d_n} \right) + R_{зар}}, \quad (2.16)$$

где α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи греющего и нагреваемого теплоносителей; d_{cp} , d_n и d_n — средний, внутренний и наружный диаметры труб; $\lambda_{ст}$ — теплопроводность материала труб; $R_{зар}$ — термическое сопротивление загрязнения с обеих сторон поверхности теплообмена.

При вычислении d_{cp} придерживаются следующего правила: при $\alpha_1 > \alpha_2$ $d_{cp} = d_n$; при $\alpha_1 = \alpha_2$ $d_{cp} = 0,5(d_n + d_n)$, при $\alpha_1 < \alpha_2$ $d_{cp} = d_n$.

Как правило, у труб, применяемых в теплообменных аппаратах, $d_n/d_n < 1,4$. Тогда расчет коэффициента теплопередачи можно вести по зависимости для плоской стенки

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{зар}}, \quad (2.17)$$

причем с погрешностью не более 1—3%.

Если известны толщины и теплопроводности загрязнений $\delta_{зар1}$, $\delta_{зар2}$, $\lambda_{зар1}$ и $\lambda_{зар2}$, то $R_{зар} = \delta_{зар1}/\lambda_{зар1} + \delta_{зар2}/\lambda_{зар2}$ при использовании формулы (2.16) и $R_{зар} = \delta_{зар1}/\lambda_{зар1} + \delta_{зар2}/\lambda_{зар2}$ при использовании формулы (2.17).

Значения $R_{зар}$ для многих видов теплоносителей и технологических сред приводятся в специальной литературе [58, 78]. При отсутствии

таких данных производят ориентировочный расчет на основе соотношений

$$k = k_0 \varphi \text{ или } F = \frac{F_0}{\varphi}, \quad (2.18)$$

где k_0 — коэффициент теплопередачи, рассчитанный для незагрязненной поверхности ($R_{\text{загр}}=0$); F_0 — расчетная площадь поверхности аппарата без учета загрязнений. Для большинства аппаратов $\varphi=0,65 \div 0,85$. Если из рабочих сред, участвующих в теплообмене, интенсивно выпадают осадки, $\varphi=0,4 \div 0,5$.

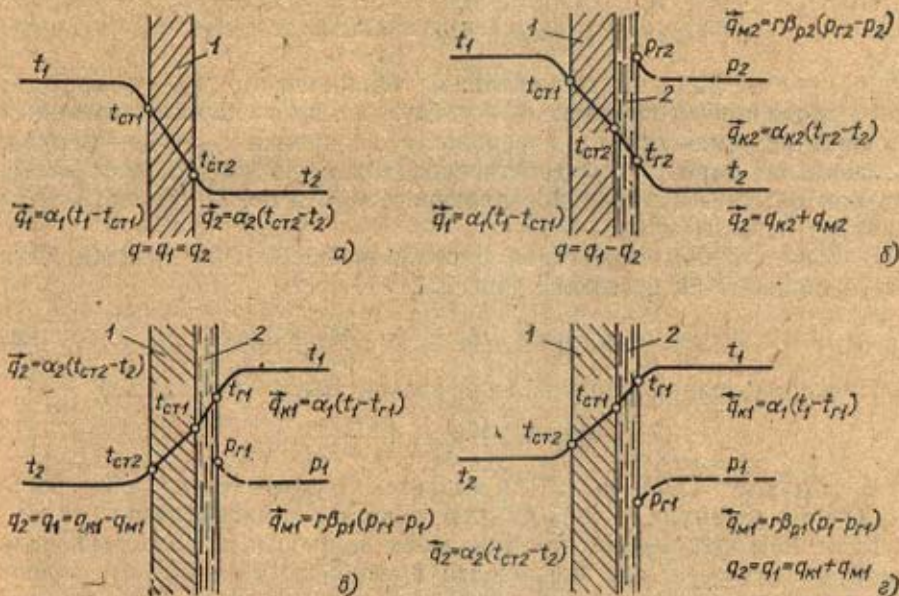


Рис. 2.12. Схемы переноса теплоты и массы при теплообмене через непроницаемую поверхность:

а — теплообмен без изменения агрегатного состояния вещества; б — нагревание газа, сопровождающееся испарением жидкости; в — охлаждение газа, сопровождающееся испарением жидкости; г — конденсация пара из парогазовой смеси; 1 — стенка; 2 — пленка жидкости или конденсата

Для расчета коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 в уравнениях (2.16) и (2.17) можно воспользоваться рекомендациями и формулами, приведенными в § 2.10. Там же указаны температуры и прочие условия, при которых выбирают или рассчитывают входящие в эти формулы теплофизические свойства теплоносителей, правила выбора характерных размеров и скоростей.

Когда для расчета коэффициентов теплоотдачи или теплопередачи требуется знать скорости теплоносителей, ими задаются, ориентируясь на рекомендации, которые приведены в табл. 1.3. После этого выбирают теплообменник из числа стандартных. При детальной проработке аппарата задаются конструкцией теплообменника и основными его размерами, необходимыми для расчета коэффициентов теплоотдачи (например, диаметром и шагами труб в пучке и т. п.). При этом должно выполняться уравнение неразрывности

$$G_i = \rho_i w_i f_i \quad (2.19)$$

по каждому из теплоносителей, где G_i — расход; ρ_i — плотность; ω_i — осредненная по сечению канала скорость теплоносителя; f_i — живое сечение канала для прохода греющего ($i=1$) и нагреваемого ($i=2$) теплоносителей.

Если конвективный теплообмен сопровождается массообменом, например испарением или конденсацией из парогазовой смеси, то пользуются понятием общего или эффективного коэффициента теплоотдачи. Характерные схемы переноса теплоты и массы при теплообмене через непроницаемую поверхность показаны на рис. 2.12. Так, в случае нагревания газа, сопровождающегося испарением (рис. 2.12,б), расчет ведут по уравнению

$$\alpha_2 = \alpha_{\kappa 2} + \beta_{\rho 2} r_2 \frac{p_{r2} - p_2}{t_{r2} - t_2}, \quad (2.20)$$

где $\alpha_{\kappa 2}$ — коэффициент конвективной теплоотдачи; $\beta_{\rho 2}$ — коэффициент массоотдачи при испарении; r_2 — удельная теплота парообразования при температуре жидкости на поверхности испарения t_{r2} ; p_{r2} — парциальное давление пара у поверхности испарения, равное давлению насыщения при t_{r2} ; p_2 — парциальное давление пара в потоке смеси; t_2 — температура смеси в потоке.

В случае охлаждения газа, сопровождающегося испарением жидкости, подаваемой на орошение (рис. 2.12,в),

$$\alpha_1 = \alpha_{\kappa 1} - \beta_{\rho 1} r_1 \frac{p_{r1} - p_1}{t_1 - t_{r1}}. \quad (2.21)$$

При конденсации пара из парогазовой смеси (рис. 2.12,г)

$$\alpha_1 = \alpha_{\kappa 1} + \beta_{\rho 1} r_1 \frac{p_1 - p_{r1}}{t_1 - t_{r1}}. \quad (2.22)$$

В формулах (2.21) и (2.22) индексом 1 обозначены те же величины, что и в формуле (2.20), но для греющего теплоносителя.

Если толщина пленки испаряющейся жидкости, подаваемой на орошение поверхности, или конденсата пренебрежимо мала или происходит капельная конденсация, то $p_{r1} = p_{cr1}$; $t_{r1} = t_{cr1}$; $p_{r2} = p_{cr2}$; $t_{r2} = t_{cr2}$ (p_{cr1} и p_{cr2} — парциальные давления пара, определяемые соответственно при t_{cr1} и t_{cr2}). Указанные условия выполняются при подводе жидкости к поверхности испарения по капиллярно-пористому покрытию, при конденсации пара из влажного воздуха в широком диапазоне изменения его температуры и влажности, в частности в системах кондиционирования, в сушильных установках и т. п.

Рекомендации по расчету α_{κ} и β_{ρ} приведены в § 2.10.

При расчете коэффициентов тепло- и массоотдачи существенным является правильное определение или расчет теплофизических свойств теплоносителей. Сведения об этих свойствах и методах их расчета приводятся в справочной и специальной литературе [16, 95, 108].

При использовании табличных данных значения теплофизических свойств теплоносителей выбирают обычно при средних температурах теплоносителей t_1 и t_2 . В особых случаях способ выбора определяющей температуры специально оговаривают. Среднюю температуру среды с наименьшей разницей между начальной и конечной температурами рассчитывают как среднеарифметическую:

$$t_1 = (t_1' + t_1'')/2. \quad (2.23)$$

Для второго теплоносителя ее вычисляют как

$$t_2 = t_1 + \Delta t, \quad (2.24)$$

где Δt — средняя разность температур между теплоносителями.

Средний температурный напор в случае теплообмена без изменения фазового состояния теплоносителей при прямотоке и противотоке (рис. 2.13) рассчитывают как среднелогарифмический между наибольшим и наименьшим напорами:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{2,3 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} \quad (2.25)$$

Формула (2.25) справедлива также и в случае, когда только один из теплоносителей меняет фазовое состояние (рис. 2.13, ж, зона II).

Если меняется фазовое состояние и греющей, и нагреваемой сред, например при кипении и конденсации (зона II на рис. 2.13, з, у), то температурный напор имеет постоянное значение и равен

$$\Delta t = t_{н1} - t_{н2}, \quad (2.26)$$

где $t_{н1}$ и $t_{н2}$ — температуры насыщения конденсирующегося пара и кипящей жидкости.

Обычно пар поступает в теплообменник перегретым, а конденсат переохлаждают во избежание его самовскипания на выходе из теплообменника. В свою очередь вода, поступающая в аппарат, имеет более низкую температуру, чем температура насыщения. Образующийся пар перегревают с целью снижения уноса из аппарата капель жидкости и предупреждения нежелательной конденсации пара в паропроводах, подводящих его к теплоиспользующему оборудованию. Указанным про-

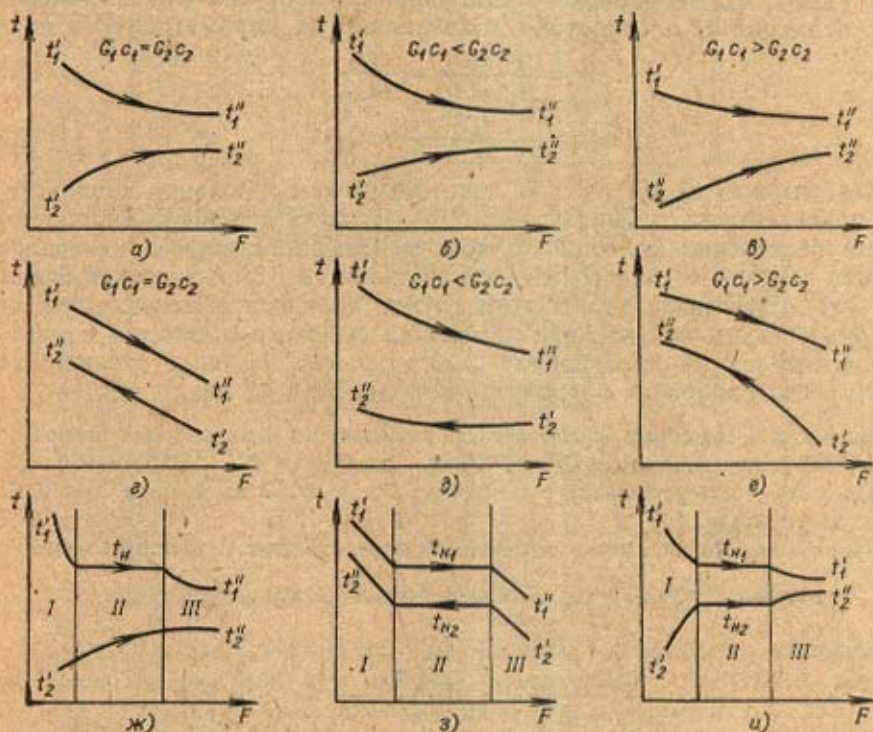


Рис. 2.13. Изменение температуры теплоносителей в рекуперативных теплообменниках непрерывного действия:

а—в — при противоточном и а—в — при противоточном движении теплоносителей без фазовых превращений; ж — при фазовом изменении греющей среды и прямотоке; з — при противотоке и изменении фазового состояния обоих теплоносителей; у — то же при прямотоке

цессам соответствуют участки температурных кривых в зонах I и III на графиках рис. 2.13, ж, и.

Поскольку в зонах I—III температурные напоры и коэффициенты теплопередачи могут существенно отличаться, расчет размеров поверхностей нагрева каждой из зон, строго говоря, нужно производить раздельно, рассчитывая Δt_I и Δt_{III} по (2.25), а Δt_{II} — по (2.26). В промышленных и станционных теплообменниках влияние зон перегрева, переохлаждения и недогрева обычно мало и им в расчетах пренебрегают. В транспортных теплообменниках дело обстоит, как правило, иначе, и расчет ведут по зонам.

Если при противотоке полные теплоемкости теплоносителей одинаковы, т. е. $G_1 c_1 = G_2 c_2$, то $\Delta t_m = \Delta t_0 = \Delta t$. Когда $\Delta t_0 / \Delta t_m \leq 4,5$, вместо формулы (2.25) используют зависимость

$$\Delta t = 0,5(\Delta t_0 + \Delta t_m) = 0,1(\Delta t_0 - \Delta t_m), \quad (2.27)$$

которая дает ошибку не более 3%. Если же $\Delta t_0 / \Delta t_m \leq 1,8$, то

$$\Delta t = 0,5(\Delta t_0 + \Delta t_m). \quad (2.28)$$

При перекрестном токе и более сложных схемах течения теплоносителей и сред, не меняющих агрегатного состояния,

$$\Delta t = \Delta t_{\text{прот}} \varepsilon_{\Delta t}, \quad (2.29)$$

где $\Delta t_{\text{прот}}$ — температурный напор, рассчитанный по формуле противотока (2.25); $\varepsilon_{\Delta t}$ — поправка, учитывающая влияние схемы движения сред, отличной от противотока, и зависящая от параметров P и R :

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} = \frac{\delta t_2}{\Delta t_{\text{макс}}}; \quad (2.30)$$

$$R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{\delta t_1}{\delta t_2} = \frac{G_2 c_2}{G_1 c_1}. \quad (2.31)$$

Зависимости $\varepsilon_{\Delta t}(P, R)$ для некоторых схем движения теплоносителей приведены на графиках рис. 2.14. Из этих графиков видно, что в случае бесконечно большой полной теплоемкости любого из теплоносителей ($G_1 c_1 \rightarrow \infty$ или $G_2 c_2 \rightarrow \infty$) поправка $\varepsilon_{\Delta t}$ обращается в единицу ($\varepsilon_{\Delta t} \rightarrow 1$). Действительно, в этом случае характер изменения температур будет таким же, как при изменении фазового состояния одного из теплоносителей (зона II на рис. 2.13, ж), когда значение среднего температурного напора не зависит от направления их движения.

Пример 2.1. Подобрать caloriferную установку из многоходовых caloriferов марки КВС-П для нагревания $G_2 = 12\,000$ кг/ч воздуха от $t_2' = -35^\circ\text{C}$ до $t_2'' = 25^\circ\text{C}$. Теплоноситель — перегретая вода с температурой $t_1' = 150^\circ\text{C}$ на входе и $t_1'' = 70^\circ\text{C}$ на выходе из установк.

Решение. По уравнению теплового баланса определяем тепловую мощность

$$Q = G_2 c_2 (t_2'' - t_2') = \frac{12\,000}{3600} \cdot 1007 [25 - (-35)] = 200\,000 \text{ Вт}$$

и расход воды

$$G_1 = \frac{Q}{c_1 (t_1' - t_1'')} = \frac{200\,000}{4190 (150 - 70)} = 0,598 \text{ кг/с.}$$

Принимаем массовую скорость воздуха в живом сечении caloriferов $\rho_2 v_2 = 9$ кг/(м²·с), и по уравнению неразрывности определяем расчетную площадь живого сечения caloriferов:

$$f_2 = \frac{G_2}{\rho_2 v_2} = \frac{3,34}{9} = 0,37 \text{ м}^2.$$

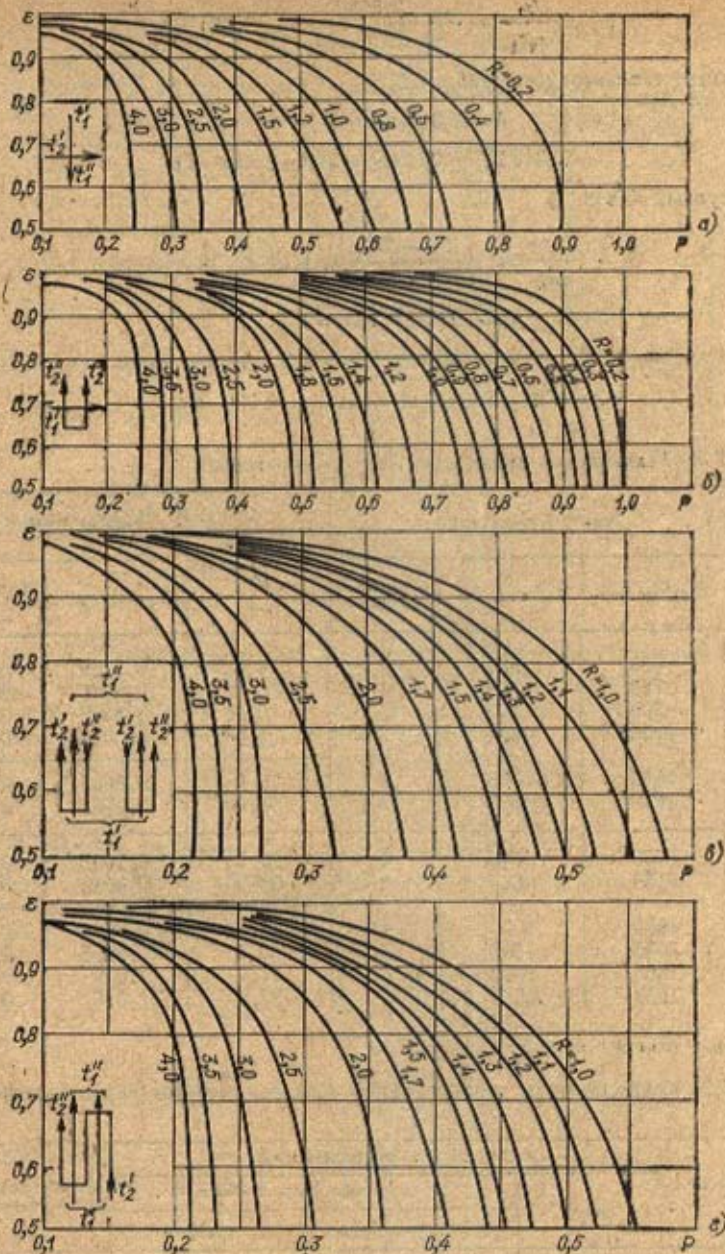


Рис. 2.14. Зависимости $\varepsilon_{\Delta t}(P, R)$ для некоторых схем движения теплоносителей

Калориферов с такой площадью живого сечения нет (табл. 2.1). Поэтому выбираем два калорифера КВС7-П с площадью живого сечения $f_2=0,172 \text{ м}^2$ каждый и включаем их по воздуху параллельно. Тогда массовая скорость воздуха

$$\rho_a v_a = \frac{3,34}{2 \cdot 0,172} = 9,7 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

Скорость воды в трубах (при последовательном соединении калориферов по воде $f_d=0,00115 \text{ м}^2$)

$$\omega_1 = \frac{G_1}{\rho_1 v_1} = \frac{0,598}{1000 \cdot 0,00115} = 0,521 \text{ м/с.}$$

Коэффициент теплопередачи (табл. 2.2)

$$k = 20,3 (\rho_2 v_2)^{0,32} \omega_1^{0,13} = \\ = 20,3 (9,7)^{0,32} \cdot 0,524^{0,13} = 39,4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К).}$$

Температурный напор

$$\frac{\Delta t_0}{\Delta t_m} = \frac{(150 - 25)}{70 - (-35)} = 1,19 < 1,8$$

$$\Delta t = 0,5(125 + 105) = 115 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Тепловая мощность двух калориферов КВС 7-П по уравнению теплопередачи

$$Q = kF\Delta t = 39,4(2 \cdot 14,6) \cdot 115 = 128 \text{ 000 Вт.}$$

Таблица 2.1. Технические характеристики калориферов*

Тип и номер калорифера	Размеры пучка труб			Площадь поверхности, м ²	Площадь живого сечения, м ²	
	Ширина, мм	Высота, мм	Число рядов		по воздуху	по теплоносителю
КВС7-П	655	503	3	14,6	0,1720	0,01159
КВС8-П	780	503	3	16,92	0,2048	0,01159
КВС9-П	905	503	3	19,56	0,2376	0,01159
КВС10-П	1155	503	3	25,08	0,3033	0,01159
КВС11-П	1655	1003	3	72,0	0,8665	0,00232
КВС12-П	1655	1503	3	108,00	1,2985	0,00232
КВБ8-П	780	503	4	22,4	0,2048	0,001544
КВБ10-П	1155	503	4	33,34	0,3033	0,001544
КВБ11-П	1655	1003	4	85,63	0,8665	0,0031
КВБ12-П	1655	1503	4	143,5	1,2985	0,0046
КсК-3-11	1663	1003	4	91,8	1,045	0,0023
КсК-4-12	1663	1503	4	122,4	1,045	0,003

* Более полные данные приведены в [64].

Таблица 2.2. Коэффициенты теплопередачи и гидравлическое сопротивление калориферов

Тип поверхности калорифера	k, Вт/(м ² ·К), при теплоносителе			Сопротивление по воздуху Δр, Па
	паре*	воде при скорости, м/с		
		0,02—0,25	0,25—1	
Спирально-навивная	17,5 (ρv) ^{0,47}	41,4 (ρv) ^{0,353} ω ^{1,9}	15,5 (ρv) ^{1,61} ω ^{0,13}	1,1z (ρv) ^{1,97}
Пластинчатая	—	20,3 (ρv) ^{0,32} ω ^{0,13}		0,71z (ρv) ^{1,62}
Спирально-накатная биметаллическая	—	20,3 (ρv) ^{0,665} ω ^{0,184} при ω=0,6÷1,5		0,345 (ρv) ^{1,7z} 1,6

* Пар в качестве теплоносителя применяется только в однокоридных калориферах, устанавливаемых относительно оси труб вертикально.

Из расчета видно, что двух калориферов недостаточно для обеспечения тепловой мощности 200 000 Вт. Поэтому увеличим их количество вдвое, соединив их и по воздуху, и по воде по схеме два последовательно — два параллельно. При этом массовая скорость воздуха останется прежней: $\rho_2 v_2 = 9,7 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, а скорость воды снизится вдвое: $\omega_1 = 0,262 \text{ м}/\text{с}$. Тогда коэффициент теплопередачи

$$k = 20,3 (9,7)^{0,82} \cdot 0,262^{0,13} = 36,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Суммарная тепловая мощность четырех калориферов

$$Q = 4 \cdot 14,16 \cdot 36,1 \cdot 115 = 234 \text{ 000 Вт}.$$

Запас площади поверхности составляет

$$\frac{234 \text{ 000} - 200 \text{ 000}}{200 \text{ 000}} \cdot 100 = 17\%.$$

Сопротивление калориферов по воздуху (формула взята из табл. 2.3)

$$\Delta p = 2 \cdot 2,13 (\rho_2 v_2)^{1,62} = 2 \cdot 2,13 (9,7)^{1,62} = 173.$$

Пример 2.2. Выполнить тепловой конструктивный расчет вертикального пароводяного кожухотрубного подогревателя тепловой мощностью $Q = 25 \cdot 10^6 \text{ Вт}$. Параметры греющего пара: давление $p_n = 2,5 \cdot 10^6 \text{ Па}$, начальная температура $t'_n = 130^\circ \text{C}$. Начальная и конечная температуры нагреваемой воды $t'_n = 70^\circ \text{C}$ и $t''_n = 120^\circ \text{C}$. Поверхность нагрева выполнена из латунных труб $d_n/d_n = 18/20 \text{ мм}$. Вода проходит по трубам, пар — в межтрубном пространстве. Теплообменник расположен вертикально. Высота труб $H = 4 \text{ м}$; $\eta = 0,99$.

Решение. По таблицам для воды и водяного пара [96] находим энтальпию пара при p_n и t'_n $h_n = 2723 \text{ кДж}/\text{кг}$, температуру насыщения пара $t_n = 127^\circ \text{C}$ и энтальпию конденсата при p_n и t_n $h_k = 534 \text{ кДж}/\text{кг}$.

Расход греющего пара

$$D = \frac{Q}{(h_n - h_k) \eta} = \frac{25 \cdot 10^6}{(2723 - 534) \cdot 10^3 \cdot 0,99} = 11,53 \text{ кг}/\text{с}.$$

Расход воды

$$G_w = \frac{Q}{c_w (t''_n - t'_n)} = \frac{25 \cdot 10^6}{4214 (120 - 70)} = 118,6 \text{ кг}/\text{с},$$

где $c_w = 4214 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ при средней температуре воды $t_w = 0,5(t'_n + t''_n) = 95^\circ \text{C}$.

Средний температурный напор

$$\Delta t = \frac{t''_n - t'_n}{\ln \frac{t_n - t'_n}{t_n - t''_n}} = \frac{120 - 70}{\ln \frac{127 - 70}{127 - 120}} = 23,8^\circ \text{C}.$$

Так как для расчета коэффициента теплоотдачи от пара к поверхности необходимо задаваться температурой стенки, коэффициент теплопередачи удобнее определять графоаналитическим методом. Для этого предварительно строят графики зависимостей от температурного напора плотности тепловых потоков от пара к стенке $q_1(\Delta t_1)$, через стенку $q_2(\Delta t_2)$, через слой накипи $q_3(\Delta t_3)$ и от стенки к воде $q_4(\Delta t_4)$ (рис. 2.15). При установившемся режиме $q_1 = q_2 = q_3 = q_4 = q$ и $\Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 + \Delta t_4$; далее строят график зависимости $q = f(\Delta t)$, по которому при найденном выше значении $\Delta t = 23,8^\circ \text{C}$ определяют расчетное значение удельной тепловой нагрузки в аппарате q и коэффициент теплопередачи $k = q/\Delta t$.

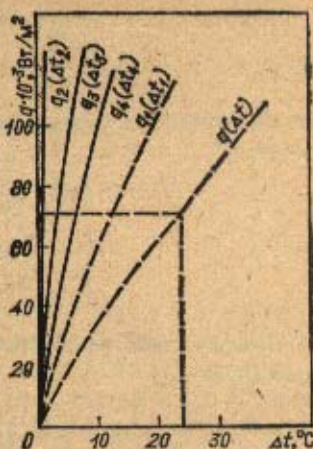


Рис. 2.15. Построение зависимости $q(\Delta t)$ при графоаналитическом методе расчета теплообменника

Поверхностная плотность теплового потока от пара к стенке, Вт/м²,

$$q_1 = \alpha_1 \Delta t_1 = 10\,800 \Delta t_1^{0,75},$$

где в соответствии с формулой (2.164)

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 1,34 \left(\frac{\lambda_{ж}^3 \rho_{ж} r}{\mu_{ж} \Delta t_1 H} \right) = 1,34 \frac{5700 + 56 t_{ж1} - 0,09 t_{ж1}^2}{(\Delta t_1 H)^{0,25}} = \\ &= 1,34 \frac{5700 + 56 t_{ж1} - 0,09 t_{ж1}^2}{\Delta t_1^{0,25} \cdot 4^{0,25}} = 10\,800 \Delta t_1^{-0,25}. \end{aligned}$$

Поверхностная плотность теплового потока через стенку трубы [для латуни $\lambda_{ст} = 105$ Вт/(м·К)]

$$q_2 = \frac{\lambda_{ст}}{\delta_{ст}} \Delta t_2 = \frac{105}{0,001} \Delta t_2 = 105\,000 \Delta t_2.$$

Поверхностная плотность теплового потока через накипь [принимаем толщину накипи $\delta_{н} = 2$ мм; теплопроводность $\lambda_{н} = 3,49$ Вт/(м·К)]

$$q_3 = \frac{\lambda_{н}}{\delta_{н}} \Delta t_3 = \frac{3,49}{0,002} \Delta t_3 = 17\,450 \Delta t_3.$$

Поверхностная плотность теплового потока от стенки к воде

$$q_4 = \alpha_w \Delta t_4 = 10\,179 \Delta t_4.$$

Здесь для расчета α_w использована формула (2.96), так как движение воды в трубах турбулентное:

$$Re_w = \frac{w_w d_w}{\nu_w} = \frac{1,5 \cdot 18 \cdot 10^{-3}}{0,311 \cdot 10^{-6}} = 86\,817,$$

где w_w — скорость воды в трубах, принятая равной 1,5 м/с; ν_w — кинематическая вязкость воды при $t_w = 95$ °С, причем для калориферов $\epsilon_1 = 1$

$$\alpha_w = 0,023 \frac{\lambda_w}{d_w} Re_w^{0,8} Pr_w^{0,4} = 0,023 \frac{68,15 \cdot 10^{-3}}{18 \cdot 10^{-3}} 86\,817^{0,8} \cdot 1,92^{0,4} = 10\,179 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Здесь λ_w и Pr_w — теплопроводность и число Прандтля для воды при $t_w = 95$ °С.

Из графика зависимости $q(\Delta t)$ при $\Delta t = 23,8$ °С получаем

$$q = 71 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2 \text{ и } k = \frac{71 \cdot 10^3}{23,8} = 2983 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Площадь поверхности нагрева

$$F = \frac{Q}{k \Delta t} = \frac{25 \cdot 10^6}{2983 \cdot 23,8} = 352 \text{ м}^2.$$

Количество труб в одном ходе (число ходов принимаем равным $z = 4$)

$$n = \frac{4G_w}{\pi d_w^2 w_w \rho_w} = \frac{4 \cdot 118,6}{3,14 \cdot 0,018^2 \cdot 1,4 \cdot 962} = 346,2.$$

Общая длина труб в четырех ходах

$$L = \frac{F}{\pi d_{ср} n} = \frac{352}{3,14 \cdot 0,019 \cdot 346} = 17,05 \text{ м}.$$

Число ходов

$$z = \frac{L}{H} = \frac{17,05}{4} = 4,26 \approx 4,$$

т. е. совпадает с принятым ранее.

Шаг между трубами в соответствии с рекомендациями § 2.5 принимаем равным $s=1,5d_n=1,5 \cdot 20=30$ мм.

Расположение труб в пучке ромбическое. С учетом правил, изложенных в § 2.5, диаметр кожуха аппарата $D_n=1,8$ м.

Размеры штуцеров для пара, воды и конденсата рассчитываем по уравнению неразрывности (2.19), задавшись значениями их скоростей в соответствии с рекомендациями табл. 1.3.

2.4. Поверочный тепловой расчет

На практике часто возникает необходимость для стандартного или вновь разработанного теплообменника при известных расходах G_1 , G_2 , начальных температурах t_1' и t_2' , площади поверхности аппарата F определить конечные значения температур теплоносителей t_1'' и t_2'' или, что то же самое, тепловую мощность аппарата. Из курса тепломассообмена [34, 35] известно, что t_1'' и t_2'' можно рассчитать по формулам

$$t_1'' = t_1' - (t_1' - t_2') \varepsilon \frac{(Gc)_{\text{мин}}}{G_1 c_1}; \quad (2.32)$$

$$t_2'' = t_2' + (t_1' - t_2') \varepsilon \frac{(Gc)_{\text{мин}}}{G_2 c_2}, \quad (2.33)$$

где ε — эффективность теплообменника, определяемая долей его действительной тепловой мощности от максимально возможной; $(Gc)_{\text{мин}}$ — наименьшее из $G_1 c_1$ и $G_2 c_2$.

Из курса тепломассообмена и теории теплообменных аппаратов [34, 35, 58] известно также, что в случае прямотока совместное решение уравнений теплопередачи и теплового баланса с учетом уравнения (2.25) дает следующее выражение для эффективности:

$$\varepsilon = \frac{\delta t_1 G_1 c_1}{\Delta t_{\text{макс}} C_{\text{мин}}} = \frac{1 - e^{-N(1 + C_{\text{мин}}/C_{\text{макс}})}}{1 + \frac{C_{\text{мин}}}{C_{\text{макс}}}}, \quad (2.34)$$

где $\delta t_1 = t_1' - t_1''$; $\Delta t_{\text{макс}} = t_1' - t_2'$; $N = kF/C_{\text{мин}}$ — число единиц переноса; $C_{\text{мин}}$, $C_{\text{макс}}$ — наименьшая и наибольшая полные теплоемкости теплоносителей, равные соответственно наименьшему и наибольшему произведениям расходов теплоносителей на их удельные теплоемкости.

В случае противотока

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-N(1 - C_{\text{мин}}/C_{\text{макс}})}}{1 - \frac{C_{\text{мин}}}{C_{\text{макс}}} e^{-N(1 - C_{\text{мин}}/C_{\text{макс}})}}. \quad (2.35)$$

Для перекрестной и более сложных схем движения теплоносителей зависимости $\varepsilon(N, C_{\text{мин}}/C_{\text{макс}})$ приведены в [50, 58].

Если коэффициент теплопередачи заранее неизвестен, его вычисляют так же, как при проведении теплового конструктивного расчета.

При $C_{\text{макс}} \gg C_{\text{мин}}$ (например, в случае конденсации пара, охлаждаемого водой)

$$\lim \varepsilon = 1 - e^{-N}. \quad (2.36)$$

Этим, в частности, можно подтвердить отсутствие влияния на Δt схемы движения теплоносителей при $C_{\text{макс}}/C_{\text{мин}} \rightarrow \infty$.

Из уравнений теплопередачи и теплового баланса следует также, что $N_1 = kF/C_1 = \delta t_1/\Delta t$ и $N_2 = kF/C_2 = \delta t_2/\Delta t$; $\varepsilon_1 = \delta t_1/\Delta t_{\text{макс}}$ и $\varepsilon_2 = \delta t_2/\Delta t_{\text{макс}}$, а $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 C_2/C_1$. Поэтому по аналогии с формулами (2.34) и (2.35) могут быть получены зависимости вида $\varepsilon_1(N_1, C_1, C_2)$ и $\varepsilon_2(N_2, C_1, C_2)$ (см., например, [58]).

Необходимость использовать для каждой конкретной схемы движения теплоносителей свою, отличную от других формулу эффективности затрудняет проведение расчетов. Для устранения отмеченного недостатка можно воспользоваться методом φ -тока, подробно изложенным в [58]. В соответствии с этим методом зависимость эффективности ε_2 от числа единиц переноса N_2 и относительной полной теплоемкости $\omega = C_2/C_1$ для всех без исключения схем движения теплоносителей описывается единой формулой

$$\varepsilon_2 = \frac{1 - \exp\{-N_2[1 + \omega(1 - 2f_\varphi)]\}}{1 + \omega(1 - f_\varphi) - \omega f_\varphi \exp\{-N_2[1 + \omega(1 - 2f_\varphi)]\}}, \quad (2.37)$$

где f_φ — характеристика схемы тока. Легко видеть, что при $f_\varphi = 0$ формула (2.37) переходит в формулу (2.34) для прямотока, при $f_\varphi = 1$ — в формулу (2.35) для противотока.

Идея метода φ -тока основана на том, что значения эффективности для подавляющего большинства сложных схем лежат между значениями эффективности для прямотока и противотока. Тогда, вводя функцию $f_\varphi = 0,5(1 - \cos \varphi)$, при $\varphi = 0$ получаем $f_\varphi = 0$, т. е. минимальное значение характеристики схемы тока, которое соответствует прямотоку. При $\varphi = \pi$ имеем максимальное значение характеристики $f_\varphi = 1$, которое отвечает наиболее эффективной противоточной схеме.

Для любой схемы, кроме прямоточной и противоточной, для которой f_φ — величины постоянные, f_φ есть, как правило, некоторая функция от $N_2 = kF/C_2$. Однако расчеты показали, что при $N_2 \leq 1,5$ и даже при $N_2 \leq 2$ f_φ можно принимать постоянными. Значения этих постоянных приведены в табл. 2.3. Там же даны предельные значения характеристик схемы тока f_φ^* , которые получаются, если в формуле (2.37) осуществить предельный переход при $N_2 \rightarrow \infty$ и $\omega \rightarrow 1$:

$$f_\varphi^* = \lim_{\substack{N_2 \rightarrow \infty \\ \omega \rightarrow 1}} f_\varphi = 2 - \frac{1}{\varepsilon_{\text{эмакс}}}. \quad (2.38)$$

При использовании уравнения (2.37) появляется возможность проводить на ЭВМ расчеты теплообменников с различными схемами движения теплоносителей по единообразной методике. При этом любой из теплообменных аппаратов можно представить в виде схемы, содержащей параллельно и последовательно включенные элементарные теплообменники, в каждом из которых движение теплоносителей носит только либо прямоточный, либо противоточный, либо поперечно-точный, либо перекрестно-точный характер, т. е. является простым. Размеры элементарных теплообменников всегда выбирают достаточно малыми, чтобы можно было пренебречь нелинейным характером изменения температуры теплоносителей и рассчитывать средний температурный напор на каждом из элементарных участков поверхности как среднеарифметический.

Пользуясь методом эффективности, удобно проводить не только проверочные, но и тепловые конструктивные расчеты теплообменников с самыми различными схемами движения теплоносителей. Для примера

Таблица 2.3. Характеристики схемы тока и предельной эффективности аппаратов для различных схем движения теплоносителей

Схема тока	Условное обозначение	f_{φ} при $N_2 < 2$	f_{φ}^*	$\eta_{2 \text{ макс}}$
			при $N_2 \rightarrow \infty$	
Поперечный, 1 хода		0,390	0,418	0,632
Поперечный, 2 хода		0,501	0,628	0,729
Перекрестный		0,555	1,000	1,000
Поперечнопрямоточный, 2 хода		-0,004	-0,315	0,432
Поперечнопрямоточный, число ходов ∞		0,000	0,000	0,5
Поперечнопротивоточный, 2 хода		0,660	0,688	0,762
Поперечнопротивоточный, число ходов ∞		1,000	1,000	1,000
Прямоточнопротивоточный, 2 хода		0,398	0,500	0,667
Противоточнопрямоточный, 2 хода		0,398	0,500	0,667
Прямоточнопротивоточный, 3 хода		0,350	0,400	0,625
Противоточнопрямоточный, 3 хода		0,438	0,500	0,667
Прямоточнопротивоточный, 4 хода		0,394	0,438	0,640
Противоточнопрямоточный, 4 хода		0,394	0,438	0,648
Поперечнопрямоточный двухходовой с шестью перегородками		0,320	-1,500	0,400
Поперечнопротивоточный двухходовой с шестью перегородками		0,363	0,815	0,844

рассмотрим последовательность расчета перекрестноточного теплообменного аппарата.

Разобьем поверхность теплообменника на i элементарных участков, как показано на рис. 2.16. Участки выберем достаточно малыми, чтобы в пределах каждого из них выполнялись условия $\Delta t = 0,5(\Delta t_0 + \Delta t_m)$ и $N_2 = \delta t_2 / \Delta t < 2$. При этом $f_{\varphi} = \text{const}$. Кроме того, считая коэф-

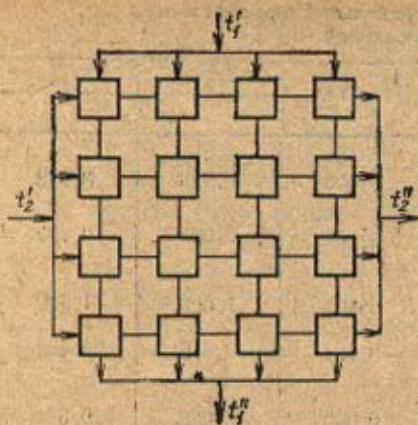


Рис. 2.16. Схема для расчета перекрестного теплообменника по методу эффективности на ЭВМ

4. По ε_1^1 рассчитывают конечные значения $(t_1'')^1$ и $(t_2'')^1$. Если они не совпадают с заданными t_1'' и t_2'' , изменяют принятое значение N_{21}^1 .
5. В случае их совпадения находят полную площадь поверхности теплообмена $F = N_2 C_2 / k$.

Используя изложенный метод, можно вычислить значения характеристик f_{Φ} для всех приведенных в табл. 2.3 и не вошедших в нее схем течения для любых значений N_2 во всем диапазоне их изменения.

2.5. Компонировочный расчет

Конкретный вид зависимостей, которыми пользуются при выполнении компоновочного расчета, определяется типом теплообменного аппарата и его конструктивными особенностями.

При расчете *кожухотрубчатых аппаратов* с цилиндрическим кожухом исходными данными являются: площадь поверхности теплообмена, внутренний, наружный диаметры и длина труб (F , d_b , d_n , L , ГОСТ 9929-77), расходы G_1 , G_2 и скорости теплоносителей w_1 , w_2 . Искомые величины — количество труб n и их размещение в пучке, внутренний диаметр корпуса аппарата D_b , число ходов в трубном пучке z_T и межтрубном пространстве z_{MT} , расположение и размеры штуцеров $d_{шт}$.

Количество труб определяют по формуле

$$n = \frac{F}{\pi d_{cp} L} = \frac{4G_1 z_T}{\pi d_b^2 w_1} \quad (2.39)$$

где $i=1$ или 2 в зависимости от того, какой из теплоносителей проходит по трубам; d_{cp} — средний диаметр трубы.

Трубы в трубных решетках обычно размещают по сторонам шестиугольников (т. е. по вершинам ромбов или треугольников) и по концентрическим окружностям (рис. 2.17).

При размещении по сторонам шестиугольников количество труб равно

$$n = 3a(a+1) + 1, \quad (2.40)$$

где a — порядковый номер шестиугольника, считая от центра, $a = (\sqrt{12n - 3} - 3)/6$, а количество труб на диагонали шестиугольника $b = 2a + 1$.

коэффициент теплопередачи неизменным вдоль всей поверхности, при $C_2 = \text{const}$ имеем $kF/C_{\text{мин}} = \text{const}$, если одинаковы площади поверхностей всех элементарных участков F_i . Тогда последовательность расчета теплообменника выглядит следующим образом.

1. Вычисляют эффективность всего теплообменника по заданным начальным и конечным температурам теплоносителей.

2. Выбирают некоторое значение N_{21}^1 для ступеней, причем $N_{21}^1 = N_2$, где N_2 — число единиц переноса всей системы.

3. По уравнению (2.37) вычисляют эффективность каждой ступени ε_1^1 .

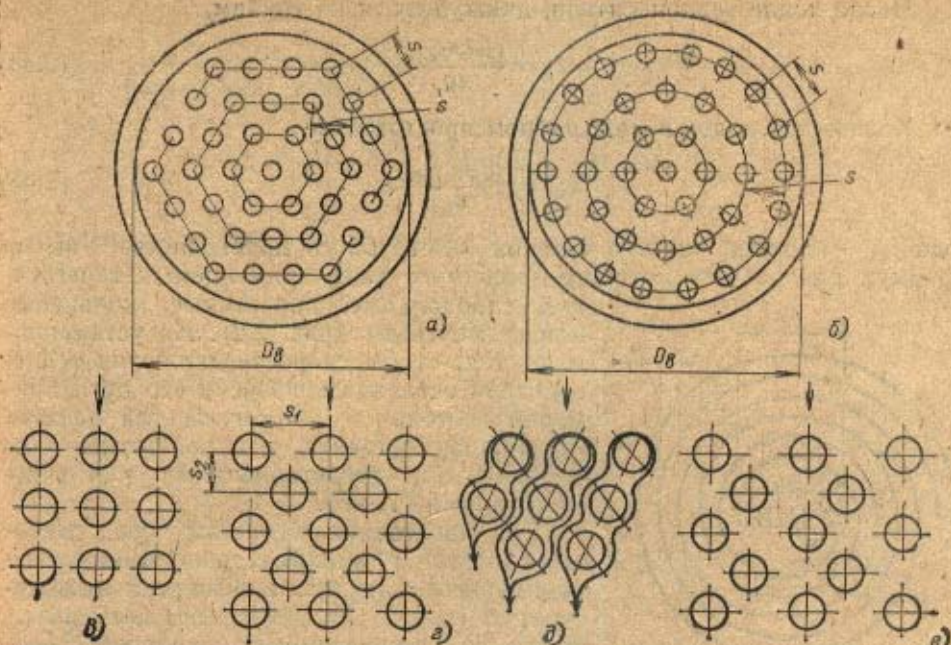


Рис. 2.17. Схемы расположения труб в трубном пучке:
a — по сторонам шестиугольника; *b* — по concentрическим окружностям; *c* — коридорный пучок;
d — шахматный пучок; *e* — пучок Жигалово; *e* — пучок с неравномерным поперечным шагом

Расстояние между осями труб выбирают по наружному диаметру трубы $s = (1,2 \div 1,4)d_n$, но не менее $s = d_n + 6$ мм. Общее количество труб должно быть таким, чтобы *a* и *b* были целыми числами. При $a > 6$ желательно заполнять трубами сегменты между краем активной площади трубной решетки и сторонами наружного шестиугольника.

При размещении труб по concentрическим окружностям шаг между трубами и окружностями стремится выдерживать равным *s*. Тогда радиусы окружностей будут $r_1 = s$; $r_2 = 2s$; $r_3 = 3s$ и т. д., а число труб равно

$$n = \sum_{i=1}^l n_i = 1 + \sum_{i=1}^l \frac{2\pi r_i}{s}, \quad (2.41)$$

где *i* — порядковый номер окружности.

Внутренний диаметр корпуса аппарата:
 одноходового

$$D_n = s(b - 1) + 4d_n \text{ или } D_n' = 1,1s\sqrt{n}, \quad (2.42)$$

многоходового

$$D_n = 1,1s\sqrt{\frac{n}{\eta}}, \quad (2.43)$$

где η — коэффициент заполнения трубной решетки, равный отношению площади, занятой трубами, к полной площади решетки в сечении аппарата. Обычно η лежит в пределах 0,6—0,8.

Расчетное значение D_n теплообменника округляют до ближайшего, рекомендуемого стандартом или нормами (например, ГОСТ 9929-82, 13202-77, 13203-77).

Число ходов теплоносителя, движущегося по трубам,

$$z_T = \frac{\pi d_n^2 \rho_T \omega_T}{4G_T} \quad (2.44)$$

Количество ходов в межтрубном пространстве

$$z_{MT} = \frac{f_{MT} \rho_{MT} \omega_{MT}}{G_{MT}} \quad (2.45)$$

где f_{MT} — площадь живого сечения межтрубного пространства, выбор формул для расчета которого зависит от типа применяемых перегородок (продольные, поперечные, кольцевые или сегментные) (рис. 2.2). Их устанавливают так, чтобы скорость движения теплоносителя оставалась на всем его пути примерно постоянной. Формулы для расчета f_{MT} можно составить, руководствуясь геометрическими представлениями или рекомендациями [7, 95].

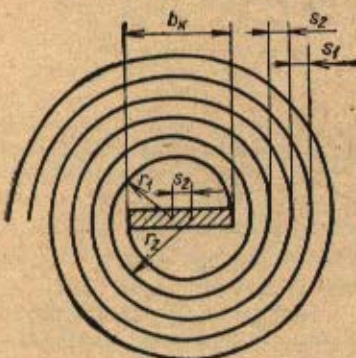


Рис. 2.18. Схема построения спиралей

Для нагревания различных сред дымовыми газами применяют теплообменники с коридорным или шахматным расположением труб (рис. 2.17). Дымовые газы омывают пучок в поперечном направлении, совершая один или несколько ходов. Кожух таких теплообменников делают прямоугольным с камерами для разворота потока газов.

В шахматных пучках теплообмен протекает более интенсивно. Для снижения аэродинамического сопротивления применяют также пучки с неравномерным поперечным шагом (рис. 2.17,е). При компоновочном расчете *пластинчатых теплообменников* из теплового расчета должны быть известны: общая площадь поверхности теплообмена F , расходы G_1 , G_2 и скорости теплоносителей ω_1 , ω_2 ; тип и поперечные размеры каналов, т. е. b — ширина и h — высота поперечного сечения канала, шаг l_0 , высота h_n и ширина a профиля пластины и т. д. Искомыми величинами являются: длина каналов L , их количество или количество пластин n , а также число секций z теплообменников, включаемых последовательно или параллельно по каждому из теплоносителей.

Размеры поверхности пластинчатого теплообменника с размерами пластин связаны соотношением

$$F = aL(2n-2)z, \quad (2.46)$$

где $z = G/(\rho \omega b h)$. Если пластины гофрированные, то L — полная или развернутая длина пластины.

Исходными данными для компоновочного расчета *спирального теплообменника* являются: площадь поверхности теплообмена F , ширина b и высота h поперечного сечения каналов, образованных соседними спиралями.

Для компоновки задаются шагом спиралей

$$s = b - \delta, \quad (2.47)$$

где $b = 8 \div 12$ мм (ГОСТ 12067-80); $\delta = 2$ мм при $p = 0,3$ МПа и $\delta = 3$ мм при $p = 0,6$ МПа; $h = 0,2 \div 1,5$ м.

Далее строят витки спиралей по радиусам $r_1 = d/2$ и $r_2 = d/2 + s$ (рис. 2.18), где d — диаметр первого витка спирали, $r_1 = 150$ мм (ГОСТ

12067-80). При этом ширину керна принимают равной

$$b_k = 2r_1 - s = d - s. \quad (2.48)$$

Тогда длина n -го витка спирали $l_n = 2\pi r_n + 2\pi s(2n - 1.5)$; $n = 1, 2, 3, \dots$, n , а общая длина спирали

$$L = \frac{F}{2b} = \sum_{n=1}^n l_n = 2\pi r_1 n + \pi s n(2n - 1). \quad (2.49)$$

Число витков каждой спирали

$$n = \sqrt{\frac{L}{2\pi s} + \frac{1}{16} \left(\frac{d}{s} - 1\right)^2} - \frac{1}{4} \left(\frac{d}{s} - 1\right), \quad (2.50)$$

Наружный диаметр спирали

$$D = d + 4ns + \delta_{ст}, \quad (2.51)$$

где $\delta_{ст}$ — толщина стенки спирали.

Полная ширина аппарата

$$B = h + 2\Delta b, \quad (2.52)$$

где Δb — поправка на толщину прокладок, заполняющих часть сечения каналов между спиралями у боковых стенок, и на толщину самих боковых стенок аппарата.

Для компоновки змеевикового теплообменника по известным из теплового расчета площади поверхности F , внутреннему, наружному и среднему диаметрам трубы $d_{в}$, $d_{н}$, $d_{ср}$, диаметру змеевика $D_{зм}$ и шагу его витков $h_{зм}$ определяют длину одного витка змеевика

$$l_1 = \sqrt{\pi D_{зм}^2 + h_{зм}^2} \approx \pi D_{зм}; \quad (2.53)$$

общую длину змеевика

$$l = F / \pi d_{ср}; \quad (2.54)$$

количество витков

$$n = l / l_1. \quad (2.55)$$

Условный (внутренний) диаметр штуцера рассчитывают по уравнению неразрывности, из которого следует

$$d_{ш.у} = \sqrt{\frac{4G}{\pi v}}. \quad (2.56)$$

При этом скорость теплоносителей в штуцере обычно принимают примерно равной скорости в трубах или в межтрубном пространстве (см. табл. 1.3). Расчетный диаметр $d_{ш.у}$ округляют до ближайшего нормализованного размера в соответствии с нормами НИИХиммаш и ГОСТ 12815-80, а также с учетом диаметров подводящих и отводящих теплоносители трубопроводов.

2.6. Гидравлический расчет

Как уже отмечалось, при выполнении проектных расчетов стремятся использовать стандартные теплообменные аппараты. Для многих из них по результатам испытаний натуральных образцов получены эмпирические зависимости гидравлического сопротивления теплообменника в целом по каждому из теплоносителей от скорости последних (для капельных

жидкостей) или от их массовой скорости (для газообразных сред), см., например, формулы для расчета сопротивления стандартных калориферов в § 2.10.

При отсутствии таких зависимостей или при существенном отличии условий эксплуатации теплообменников от стандартных выполняют их детальный гидравлический расчет. Тогда полное гидравлическое сопротивление теплообменного аппарата по любому из теплоносителей представляют в виде суммы сопротивлений трения в каналах теплообменной поверхности Δp_{τ} , местных сопротивлений вследствие необратимых потерь при входе потока в каналы и выходе из них $\Delta p_{вх}$ и $\Delta p_{вых}$, прочих местных сопротивлений $\Delta p_{м}$, обусловленных внезапным расширением, сужением, поворотами потока в проточной части теплообменника, включая штуцера, распределительные камеры и т. п. Кроме того, в результате нагревания или охлаждения теплоносителя появляется дополнительное сопротивление от ускорения потока Δp_{y} , вызываемое изменением плотности и скорости теплоносителя. Наконец, в аппаратах, включенных в разомкнутую сеть, сообщающуюся с атмосферой, необходимо учитывать сопротивление самотяги $\Delta p_{с}$, возникающее из-за разности плотностей теплоносителя в аппарате и окружающей среды. В результате получаем

$$\Delta p = \Delta p_{\tau} + \sum_{i=1}^l \Delta p_{mi} + \Delta p_y + \Delta p_{с} = \xi \frac{\rho w^2}{2} \frac{l}{d} + \sum_{i=1}^l \xi_{mi} \frac{\rho w_i^2}{2} + [p''(w'')^2 - p'(w')^2] + (p - p_0) \Delta h, \quad (2.57)$$

где ξ — коэффициент трения; ξ_{mi} — коэффициенты местных сопротивлений; ρ и w — средняя плотность и скорость теплоносителя; ρ' и w' и ρ'' и w'' — его плотность и скорость на входе и выходе; l и d — длина и эк-

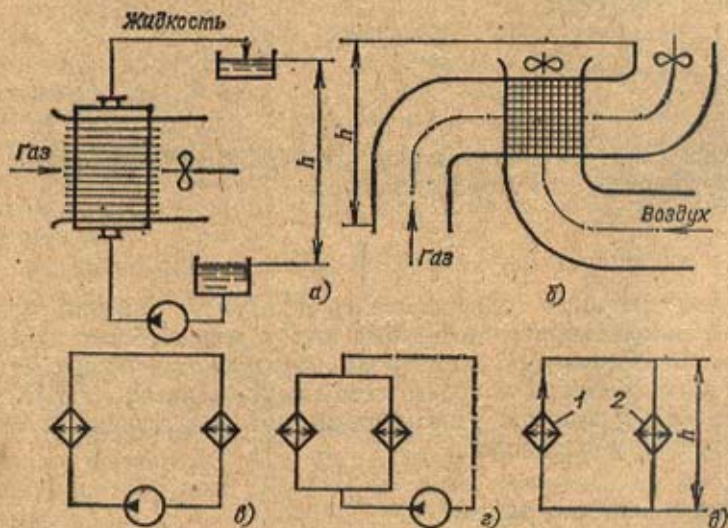


Рис. 2.19. Схемы включения перекрестноточных газожидкостных и газозоудушных теплообменников в систему:

а — разомкнутая схема с принудительным движением теплоносителей в газожидкостном теплообменнике; б — разомкнутая схема с принудительным движением сред в теплообменнике газ — воздух; в, г — схемы с принудительным движением теплоносителей в последовательно и параллельно соединенных теплообменниках в замкнутых системах; д — схема со свободным движением теплоносителя в последовательно включенных в замкнутую схему подогревателя (1) и охладителя (2)

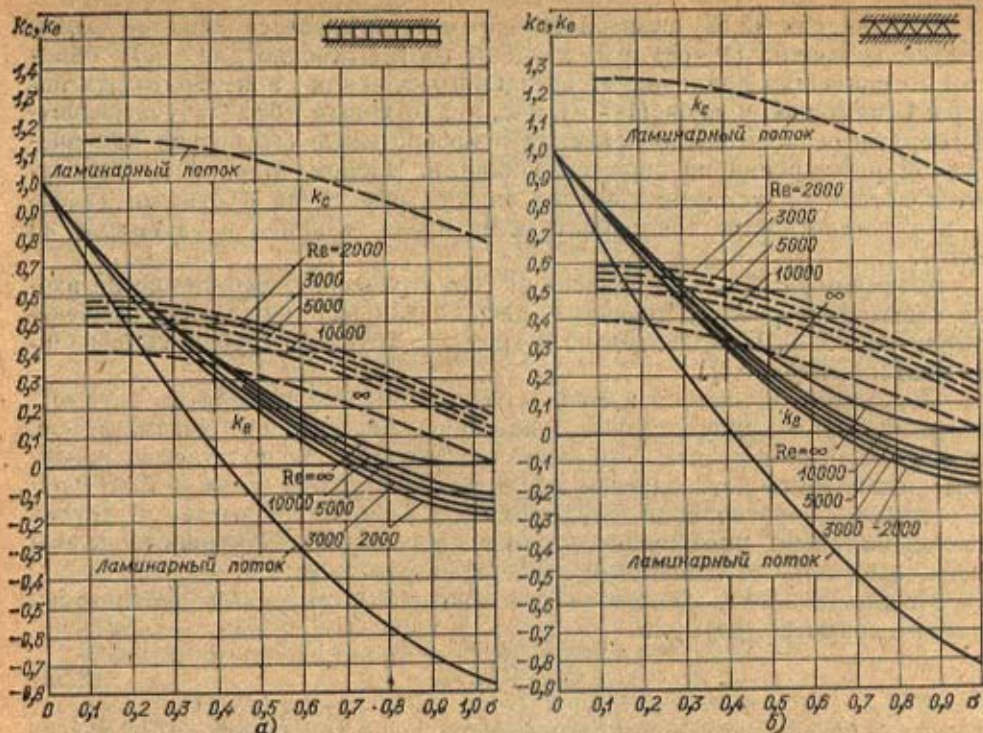


Рис. 2.20. Зависимости k_c и k_e от Re и σ для компактных ребристых теплообменников с прямоугольными (а) и треугольными (б) каналами

вивалентный диаметр канала; Δh — разность уровней входа и выхода теплоносителя в систему; ρ_0 — плотность атмосферы; i — номер рассматриваемого участка.

Способы расчета ξ и ξ_{mi} известны из курса «Механика жидкости и газа» и подробно изложены в [29, 35, 95], а также в § 2.10. Сопротивление пучков труб в поперечном потоке обычно рассматривают как последовательно включенные местные сопротивления и рассчитывают по формуле $\Delta p = \xi \rho \omega^2 / 2$ или $\Delta p = Eu \rho \omega^2$, где Eu — число Эйлера; ξ — общий коэффициент сопротивления пучка.

Обычно так же поступают при расчете сопротивления спиральных и пластинчатых теплообменников, набираемых из гофрированных пластин [8].

При расчете аэродинамических сопротивлений теплообменников газ — жидкость, газ — газ, включенных в систему, как показано на рис. 2.19, а, б, уравнение (2.57) нетрудно преобразовать в уравнение, предложенное в [50]:

$$\Delta p = \frac{\rho \omega^2}{2\rho'} \left[(k_c + 1 - \sigma^2) + 2 \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) + f \frac{F}{f_c} \frac{\rho'}{\rho} - (1 - \sigma^2 - k_e) \frac{\rho'}{\rho''} \right], \quad (2.58)$$

где σ — отношение площади живого сечения тракта теплообменника к площади фронтального его сечения; k_c и k_e — коэффициенты сопротивления за счет необратимых потерь статического давления на входе и выходе; F — площадь полной поверхности теплообмена; f_c — площадь живого сечения тракта; f — фактор трения; ω — скорость в наиболее узком сечении f_c . Остальные обозначения соответствуют ранее принятым.

В уравнении (2.58) суммой $(k_c + 1 - \sigma^2)$ учитывается влияние входа, причем величины $(1 - \sigma^2)$ и k_c введены соответственно для учета обратимого снижения давления от внезапного сужения и необратимых потерь. С помощью членов $(1 - \sigma^2)$ и k_e аналогичным образом учитываются обратимое повышение давления и необратимые его потери при внезапном расширении на выходе из канала. Членом $(\rho'/\rho'' - 1)$ учитываются потери на ускорение потока за счет изменения плотности (здесь ρ' и ρ'' — плотности теплоносителя на входе в канал и на выходе из него).

Коэффициенты k_c и k_e зависят от геометрических характеристик входа и выхода и режима течения. Графики для их определения приведены на рис. 2.20. Применительно к гладким круглым трубам справедливо соотношение $\xi = 4f$.

Перемещение теплоносителей в теплообменных аппаратах осуществляют обычно принудительно с помощью насосов или вентиляторов, иногда за счет самотяги. При этом необходимое располагаемое давление, развиваемое нагнетателем или вытяжной трубой, должно быть равно сумме сопротивлений теплообменника, трубопроводов и других последовательно включенных в схему элементов. Возможные схемы включения теплообменников приведены на рис. 2.19.

Мощность электродвигателя для привода насоса или вентилятора рассчитывают по формуле

$$N = V \Delta p / \eta, \quad (2.59)$$

где Δp — потери давления в теплообменнике, в трубопроводах и других элементах системы; V — объемный расход теплоносителя; η — КПД насоса или вентилятора.

2.7. Тепловой расчет компактных аппаратов с ребристыми поверхностями теплообмена

Показателем компактности теплообменных аппаратов является отношение площади его теплопередающей поверхности к занимаемому объему. И если у кожухотрубчатых теплообменников этот показатель лежит в пределах $18-80 \text{ м}^2/\text{м}^3$, то у трубчатых ребристых он составляет $300-575 \text{ м}^2/\text{м}^3$ и у пластинчато-ребристых — от 600 до нескольких тысяч квадратных метров на кубический метр. Таким образом, применение ребристых поверхностей позволяет повысить компактность теплообменных аппаратов и их удельную, отнесенную к единице объема тепловую мощность. Оребрение выгодно еще и тем, что развитие поверхности осуществляется за счет более тонких, чем теплопередающая стенка, ребер, которые не испытывают механических напряжений, обусловленных разницей давлений внутри и снаружи труб.

Развитие поверхности теплообмена за счет оребрения наиболее целесообразно в тех случаях, когда коэффициент теплоотдачи одного из теплоносителей намного меньше другого, т. е. $\alpha_1 \ll \alpha_2$, или если термическое сопротивление стенки значительно меньше конвективных термических сопротивлений, т. е. $\delta_{ст}/\lambda_{ст} \ll 1/\alpha_1$ и $1/\alpha_2$. В первом случае оребрение делают со стороны теплоносителя с наименьшим коэффициентом теплоотдачи, добиваясь выполнения условия $\alpha_1 F_1 \approx \alpha_2 F_2$, где F_1 — суммарная площадь поверхностей стенки $F_{1ст}$ и ребер $F_{1р}$. Во втором случае применяют поверхности с двусторонним оребрением. При этом стремятся к соблюдению условий $\delta_{ст}/\lambda_{ст} \approx 1/(\alpha_1 \psi_1) \approx 1/(\alpha_2 \psi_2)$, где $\psi_1 = F_1/F_{1ст}$ и $\psi_2 = F_2/F_{2ст}$ — коэффициенты оребрения поверхностей

со стороны первого и второго теплоносителей (у поверхностей без ребер $\psi_1 = \psi_2 = 1$).

Тепловой расчет ребристых теплообменников, так же как и теплообменников с неоребранными поверхностями, сводится к решению системы уравнений теплового баланса и теплопередачи. Особенность расчета заключается прежде всего в том, что при вычислении коэффициента теплопередачи приходится учитывать термическое сопротивление ребер, из-за которого средняя температура поверхности ребра t_p отличается от средней температуры неоребранный части поверхности стенки $t_{ст}$. Кроме того, коэффициенты теплоотдачи на стенке $\alpha_{ст}$ и на поверхности ребер α_p могут быть различными. В результате суммарный тепловой поток от ребристой поверхности к среде с температурой t_0 можно представить суммой

$$Q = \alpha_p F_p (t_p - t_0) + \alpha_{ст} F_{ст} (t_{ст} - t_0), \quad (2.60)$$

откуда

$$Q = (\alpha_p \eta_p F_p + \alpha_{ст} F_{ст}) (t_{ст} - t_0), \quad (2.61)$$

где $\eta_p = (t_p - t_0) / (t_{ст} - t_0)$ — эффективность или КПД ребра, который равен фактически отношению действительного теплового потока на поверхности ребра к максимально возможному при неограниченном увеличении его теплопроводности [35, 39].

Уравнение (2.61) заменяют обычно более простым

$$Q = \alpha_{ср} \eta_0 (t_{ст} - t_0) (F_p + F_{ст}) = \alpha_{ср} (t_{ст} - t_0) (F_p + F_{ст}), \quad (2.62)$$

где $\alpha_{ср}$, $\alpha_{ср}$ — средний и приведенный коэффициенты теплоотдачи ребренной поверхности; η_0 — эффективность, учитывающая отличие ее средней температуры от $t_{ст}$.

Из уравнений (2.61) и (2.62) получаем

$$\eta_0 = \frac{F_{ст}}{F_{ст} + F_p} \frac{\alpha_{ст}}{\alpha_{ср}} + \frac{F_p}{F_{ст} + F_p} \frac{\alpha_p}{\alpha_{ср}} \eta_p, \quad (2.63)$$

или

$$\eta_0 = \frac{1}{\psi} \frac{\alpha_{ст}}{\alpha_{ср}} + \frac{\psi - 1}{\psi} \frac{\alpha_p}{\alpha_{ср}} \eta_p. \quad (2.64)$$

В случае $\alpha_{ст} = \alpha_p = \alpha_{ср}$

$$\eta_0 = 1 - \frac{\psi - 1}{\psi} (1 - \eta_p). \quad (2.65)$$

В реальных теплообменниках из-за некачественного контакта между ребром и стенкой появляется дополнительное термическое сопротивление. Его влияние учитывают, умножая η_p на поправочный коэффициент C_k , значение которого зависит от способа и качества изготовления поверхности. Обычно $C_k > 0,8$; для накатных и литых ребер $C_k = 1$ [28, 30].

КПД ребра обычно рассчитывают по формуле

$$\eta_p = \frac{\text{th} \left(\sqrt{\frac{2\alpha_p}{\lambda_p \delta_p}} h_p' \right)}{\sqrt{\frac{2\alpha_p}{\lambda_p \delta_p}} h_p'} C_{\alpha}, \quad (2.66)$$

где α_p — средний коэффициент теплоотдачи на поверхности ребра; δ_p — его толщина; λ_p — теплопроводность материала ребра; h_p' — эффективная высота ребра; C_{α} — коэффициент, учитывающий влияние изменения интенсивности теплоотдачи по высоте ребра на η_p . Характер изме-

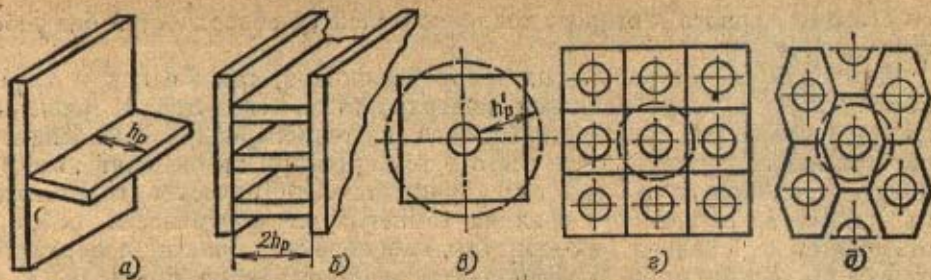


Рис. 2.21. Схемы к расчету h_p' и η_p для прямых ребер (а, б), прямоугольного ребра (в), пластинчатого ребра при коридорном расположении труб (г), пластинчатого ребра при шахматном расположении труб (д), эквивалентного круглого ребра — — —

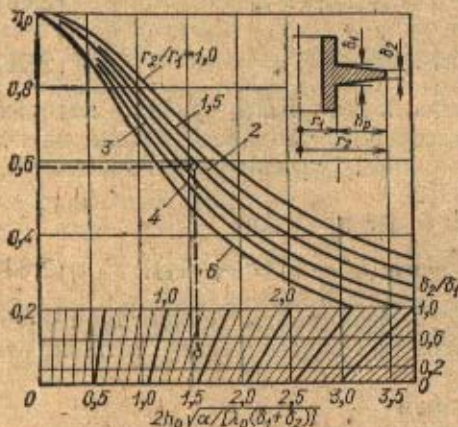


Рис. 2.22. Номограмма для расчета η_p круглых плоских и трапециевидных ребер. При $\delta_1 = \delta_2 = \delta_p$

$$2h_p \sqrt{\alpha / [\lambda_p (\delta_1 + \delta_2)]} = h_p \sqrt{2\alpha / (\lambda_p \delta_p)}$$

Пластинчатые ребра, насаженные на коридорные и шахматные пучки труб, разбивают соответственно на прямоугольные и шестиугольные участки, как показано на рис. 2.21, и далее поступают так же, как с одиночными прямоугольными ребрами.

С учетом изложенного формула для расчета коэффициента теплопередачи оребренной со стороны греющего теплоносителя поверхности имеет следующий вид:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1np}\psi_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (2.67)$$

При двустороннем оребрении

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1np}\psi_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_{2np}\psi_2}} \quad (2.68)$$

В формулах (2.67) и (2.66) k отнесен к поверхности несущих труб (без ребер).

нения α_p определяется геометрией межреберных каналов и режимом течения теплоносителя. Рекомендации по расчету C_α см. в [28, 30]. Для приближенных расчетов его можно принять равным единице.

Эффективная высота прямого ребра постоянной толщины равна его геометрической высоте (рис. 2.21). Формулы для расчета размеров ребер более сложной формы приведены в [28, 30].

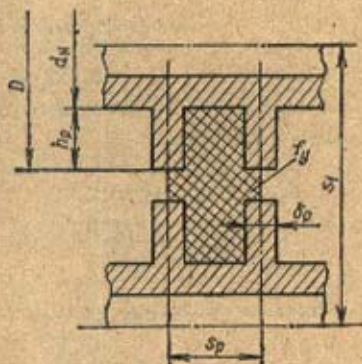
КПД круглых ребер постоянной толщины и с сечением в виде трапеции можно определить по номограмме, приведенной на рис. 2.22. С ее помощью можно также вычислить КПД ребер других типов. Для этого высоту прямоугольного или квадратного ребра принимают равной высоте эквивалентного по площади поверхности круглого ребра.

Пример 2.3. Рассчитать площадь поверхности перекрестноточного теплообменника, набранного из латунных труб с поперечными круглыми наружными ребрами, необходимую для нагрева $G_2=2,27$ кг/с воздуха от температуры $t'_2=20^\circ\text{C}$ до $t''_2=41^\circ\text{C}$ горячей водой, проходящей по трубам. Начальная и конечная температуры воды $t'_1=-100^\circ\text{C}$ и $t''_1=92^\circ\text{C}$. Диаметр труб $d_n/d_k=14/16$ мм; размеры ребер: диаметр $D=50$ мм; толщина $\delta_p=0,3$ мм; шаг $s_p=5,0$ мм. Теплопроводность латунных ребер $\lambda_p=105$ Вт/(м·К). Шаги труб в пучке: поперечный $s_1=55$ мм, продольный $s_2=50$ мм. Расположение труб — шахматное.

Теплофизические свойства:

воздуха при средней температуре $\bar{t}_2=0,5(t'_2+t''_2)=30,5^\circ\text{C}$: $\rho_2=1,205$ кг/м³; $\lambda_2=2,59 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К); $\nu_2=15,06 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $c_{p2}=1005$ Дж/(кг·К); $Pr_2=0,703$;
 воды при средней температуре $\bar{t}_1=0,5(t'_1+t''_1)=96^\circ\text{C}$: $\rho_1=981,9$ кг/м³; $\lambda_1=68,15 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К); $\nu_1=0,310 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $c_{p1}=4210$ Дж/(кг·К); $Pr_1=1,85$.

Рис. 2.23. Схема к расчету узкого сечения межреберного канала



Решение. Принимаем: скорость воды в трубах $w_1=0,8$ м/с; скорость воздуха в узком сечении пучка труб $w_2=5$ м/с; количество труб в поперечном ряду $z_1=10$; коэффициент тепловых потерь $\eta=0,97$.

Количество теплоты, подведенной к воздуху,

$$Q_2 = G_2 c_2 (t''_2 - t'_2) = 2,27 \cdot 1005 (41 - 20) = 47\,670 \text{ Вт.}$$

Количество теплоты, отданной горячей водой,

$$Q_1 = Q_2 / \eta = 47\,670 / 0,97 = 49\,144 \text{ Вт.}$$

Площадь живого сечения пучка ребристых труб для прохода воздуха

$$f_2 = \frac{G_2}{\rho_2 w_2} = \frac{2,27}{1,205 \cdot 5} = 0,3768 \text{ м}^2.$$

Площадь живого сечения одного межреберного канала в поперечном ряду пучка (рис. 2.23)

$$f_{21} = (s_1 - d_n) s_p - (D - d_n) \delta_p = \\ = (55 - 16) \cdot 5 - (50 - 16) \cdot 0,3 = 184,8 \text{ мм}^2 = 184,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Длина труб

$$L = \frac{f_2 s_p}{f_{21} z_1} = \frac{0,3768 \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{184,8 \cdot 10^{-6} \cdot 10} = 1,019 \text{ м.}$$

Расход горячей воды

$$G_1 = \frac{Q}{c_1 (t_1'' - t_1')} = \frac{49\,144}{4210 (100 - 92)} = 1,459 \text{ кг/с.}$$

Площадь живого сечения для прохода воды

$$f_1 = \frac{G_1}{\rho_1 w_1} = \frac{1,459}{961,9 \cdot 0,8} = 0,001897 \text{ м}^2.$$

Количество труб в одном ходу

$$n_1 = \frac{4f_1}{\pi d_n^2} = \frac{4 \cdot 0,001897}{3,14 \cdot 14^2 \cdot 10^{-6}} = 12,32.$$

Принимаем $n_1 = 12$, тогда скорость воды в трубах

$$w_1 = \frac{G_1}{\rho_1 \frac{\pi d_n^2}{4} n_1} = \frac{1,459}{961,9 \frac{3,14 \cdot 0,014^2}{4} 12} = 0,822 \text{ м/с.}$$

Коэффициент теплоотдачи от воды к стенке по формуле (2.96)

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_1}{d_n} 0,023 \left(\frac{w_1 d_n}{\nu_1} \right)^{0,8} \text{Pr}_1^{0,4} =$$

$$= \frac{68,15 \cdot 10^{-2}}{14 \cdot 10^{-3}} 0,023 \left(\frac{0,122 \cdot 14 \cdot 10^{-3}}{0,310 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,85^{0,4} = 6342 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент оребрения

$$\psi_2 = \frac{\pi d_n s_p + \frac{\pi}{4} (D^2 - d_n^2)}{\pi \frac{d_n + d_n}{2} s_p} = \frac{3,14 \cdot 16 \cdot 5 + \frac{3,14}{4} (50^2 - 16^2)}{3,14 \frac{16 + 14}{2} 5} = 10,25.$$

Длина обтекания ребристой трубы [см. пояснения к формуле (2.117)]

$$l_2 = \frac{F_{acr}}{F_2} \alpha_n + \frac{F_{sp}}{F_2} \sqrt{\frac{F_{sp}}{2n}} = \frac{1}{\psi_2} d_n + \frac{\psi_2 - 1}{\psi_2} \sqrt{0,785 (D^2 - d_n^2)} =$$

$$= \frac{1}{10,25} 0,016 + \frac{10,25 - 1}{10,25} \sqrt{0,785 (0,05^2 - 0,016^2)} = 0,0435 \text{ м.}$$

Коэффициент теплоотдачи к воздуху в первом приближении рассчитываем по формуле (2.117) для многорядных пучков с $z > 4$, т. е. при $c_2 = 1$

$$\alpha_2 = 0,36 \frac{\lambda_2}{l_2} \left(\frac{s_1 - d_n}{s_2 - d_n} \right)^{0,1} \psi_2^{-0,5} \left(\frac{w_2 l_2}{\nu_2} \right)^n \text{Pr}_2^{0,33} =$$

$$= 0,36 \frac{2,59 \cdot 10^{-3}}{41,1 \cdot 10^{-3}} \left(\frac{55 - 16}{57 - 16} \right)^{0,1} 31^{-0,5} \left(\frac{5 \cdot 0,0435}{15,06 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,66} 0,72^{0,33} = 68,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Расчет КПД ребра:

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_2}{\lambda_p \delta_p}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 68,2}{105 \cdot 0,3 \cdot 10^{-3}}} = 65,8;$$

$$mh_p = 65,8 \frac{50 - 16}{2} 10^{-3} = 1,099;$$

по номограмме (рис. 2.22) при $D/d_n = 50/16 = 3,125$ и $\delta_{p1}/\delta_{p2} = 1$ находим $\eta_p = 0,69$.

Эффективность ребристой поверхности

$$\eta_{02} = 1 - \frac{\psi_2 - 1}{\psi_2} (1 - \eta_p) = 1 - \frac{30}{31} (1 - 0,69) = 0,700.$$

Коэффициент теплопередачи, отнесенный к средней площади поверхности трубы

$$F = \pi d_{cp} L = 0,5,$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \frac{d_{cp}^2}{d_n^2} + \frac{\delta_{cp}}{\lambda_{cp}} + \frac{1}{\alpha_2 \eta_{02} \psi_2}} = \frac{1}{\frac{1}{6342} \frac{15^2}{14^2} + \frac{0,001}{105} + \frac{1}{65,7 \cdot 0,700 \cdot 31}} =$$

$$= 1047 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Средний температурный напор

$$\Delta t = \frac{(t_1'' - t_2') - (t_1' - t_2'')}{\ln \frac{t_1'' - t_2'}{t_1' - t_2''}} \quad \varepsilon_{\Delta t} = \frac{(92 - 20) - (100 - 41)}{\ln \frac{92 - 20}{100 - 41}} = 65,3 \text{ К},$$

где $\varepsilon_{\Delta t} = 1$ [см. график зависимости $\varepsilon_{\Delta t}(P, R)$ на рис. 2.14] при $P = \frac{t_2'' - t_1'}{t_1'' - t_2'} =$

$$= \frac{41 - 20}{100 - 20} = 0,262 \text{ и } R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{100 - 92}{41 - 20} = 0,381.$$

Площадь поверхности нагрева

$$F_{\text{сп}} = \frac{Q}{k \Delta t} = \frac{47\,670}{1047 \cdot 65,3} = 0,7 \text{ м}^2.$$

Общее количество труб

$$z = \frac{F_{\text{сп}}}{\pi d_{\text{сп}} L} = \frac{0,7005}{3,14 \cdot 15 \cdot 10^{-3} \cdot 1,019} = 14,6.$$

Количество продольных рядов труб в пучке

$$z_2 = z/z_1 = 14,6/12 = 1,217.$$

Принимаем $z_2 = 1$ и уточняем значение коэффициента теплопередачи: при $z_2 = 1$ $c_z = 1,6$ (см. рис. 2.28);

$$\alpha_2 = c_z \alpha_1 z_2 = 1,6 \cdot 65,7 = 105,1 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot 105,1}{105 \cdot 0,3 \cdot 10^{-3}}} = 81,69;$$

$$mh_p = 81,69 \frac{50 - 16}{2} 10^{-3} = 1,387;$$

$$\eta_p = 0,6;$$

$$\eta_{\text{от}} = 1 - \frac{30}{31} (1 - 0,6) = 0,613;$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{6342} + \frac{15^3}{14^2} + \frac{0,001}{105} + \frac{1}{105,1 \cdot 0,613 \cdot 31}} = 1446 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Уточненное значение площади поверхности

$$F_{\text{сп}} = \frac{47\,670}{1446 \cdot 65,3} = 0,505 \text{ м}^2.$$

Уточненное количество труб в пучке

$$z = \frac{0,505}{3,14 \cdot 15 \cdot 10^{-3} \cdot 1,019} = 10,52.$$

Принимаем окончательно $z = 12$. Таким образом, в результате расчета спроектирован перекрестноточный однорядный по ходу воздуха теплообменник. Запас площади поверхности по сравнению с расчетным значением составляет $(12 - 10,52) \cdot 100/10,52 = 14,1\%$.

2.8. Рекуперативные аппараты периодического действия

Рекуперативные аппараты периодического действия широко применяют в промышленности. К ним относят реакционные аппараты, варочные и запарочные котлы, водоподогреватели-аккумуляторы (бойлеры-

аккумуляторы), автоклавы и т. д. Аппараты периодического действия предназначены для нагрева воды, различных сред и материалов и поддержания необходимого температурного уровня и давления в них в течение некоторого периода времени. За время нагревания и стабилизации в воде или другой среде накапливается теплота, протекают химические реакции, а затем вода отпускается потребителю, а обработанная среда охлаждается. Темп и время нагревания определяются назначением аппаратов, технологией производства и физическими свойствами среды.

Водоподогреватели-аккумуляторы предназначены для снятия пиковых тепловых нагрузок отопительной системы и горячего водоснабжения. В этом случае большую массу воды можно нагревать в течение длительного промежутка времени теплоносителем с относительно низкой температурой. Нагретая в бойлерах-аккумуляторах вода, как правило, расходуется в течение короткого промежутка времени, например, в душевых промышленных предприятий.

Во всех аппаратах периодического действия происходит нестационарный теплообмен. Уравнение теплопередачи при нестационарном режиме работы имеет вид

$$Q = kF\Delta t\tau, \quad (2.69)$$

где τ — время работы аппарата; Δt — средний температурный напор за время τ .

При периодическом процессе нагревания или охлаждения могут изменяться со временем температуры как обоих теплоносителей, так и только одного из них. Последнее имеет место, например, в бойлерах-аккумуляторах с паровым обогревом. Рассмотрим наиболее общий случай, когда изменяются температуры обоих теплоносителей (рис. 2.24).

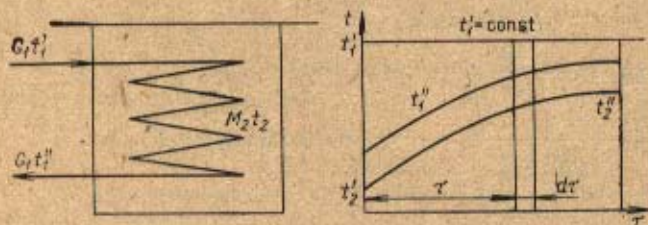


Рис. 2.24. График изменения температур в рекуперативном теплообменнике периодического действия при обогреве теплоносителем без фазового перехода

Пусть в начальный момент времени $\tau=0$ масса M_2 воды, находящейся в аккумуляторе, имеет температуру t''_2 , а в конце периода нагрева t'_2 . Нагревание осуществляется горячим теплоносителем с постоянной температурой на входе t'_1 и расходом G_1 . Особенностью такого нестационарного теплообмена является то, что с течением времени температура греющего теплоносителя на выходе увеличивается. Изменение температуры греющего теплоносителя и нагреваемой воды во времени изображено на рис. 2.24.

Уравнение теплопередачи и теплового баланса для всей поверхности теплообмена F за интервал времени $d\tau$ имеет вид

$$dQ = kF\Delta t d\tau = G_1 c_1 (t'_1 - t_1) d\tau = M_2 c_2 dt_2. \quad (2.70)$$

Здесь Δt — средняя разность температур между теплоносителями в момент времени τ ; t_1 — текущее значение температуры греющего теплоносителя и dt_2 — изменение температуры нагреваемой воды за время $d\tau$. Температурный напор Δt в момент времени τ рассчитывается как

среднелогарифмическая разность температур:

$$\Delta t = \frac{t'_1 - t_1}{\ln \frac{t'_1 - t_2}{t_1 - t_2}} \quad (2.71)$$

Так как температуры t_1 и t_2 со временем изменяются, то Δt является функцией времени. Подставляя Δt в (2.70), получаем

$$kF \frac{t'_1 - t_1}{\ln \frac{t'_1 - t_2}{t_1 - t_2}} = G_1 c_1 (t'_1 - t_1), \quad (2.72)$$

откуда

$$\frac{kF}{G_1 c_1} = \ln \frac{t'_1 - t_2}{t_1 - t_2}; \quad (2.73)$$

$$\frac{t'_1 - t_2}{t_1 - t_2} = e^{\frac{kF}{G_1 c_1}}. \quad (2.74)$$

Ранее было показано, что при постоянных kF и $G_1 c_1 N = kF / (G_1 c_1)$ есть величина постоянная и носит название числа единиц переноса. Тогда температура греющей воды на выходе из аппарата равна

$$t_1 = t_2 + (t'_1 - t_2) e^{-N}. \quad (2.75)$$

Подставляя это соотношение в (2.70), получаем

$$\frac{G_1 c_1}{M_2 c_2} (1 - e^{-N}) d\tau = \frac{dt_2}{t'_1 - t_2}. \quad (2.76)$$

Интегрируем полученное выражение в пределах: левую часть — от 0 до τ и правую — от t'_2 до t_2'' , и находим

$$\frac{G_1 c_1 \tau}{M_2 c_2} (1 - e^{-N}) = \ln \frac{t'_1 - t_2''}{t'_1 - t_2'}. \quad (2.77)$$

Часто начальная и конечные температуры теплоносителей известны по постановке задачи. Как правило, могут быть заданы или оценены также значения G_1 , τ , M_2 . Тогда выражение (2.77) можно использовать

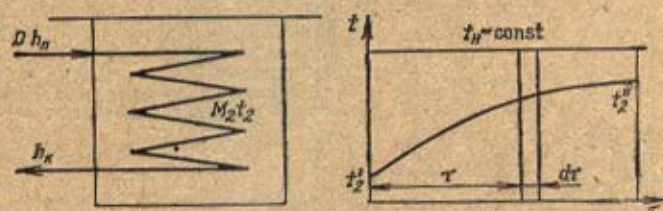


Рис. 2.25. График изменения температур в рекуперативном теплообменнике периодического действия при обогреве паром

для определения числа единиц переноса, а следовательно, и площади поверхности теплообмена F . При этом коэффициент теплопередачи рассчитывают так же, как в аппаратах непрерывного действия с учетом конкретных условий теплообмена.

В бойлерах-аккумуляторах теплообмен между горячей поверхностью и нагреваемой средой осуществляется при естественной конвекции. Для расчета коэффициента теплоотдачи необходимо знать среднюю температуру воды. Она может быть определена приближенно по соотношению

$$\bar{t}_2 = t'_1 - \frac{t_2'' - t_2'}{\ln \frac{t'_1 - t_2'}{t'_1 - t_2''}}. \quad (2.78)$$

Средняя температура греющей воды на выходе определяется из уравнения теплового баланса

$$G_1 c_1 (t_1 - \bar{t}_1) \tau = M_2 c_2 (t_2'' - t_2'),$$

откуда

$$\bar{t}_1 = t_1' - \frac{M_2 c_2}{G_1 c_1} (t_2'' - t_2'). \quad (2.79)$$

В том случае, когда нагревание холодной воды осуществляется паром, расчетные соотношения существенно упрощаются, так как температура конденсирующегося пара во времени не меняется. Масса нагреваемой воды M_2 также постоянна, а расход пара со временем уменьшается. Зависимость температур теплоносителей от времени показана на рис. 2.25. Уравнения теплопередачи и теплового баланса имеют вид

$$dQ = D (h_n - h_k) d\tau = kF (t_n - t_2) d\tau = M_2 c_2 dt_2. \quad (2.80)$$

Разделяя переменные в данном уравнении, получаем

$$\frac{kF}{M_2 c_2} d\tau = \frac{dt_2}{t_n - t_2}. \quad (2.81)$$

После интегрирования по всему периоду нагревания находим

$$\frac{kF}{M_2 c_2} \tau = \ln \frac{t_n - t_2'}{t_n - t_2''} \quad (2.82)$$

и окончательно

$$kF = \frac{M_2 c_2}{\tau} \ln \frac{t_n - t_2'}{t_n - t_2''}. \quad (2.83)$$

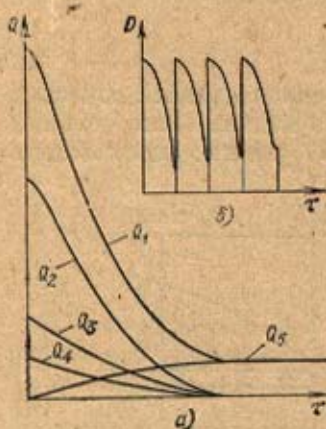


Рис. 2.26. Графики расхода теплоты (а) и пара (б) в аппарате периодического действия:

Q_1 — общий расход теплоты; Q_2 — расход теплоты на нагревание обрабатываемой среды; Q_3 и Q_4 — расходы теплоты на нагревание конструкции аппарата и тепловой изоляции; Q_5 — потери в окружающую среду; D — расход пара

Коэффициент теплопередачи в уравнении (2.80) рассчитывают, как в стационарно работающем теплообменнике. Например, в аппаратах с трубчатой поверхностью нагрева внутри труб происходит конденсация пара, а снаружи передача теплоты осуществляется естественной конвекцией. Необходимая для расчета коэффициента теплоотдачи от поверхности труб к нагреваемой воде средняя температура последней рассчитывается по формуле

$$t_2 = t_n - \frac{t_2' - t_2''}{\ln \frac{t_n - t_2'}{t_n - t_2''}}. \quad (2.84)$$

При нагревании воды или других сред в аппаратах периодического действия часть теплоты греющего теплоносителя расходуется на нагревание корпуса аппарата и тепловой изоляции и компенсацию тепловых потерь в окружающую среду. Для учета затрат теплоты на нагрев конструкции в полученные выше формулы вместо M_2c_2 обычно подставляют полную теплоемкость аппарата, заполненного нагреваемой средой: $Mc = (M_2c_2 + M_3c_3 + M_4c_4)$, где M_3 и c_3 , M_4 и c_4 — массы и удельные теплоемкости элементов конструкции аппарата и изоляции.

Максимальная тепловая мощность подогревателей-аккумуляторов имеет место в начальный период их работы, как показано на рис. 2.26,а. С целью получения более равномерного графика теплового потребления подогреватели-аккумуляторы часто включают последовательно, заменяя один аппарат большой емкости несколькими меньшими (рис. 2.26,б).

2.9. Некоторые методы интенсификации теплообмена

Для интенсификации конвективного теплообмена в ламинарной и переходной областях в трубах большой протяженности применяют шнековые и другие завихрители, обеспечивающие тангенциальную закрутку потока [3, 67]. В переходной области перед входом в каналы протяженностью около длины начального гидродинамического участка и менее устанавливают решетки, шайбы и другие устройства, повышающие турбулентность потока [86]. Искусственно прерывают развивающийся ламинарный или турбулентный пограничный слой во входных участках каналов или ламинарный подслои в переходной и турбулентной областях, применяя короткие трубы и каналы, плоское прерывистое и жалюзийное (рис. 2.27,а), проволочное или стерженьковое (рис. 2.8,з,д, 2.10,е) оребрение [15, 18, 30, 36, 50], диффузорно-конфузорные трубы и каналы, трубы с шайбовым и поперечно-спиральным внутренним оребрением и другие поверхности с искусственной дискретной шероховатостью (рис. 2.27,б—д). В ламинарной и турбулентной областях уменьшают поперечные размеры каналов, в том числе с по-

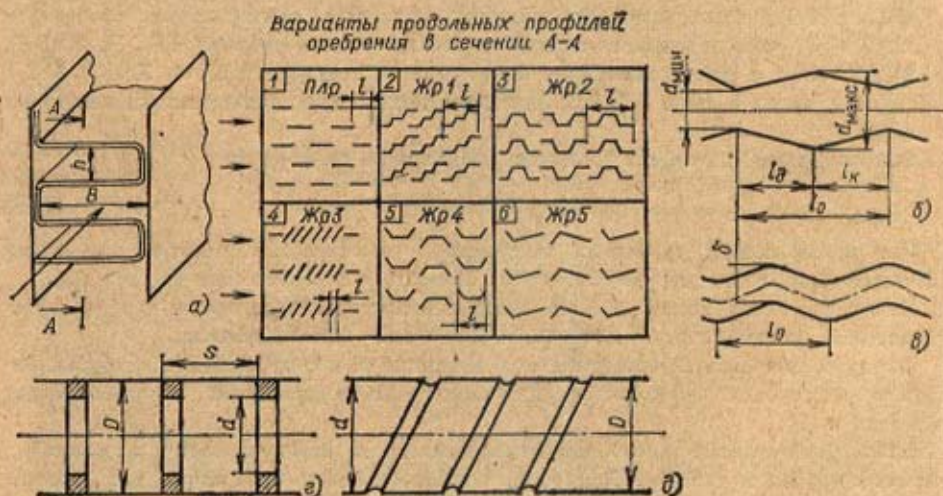


Рис. 2.27. Эффективные поверхности нагрева:

а — с прерывистым плоским (Плр) и жалюзийным (Жр1 — Жр5) оребрением; б — диффузорно-конфузорная труба; в — волнистый канал, образованный гофрированными пластинами; г — труба с внутренним поперечным шайбовым оребрением; д — профилино-витая труба с накатными поперечно-спиральными элементами шероховатости

мощью продольного внутреннего оребрения. В переходной области этот метод неприемлем, так как вызывает снижение коэффициентов теплоотдачи. Оребрение поверхности не ведет к интенсификации теплообмена, если протяженность ребер в направлении потока больше, чем протяженность оребряемой стенки. Например, в поперечном потоке коэффициенты теплоотдачи труб с поперечными круглыми, спиральными или пластинчатыми гладкими ребрами ниже, чем гладких.

Теплообмен интенсифицируют, повышая скорость теплоносителей, увеличивая радиационную составляющую, запыляя потоки прозрачных для инфракрасного излучения воздуха и других двухатомных газов твердыми частицами и подмешивая в них трехатомные и многоатомные газы. При кипении жидкостей добиваются увеличения числа центров парообразования, большего перегрева жидкости у поверхности кипения, улучшения условий отвода пара, уменьшения доли поверхности пузырей, контактирующей с более холодными слоями жидкости. Для этого применяют ребристые трубы и каналы, поверхности с пористым покрытием, организуют кипение в тонких пленках жидкости, во взвешенных слоях твердых частиц и т. п. [28, 36, 48]. При конденсации пара стремятся уменьшить термическое сопротивление пленки конденсата, для чего организуют процесс в каналах с малыми поперечными размерами, повышают скорость движения пара, осуществляют отсос конденсата через пористые покрытия поверхности, улучшают условия его отвода с помощью сил поверхностного натяжения, выполняя на поверхности канавки, покрывают поверхность гидрофобными веществами, ухудшающими смачиваемость поверхности, для перехода от пленочной к капельной конденсации [28, 36, 58].

2.10. Расчетные соотношения для теплообмена и гидравлического сопротивления в теплообменных аппаратах

2.10.1. Коэффициенты теплопередачи и гидравлическое сопротивление стандартных ребристых теплообменников. Промышленность выпускает несколько типов стандартных ребристых теплообменников-калориферов: одноходовые по греющему теплоносителю (пару или перегретой воде) с насадными пластинчатыми ребрами КВВ, КЗПП (КФС) и К4ПП (КФБ); одноходовые со спирально-навивным оцинкованным оребрением КФСО, КФБО, многоходовые с насадными пластинчатыми ребрами КВС-П, КВВ-П, КВЗВП, КВ4ВП; с биметаллическими накатными ребристыми трубами КсК-3, КсК-4 [64]. Для примера в табл. 2.1, 2.2 приведены технические характеристики некоторых из них.

Сопротивление калорифера по воде можно оценить по формуле

$$\Delta p_w = 0,069 (\rho w)^{1,83}. \quad (2.85)$$

При использовании трубчатых калориферов со спирально-навивным оребрением в качестве воздухоохладителей можно воспользоваться зависимостями из табл. 2.4.

Количество воды, подаваемой на орошение наружной поверхности труб воздухоохладителей, принимают равным $W = (0,7-1)L$, где L — расход воздуха.

Формулы для расчета коэффициентов теплоотдачи и сопротивления в трубах, каналах и межтрубном пространстве различных типов поверхностей теплообменников приведены в [9].

2.10.2. Конвективный теплообмен при вынужденном движении газов и жидкостей в прямых трубах и каналах. При расчете теплообменных аппаратов, как правило, пользуются осредненными для всей поверхности коэффициентами теплоотдачи. Поэтому ниже приведены формулы для их средних значений. В случае необходимости формулы по локальной теплоотдаче можно найти в специальной и справочной литературе [34, 35, 72, 94].

Таблица 2.4. Коэффициенты теплопередачи и гидравлическое сопротивление воздухоохладителей*

Количество рядов труб	$k, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$		$\Delta p, \text{Па}$
	Охлаждение	Охлаждение и сушка	
$z=4$	$9,72 (\rho v)^{0,44} \omega^{0,3}$	Без орошения $10,25 (\rho v)^{0,29} \omega^{0,22} \bar{T}^{-0,6}$	$0,11z (\rho v)^{1,00}$
		С орошением поверхности водой $20,8 (\rho v)^{0,23} \omega^{0,37} \bar{T}^{-0,81}$	$0,22z (\rho v)^{1,04}$
$z=8$	$9,76 (\rho v)^{0,67} \omega^{0,13}$	Без орошения $14,85 (\rho v)^{0,23} \omega^{0,22} \bar{T}^{-0,38}$	$0,165z (\rho v)^{1,04}$
		С орошением $16,0 (\rho v)^{0,41} \omega^{0,27} \bar{T}^{-0,38}$	$0,33z (\rho v)^{1,06}$

* $\bar{T} = (t' - t'_{\text{в}}) / (t' - t'_{\text{в}})$, где t' , $t'_{\text{в}}$, $t'_{\text{п}}$ — температуры сухого и мокрого термометров воздуха и температура воды на входе в воздухоохладитель.

В приведенных здесь формулах индекс «ст» означает, что физические свойства сред выбирают при средней температуре стенки $t_{\text{ст}}$. При вычислении комплекса GrPr за определяющую принята температура $t_r = 0,5(t_{\text{ст}} + t)$, где t — средняя температура теплоносителя. В остальных случаях все физические свойства теплоносителей определяют по их средней температуре.

При ламинарном (вязкостном) режиме [$Re < 2300$ и $(GrPr)_r < 8 \cdot 10^5$] средние коэффициенты теплоотдачи могут быть рассчитаны по формулам:

при $X < X_*$

$$Nu = AX^{-1/8} \varepsilon \psi, \quad (2.86)$$

или

$$Nu = [Nu_{\infty} + f(X, Pr)] \varepsilon \psi; \quad (2.87)$$



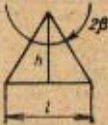

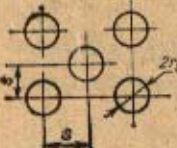
при $X > X_*$

$$Nu = Nu_{\infty} \psi. \quad (2.88)$$

Здесь A — коэффициент пропорциональности; $X = l/Re d$ и $X_* = l_r/Re d$ — приведенные длины обогреваемой части и начального участка тепловой стабилизации потока в канале (табл. 2.5); Nu_{∞} — предельное число Нуссельта на участке стабилизированных течений и теплоотдачи (табл. 2.5); ε и ψ — поправки, учитывающие соответственно влияние на теплообмен стабилизации потока во входном участке канала и зависимости физических свойств теплоносителя от температуры; l и l_r — длины обогреваемой части канала и участка тепловой стабилизации (начального термического участка); d — диаметр трубы или эквивалентный диаметр канала некруглого сечения.

При полностью стабилизированном потоке и постоянной температуре стенки в круглой трубе ($l_0 \geq l_r$, $t_{\text{ст}} = \text{const}$, где l_0 — длина необогреваемой части канала на входе, l_r — длина начального гидродинамического участка) $A = 1,55$; $\varepsilon = 1$; $\psi = (\mu/\mu_{\text{ст}})^{0,14}$. Если теплообмен осуществляется вдоль всей поверхности круглой трубы, т. е. начала участков гидродинамической и тепловой стабилизации совпадают ($l_0 = 0$), то при $t_{\text{ст}} = \text{const}$ $A = 1,55$; $\varepsilon = 0,60X^{-1/7}(1+2,5)$; $\psi = (\mu/\mu_{\text{ст}})^{0,14}$. При постоянном тепловом потоке на стенке ($q_{\text{ст}} = \text{const}$) и $l_0 \geq l_r$ $A = 1,96$; $\varepsilon = 1$; $\psi = (\mu/\mu_{\text{ст}})^{1/8}$. Если $q_{\text{ст}} = \text{const}$ и $l_0 = 0$, то $A = 1,96$; $\varepsilon = 0,42X^{-1/8}(1+1,93 X^{0,42})$.

Таблица 2.5. Приведенные длины начальных тепловых и гидродинамических участков, предельные числа Нуссельта и коэффициенты трения

Форма поперечного сечения ка- нала, эквивалентный диаметр	$X_{\tau} = \frac{l_{\tau}}{Pe} \frac{1}{d}$	Nu_{∞}	$X_{\tau} = \frac{l_{\tau}}{Pe} \frac{1}{d}$	Nu_{∞}	$X_{\tau} = \frac{l_{\tau}}{Re} \frac{1}{d}$	$\xi_{\infty} Re$
 $d_s = d_n$	0,055	3,66	0,07	4,36	0,065	64
 $a:b=0$ (плоская щель)	0,014	7,54	0,02	8,24	0,01	96
	0,1	5,9	—	6,8*	0,02	85
	0,4	3,7	—	4,5*	0,041	66
	1,0	3,0	—	3,6*	0,075	56,8
 $2\beta=20^\circ$	—	—	—	2,7	—	51,5
	40	—	—	2,95	—	53
	60	0,14	2,5	3,0	—	53,3
	80	—	—	2,95	—	52,7
	100	—	—	2,8	—	52,0
	120	—	—	2,7	—	51,0
 $d_1:d_2=0,1$	0,050	—	0,06	11,9	0,015	89,4
	—	8,0	—	8,49	—	92,4
	—	6,15	—	6,58	0,0135	94,7
	—	5,42	—	5,91	—	95,6
	0,014	4,86	0,02	5,38	0,01	96,0
 $s:r_H=1,0$	—	—	—	—	—	40
	—	—	—	5	—	—
	—	—	—	11,5	—	124
	—	—	—	15	—	160
	—	—	—	23,5	—	240
	—	—	—	34	—	324

* Данные получены при условиях $q_{c\tau} = \text{const}$ по длине канала и $t_{c\tau} = \text{const}$ по его периметру.

В плоском канале (щели) при $t_{c\tau} = \text{const}$ и $l_0 \geq l_{\tau}$ $A=1,85$; $\varepsilon=1$; $\psi = (Pr/Pr_{c\tau})^{0,25}$.
При $t_{c\tau} = \text{const}$ и $l_0=0$

$$Nu = \left[7,55 + \frac{0,024X_{\tau}^{-1,14}}{1 + 0,358Pr^{0,31}X_{\tau}^{0,64}} \right] \left(\frac{Pr}{Pr_{c\tau}} \right)^{0,25} \quad (2.89)$$

При $q_{c\tau} = \text{const}$ и $l_0 \geq l_{\tau}$ $A=1,73$; $\varepsilon=1$; $\psi = (Pr/Pr_{c\tau})^{0,25}$. При $q_{c\tau} = \text{const}$ и $l_0=0$ $A=1,56$;
 $\varepsilon=X^{-0,07}$; $\psi = (Pr/Pr_{c\tau})^{0,25}$.

В канале с сечением в виде равностороннего треугольника при $t_{c\tau} = \text{const}$ и $l_0 \geq l_{\tau}$ $A=1,5$; $\varepsilon=1$; $\psi = (Pr/Pr_{c\tau})^{0,25}$.

Более подробные сведения о расчете теплоотдачи и сопротивления при ламинарном течении даны в [30, 34, 72].

В случае использования каналов, для которых расчетные формулы по теплоотдаче и сопротивлению в области влияния теплового и гидродинамического начальных участков отсутствуют, приближенную оценку α и ξ можно осуществить, используя аналогичные зависимости, полученные для каналов с наиболее близкими значениями Nu_{∞} и ξ_{∞} , l_{τ} и l_{τ} при тех же граничных условиях.

Следует также иметь в виду, что при $Pr > 10$ (масла и прочие капельные жидкости с большой вязкостью) выполняется условие $l_{\tau} \ll l_{\tau}$. Поэтому течение на большей части начального термического участка является гидродинамически стабилизированным и результаты расчета по формулам, рекомендованным для каналов с $l_0=0$ и $l_0 \geq l_{\tau}$, практически совпадают. Если длина необогреваемой части канала недостаточна

для полной стабилизации течения ($l_0 < l_r$), приближенную оценку α можно производить по формулам (2.86) или (2.87), подставляя в них $(l+l_0)$ вместо l .

При совместном действии вынужденной и естественной конвекции, т. е. при $\text{GrPr} > 8 \cdot 10^8$ (вязкостно-гравитационный режим течения) [52, 71]:

а) в горизонтальных трубах при $\text{Re} < 3500$; $20 \leq \text{Pe} d/l \leq 120$; $10^6 < \text{GrPr} < 13 \cdot 10^6$; $2 < \text{Pr} < 10$

$$\text{Nu} = 0,8 \left(\text{Pe} \frac{d}{l} \right)^{0,4} (\text{GrPr})^{0,1} \left(\frac{\mu_{\text{ст}}}{\mu} \right)^{-0,14}; \quad (2.90)$$

при $\text{Re} d/l \leq 10$

$$\text{Nu} = 0,5 \left(\text{Pe} \frac{d}{l} \right); \quad (2.91)$$

б) в горизонтальных трубах, при $\text{Re} > 3500$

$$\text{Nu} = 0,022 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,4} \left(\frac{\mu}{\mu_{\text{ст}}} \right)^n, \quad (2.92)$$

где $n=0,11$ при нагревании и $n=0,25$ при охлаждении;

в) для вертикальных труб при $\text{Re} < 2300$; $1,5 (\text{GrPr} d/l)^{0,25} \leq \text{Pe} d/l \leq 1100$; $20 < l/d < 130$; $8 \cdot 10^5 \leq \text{GrPr} \leq 4 \cdot 10^8$ при совпадении направлений вынужденной и естественной конвекции

$$\text{Nu} = 0,35 \left(\text{Pe} \frac{d}{l} \right)^{0,3} \left(\text{GrPr} \frac{d}{l} \right)^{0,18}; \quad (2.93)$$

здесь коэффициент теплоотдачи отнесен к температурному напору на входе в трубу;

г) для вертикальных труб при несовпадении направления вынужденной и естественной конвекции при $250 \leq \text{Re} < 2 \cdot 10^4$ и $1,5 \cdot 10^6 \leq \text{GrPr} \leq 12 \cdot 10^6$

$$\text{Nu} = 0,037 \text{Re}^{0,75} \text{Pr}^{0,4} \left(\frac{\mu_{\text{ст}}}{\mu} \right)^n, \quad (2.94)$$

где $n=-0,11$ при нагревании и $n=-0,25$ при охлаждении.

При турбулентном течении в трубах и каналах, если $10^4 < \text{Re} < 10^6$; $0,6 < \text{Pr} < 2500$ [95],

$$\text{Nu} = \frac{\alpha d}{\lambda} = 0,021 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,4} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25} \varepsilon_l, \quad (2.95)$$

где d — диаметр круглой трубы или эквивалентный диаметр канала некруглого сечения; ε_l — поправка, учитывающая влияние отношения l/d на теплообмен. При $l/d \geq 50$ $\varepsilon_l=1$; при $l/d < 50$ $\varepsilon_l=1+2/(l/d)$.

Если физические свойства поперек канала меняются незначительно, то для $\text{Re} > 10^4 \text{Pr} = 0,5+2,5$ и $l/d > 30$

$$\text{Nu} = 0,023 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,4} \varepsilon_l. \quad (2.96)$$

Для двухатомных газов $\text{Pr}=0,71$ и

$$\text{Nu} = 0,018 \text{Re}^{0,8}. \quad (2.97)$$

При продольном омывании пучка труб и $1,3 < s_1 s_2 / d_n^2 < 6$

$$\text{Nu} = \text{Nu}_0 \left(\frac{s_1 s_2}{d_n^2} \right)^{0,18}. \quad (2.98)$$

где Nu_0 — число Нуссельта, рассчитанное по формулам (2.96) или (2.98), в которых определяющий размер принят эквивалентный диаметр пучка; s_1 и s_2 — шаги труб во взаимно перпендикулярных направлениях; d_n — наружный диаметр труб.

В кольцевом канале (теплообмен осуществляется только через стенку внутренней трубы)

$$\text{Nu} = 0,017 \text{Re}^{0,18} \text{Pr}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25} \varepsilon_l \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^{0,18}. \quad (2.99)$$

Здесь d_1 — наружный диаметр внутренней трубы; d_2 — внутренний диаметр наружной трубы; $d = d_2 - d_1$ — характерный размер.

В переходной области при $2200 < Re < 10\,000$ и отсутствии естественной конвекции ($GrPr < 8 \cdot 10^5$) расчет теплообменника необходимо проводить по соответствующим экспериментальным данным для конкретных газа, жидкости и геометрии канала. Приближенные расчеты можно выполнить по формуле

$$Nu = Nu_d \left(\frac{Re}{2100} \right)^{1,47 \lg(Nu_r / Nu_d)} \quad (2.100)$$

где Nu_r — при $Re = 10^4$ по формулам (2.95)–(2.99); Nu_d — при $Re = 2100$ по формулам (2.86)–(2.89).

2.10.3. Гидравлическое сопротивление при вынужденном движении однофазных сред в прямых трубах и каналах. При стабилизированном течении в ламинарном режиме ($Re < 2300$)

$$\xi_\infty = \frac{A}{Re} \quad (2.101)$$

где A — величина, зависящая от формы поперечного сечения канала (табл. 2.5).

В турбулентном режиме ($4000 < Re < 10^5$)

$$\xi_\infty = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} \quad (2.102)$$

где Δ — эквивалентная высота элемента естественной шероховатости (см. [94]). В гладких трубах $\Delta = 0$.

В ламинарном режиме стабилизированное течение наступает при $X = l / (Re/d) \geq X_r$, где X_r равно 0,055 в круглой трубе, 0,01 в плоской и 0,02 в кольцевом канале. Влияние начального участка на средние значения коэффициента трения практически перестает сказываться лишь при $X \geq 10X_r$, т. е. при длине каналов, которая может составлять несколько десятков метров, что обычно значительно больше длины труб и каналов в теплообменных аппаратах. В коротких каналах ($X_r < X < 10X_r$) гидродинамические потери

$$\Delta p = \left(\xi_\infty \frac{l}{d} + k \right) \frac{\rho \omega^2}{2} = \xi_0 \frac{\rho \omega^2}{2} \quad (2.103)$$

где k — поправка на изменение коэффициента трения и дополнительное сопротивление от ускорения ядра потока при перестройке профиля скорости на начальном участке канала ($k = 1,12$ для круглой трубы и 0,613 для плоского канала [72]); ξ_0 — общий коэффициент сопротивления короткого канала.

В очень коротких каналах ($X < 0,2X_r$)

$$\xi_0 = \frac{A}{Re} X^{-0,5} \quad (2.104)$$

где $A = 13,74$ для круглой трубы и 18,5 для плоского канала. Более подробные сведения по этому вопросу приведены в [72].

При турбулентном течении длина начального участка составляет 10–15 калибров, т. е. $X_r = (10 \div 15)d$, а при $l/d \geq 50$ влияние начального участка на средние коэффициенты сопротивления становится несущественным. В большинстве промышленных аппаратов указанное условие выполняется. Если $l_r/d < l/d < 50$, то

$$\xi = \xi_\infty \frac{l - l_r}{d} + 0,48 \quad (2.105)$$

где ξ_∞ рассчитывают по формуле (2.102).

В очень коротких трубах ($l < l_r$) при $Re \geq 10^4$

$$\xi = \tilde{\omega}_0^2 - 1 = \left(\frac{\omega_0}{\omega} \right)^2 - 1 \quad (2.106)$$

где ω_0 — скорость в ядре сечения (на оси); ω — средняя скорость в сечении канала.

Расчет по формуле (2.106) выполняют с помощью табл. 2.6, составленной по данным [49].

Влияние неізотермичности течения на сопротивление трения учитывают с помощью поправок. При ламинарном течении такая поправка в соответствии с рекомендациями Б. С. Петухова [72] может быть введена с помощью соотношения

$$\xi = \xi_{из} \left(\frac{\mu_{ст}}{\mu} \right)^n, \quad (2.107)$$

где $\xi_{из}$ и ξ — коэффициенты гидравлических сопротивлений при изотермических и неізотермических условиях; $\mu_{ст}$ и μ — динамические вязкости среды при температуре стенки и средней температуре потока на входе в канал;

$$n = c \left(\text{Pe} \frac{d}{l} \right)^{-m} \left(\frac{\mu_{ст}}{\mu} \right)^{-0,002}, \quad (2.108)$$

где $c=2,3$ и $m=0,3$ при $60 < \text{Pe} \, d/l < 1500$; $c=0,535$ и $m=0,1$ при $1500 < \text{Pe} \, d/l < 3 \cdot 10^4$

В области турбулентного течения обычно пользуются поправкой М. А. Михеева [35]

$$\xi = \xi_{из} \left(\frac{\text{Pr}_{ст}}{\text{Pr}} \right)^{1/3}, \quad (2.109)$$

где $\text{Pr}_{ст}$ и Pr — числа Прандтля среды при средней температуре стенки и средней температуре потока в канале.

Таблица 2.6. Изменение относительной скорости на оси входного участка короткого канала при турбулентном пограничном слое

$l_r \text{Re}^{-0,25}/d = l_r (wd/\nu)^{-0,25}/d$	0	0,2	0,4	0,8	1,2	1,3
\tilde{w}_0	1	1,057	1,095	1,156	1,21	1,22

Продольно омываемые шахматные пучки [93]. При $(3,23s/d_n - 0,116) \leq \lg \text{Re} < (3s/d_n + 0,76)$

$$\xi = \left(0,316 \frac{s}{d_n} - 0,176 \right) \text{Re}^{-0,2}, \quad (2.110)$$

где s и d_n — шаг и наружный диаметр труб; в качестве характерного размера выбран эквивалентный диаметр.

При $s/d_n = 1+1,5$

$$\xi = \left(0,273 \frac{s}{d_n} - 0,102 \right) \text{Re}^{-0,2}. \quad (2.111)$$

В кольцевом канале при $\text{Re} = 4 \cdot 10^3 + 3,2 \cdot 10^5$ и $d_1/d_2 \geq 0,0625$

$$\xi = 0,348 \text{Re}^{-0,25}. \quad (2.112)$$

2.10.4. Теплообмен и сопротивление при вынужденном течении в змеевиках. В змеевике с кривизной $R/d_n = 3+200$, где R — радиус змеевика и d_n — внутренний диаметр трубы, при ламинарном течении ($K = 13,5 \sqrt{2R/d_n} = 13,5+5000$); $\text{Re} < \text{Re}_{кр} = 2300 [1 + 8,6 (d_n/2R)^{0,46}]$ [35, 72]

$$\text{Nu} = \text{Nu}_\infty \frac{0,1979K^{1/2}}{\chi [1 + F(\chi)K^{-1/2}]}, \quad (2.113)$$

где при $\text{Pr} \geq 1$ $\chi = \frac{2}{11} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{77}{4} \frac{1}{\text{Pr}^2}} \right)$;

$$F(\chi) = \frac{37,05}{\chi} \left[\frac{1}{40} - \frac{17}{120} \chi + \left(\frac{1}{10\chi} + \frac{13}{30} \right) \frac{1}{10Pr} \right]$$

и при $Pr \leq 1$ $\chi = \frac{1}{5} \left(2 + \sqrt{\frac{10}{Pr^2} - 1} \right)$;

$$F(\chi) = -\frac{37,05}{\chi} \left[\frac{\chi^2}{12} + \frac{1}{24} - \frac{1}{120\chi} - \left(\frac{4}{3} \chi - \frac{1}{3\chi} + \frac{1}{15\chi^2} \right) \frac{1}{20Pr} \right];$$

Nu_{∞} — предельное число Нуссельта для прямой трубы на участке установившегося теплообмена (табл. 2.5),

$$\xi = \xi_{\infty} \frac{21,5K}{(1,56 + \lg K)^{5,73}}, \quad (2.114)$$

где ξ_{∞} — предельный коэффициент сопротивления прямой трубы на участке стабилизированного течения (табл. 2.5).

При турбулентном течении в змеевике $[(Re > 18\,500)(d_n/2R)^{0,28}]$ [35]

$$Nu = Nu_{\infty} \left(1 + \frac{21}{Re^{0,14}} \frac{d_n}{2R} \right), \quad (2.115)$$

где Nu_{∞} рассчитывают по формулам (2.95)–(2.97) для установившегося турбулентного теплообмена;

$$\xi = \xi_{\infty} \left[Re \left(\frac{d_n}{2R} \right)^2 \right]^{0,06}, \quad (2.116)$$

где ξ_{∞} — коэффициент сопротивления при установившемся турбулентном течении в прямой трубе. Его рассчитывают по формуле (2.102).

2.10.5. Теплообмен и сопротивление при поперечном обтекании пучков гладких и ребристых труб. Исследования последних лет [30, 109] показали, что в диапазоне наиболее вероятных скоростей теплоносителей данные по теплообмену пучков гладких и ребристых труб с поперечными круглыми, прямоугольными, квадратными и поперечно-спиральными ребрами обобщаются зависимостью

$$\alpha = A \frac{\lambda}{l} c_z c_s c_{\varphi} \psi^m Re_l^p Pr^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}, \quad (2.117)$$

где $A=0,36$; $m=-0,5$; $n=0,6\psi^{0,07}$ для шахматных пучков; $A=0,2$; $m=-0,7$; $n=0,65\psi^{0,07}$ для коридорных пучков; c_z, c_s, c_{φ} — коэффициенты, учитывающие соответственно влияние числа рядов труб по ходу воздуха, их взаимного расположения в пучке и угла атаки потока относительно оси труб. Их значения определяют с помощью графиков на рис. 2.28; для шахматных пучков $c_s = [(s_1 - d_n)/(s'_2 - d_n)]^{0,1}$; $l = (F/F_0)d - (F_D/F_0)\sqrt{F_D'/2n}$; здесь F, F_0, F_D, F_D' — полная площадь поверхности ребристой трубы, площади поверхностей необребренных участков трубы, полной и боковой (без торцевых участков) поверхности ребер; d_n — наружный диаметр; n — количество ребер на трубе; $Re_l = \omega l/\nu$; здесь ω — скорость в узком сечении межреберных каналов; $\psi = F/F_0$ — коэффициент обребрения.

Формула справедлива для шахматных пучков при $Re_l = 5 \cdot 10^3 + 3,7 \cdot 10^5$; $l = 12 + 178$; $\beta = (s_1 - d_n)/(s'_2 - d_n) = 0,46 + 2,2$; $\psi = 1 + 21,2$ и для коридорных пучков при $Re_l = 10^4 + 3,7 \cdot 10^5$; $l = 27 + 178$; $\psi = 1 + 18,5$.

Сопротивление пучков труб той же геометрии можно рассчитать по зависимостям: шахматный пучок: при $Re_l = 2 \cdot 10^3 + 1,8 \cdot 10^5$; $l/d_n = 0,15 + 6,5$ (здесь d_n — эквивалентный диаметр узкого сечения межреберного канала l_{γ} , рис. 2.23)

$$Eu = 2,7zc'_z(l/d_n)^{0,3}Re_l^{-0,25}, \quad (2.118)$$

при $Re_l = 1,8 \cdot 10^5 + 10^6$ и $l/d_n = 0,15 + 6,5$

$$Eu = 0,13zc'_z(l/d_n)^{0,3}, \quad (2.119)$$

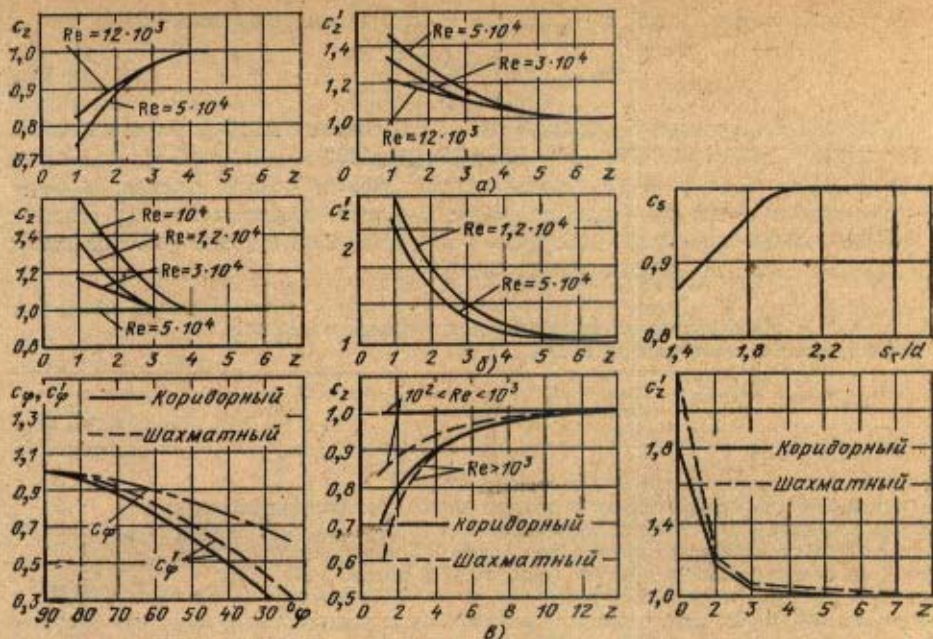


Рис. 2.28. Поправочные коэффициенты для шахматных (а) и коридорных (б) пучков ребристых труб, для гладкотрубных пучков (в)

коридорный пучок: при $Re_1 = 4 \cdot 10^3 \text{--} 1.6 \cdot 10^5$; $(s_2 - d_n)/(s_1 - d_n) = 0.5 \text{--} 2.0$; $l/d_0 = 0.8 \text{--} 11.5$

$$Eu = 0,26z c_z^* \left(\frac{s_2 - d_n}{s_1 - d_n} \right)^{0,68} \left(\frac{l}{d_0} \right)^{0,9} Re_1^{-0,08} \quad (2.120)$$

В формулах (2.118)–(2.120) $c_z^* = 1$ для гладких труб. Для ребристых труб их значения определяют по графикам рис. 2.28.

Угол атаки φ в пучках с поперечными ребрами влияет на теплообмен иначе, чем в гладкотрубных. Например, при применении круглых или спиральных ребер в диапазоне $\varphi = 30 \text{--} 75^\circ$ теплообмен оказывается интенсивнее, чем при $\varphi = 90^\circ$. Наибольший эффект наблюдается при $Re = wd_n/\nu = 5 \cdot 10^3$. При этом интенсификация достигает 30%.

Сопротивление межтрубного пространства кожухотрубчатых аппаратов с поперечными перегородками рассчитывают по формуле [28]

$$\Delta p_{\text{мт}} = \Delta p_{\text{поп}} + \Delta p_{\text{пр}} + \sum_{i=1}^l \Delta p_{\text{ми}} \quad (2.121)$$

где $\Delta p_{\text{поп}}$ — потери давления при поперечном обтекании труб между перегородками; $\Delta p_{\text{пр}}$ — потери напора при продольном обтекании труб в вырезах перегородок; $\Delta p_{\text{ми}}$ — местные потери при входе и выходе потока из межтрубного пространства (табл. 2.7):

$$\Delta p_{\text{поп}} = (n + 1) z \xi_{\text{поп}} \frac{\rho w_{\text{поп}}^2}{2}; \quad (2.122)$$

$$\Delta p_{\text{пр}} = 0,2n \frac{\rho w_{\text{пр}}^2}{2}. \quad (2.123)$$

Здесь n — количество перегородок; z — число рядов труб; $w_{\text{поп}}$ — поперечная скорость теплоносителя в узком месте диаметрального сечения между перегородками; $\xi_{\text{поп}}$ — коэффициент сопротивления одного ряда в поперечном потоке (табл. 2.8); $w_{\text{пр}}$ — продольная скорость теплоносителя в вырезах поперечных перегородок.

$$Nu_s = c Re_s^m \left(\frac{L}{d_s} \right)^n, \quad (2.124)$$

где $C=AB$; при L/d_n , равных 5, 10, 20, 30, 40, 50, A соответственно равно 0,412; 0,326; 0,201; 0,125; 0,080; 0,0475; $B=1,36+0,24(Re_n/1000)$; $Re_n = w d_n / \nu$; $d_s = 2(s - d_n)(u - \delta_p) / [(s_p - d_n) + (u - \delta_p)]$ — эквивалентный диаметр узкого сечения; $s_p = s_1 = s_2$ — шаг труб в пучке; δ_p — толщина ребра; L — длина пластины по ходу воздуха; при $Re_n = 500 + 10\,000$ $u/d_n = 0,18 + 0,35$; $L/d_s = 4 + 50$; $s/d_n = 2 + 5$ (здесь u — шаг пластины); $n = 0,45 + 0,0066(L/d_s)$; $m = -0,28 + 0,08(Re_n/1000)$.

Таблица 2.7. Коэффициенты местного сопротивления отдельных элементов теплообменного аппарата [95]

Наименование детали	ξ
Входная или выходная камера (удар и поворот)	1,5
Поворот на 180° из одной секции в другую через промежуточную камеру	2,5
То же через колесо в секционных подогревателях	2,0
Вход в промежуточное пространство под углом 90° к рабочему потоку	1,5
Переход из одной секции в другую (межтрубный поток)	2,5
Поворот на 180° в U-образной трубке	0,5
Поворот на 180° через перегородку в межтрубном пространстве	1,5
Огибание перегородок, поддерживающих трубы	0,5
Выход из межтрубного пространства под углом 90°	1,0

Таблица 2.8. Коэффициенты сопротивления на участках поперечного течения*

$Re_{\text{пов}} \cdot 10^{-4}$	5	10	20	40	60	80	100	200	500	1000
$\xi_{\text{пов}}$	0,63	0,45	0,36	0,31	0,28	0,27	0,26	0,24	0,23	0,23

* $Re_{\text{пов}} = w_{\text{пов}} d_n / \nu$.

Аэродинамическое сопротивление пучков с пластинчатым оребрением

$$\Delta p = A \frac{L}{d_s} (\rho w)^{1,7} \epsilon, \quad (2.125)$$

где $A=0,0113$ для неровных (гофрированных) поверхностей и $A=0,007$ для тщательно изготовленных плоских ребер; $\epsilon=1$ для коридорных пучков и $\epsilon=1,2$ для шахматных пучков.

Для пучков труб с проволочным оребрением [30]

$$Nu_d = 2,8 Re_d^{0,44} \left(\frac{d}{u} \right)^{-0,6} \left(\frac{l_0}{h} \right)^{0,28}; \quad (2.126)$$

$$Eu = 1,6z Re_d^{-0,24} \left(\frac{l_0}{u} \right)^{-0,388} \left(\frac{h}{u} \right)^{0,18} \left(\frac{d}{u} \right)^{0,1}; \quad (2.127)$$

где u — шаг витков; w — скорость в узком сечении; d — наружный диаметр трубок; $l_0 = \pi d i$ — шаг петель; h — высота оребрения; i — число петель на один шаг спирали; определяющий размер — шаг витков u (рис. 2.10,е).

КПД ребра рассчитывают по формуле

$$\eta_p = 2I_3 \sqrt{\frac{\alpha}{\lambda_p \delta_p}}, \quad (2.128)$$

где $I_3 = h - 2\delta - y/2 + \pi y/4$; здесь δ — диаметр проволоки; y — расстояние между осями проволок одной петли.

Площадь поверхности ребер

$$F_p = 2\pi b x l_0, \quad (2.129)$$

где x — число витков на 1 м длины несущей трубы.

Для пучков плоскоовальных труб с поперечным пластинчатым оребрением коэффициент теплоотдачи рассчитывают по формуле

$$\alpha = k \frac{\lambda}{u^x} \left(\frac{b}{u}\right)^{-0,54} \left(\frac{c}{u}\right)^{-0,14} \left(\frac{w}{v}\right)^y, \quad (2.130)$$

где b — наименьший из двух наружных поперечных размеров труб; c — расстояние между соседними трубами в продольном ряду; u — расстояние между соседними ребрами; w — скорость в узком сечении; λ и v — теплопроводность и кинематическая вязкость теплоносителя.

Для шахматного расположения труб $k=0,222$; $x=0,35$; $y=0,65$, для коридорного $k=0,104$; $x=0,28$; $y=0,72$.

Гидравлическое сопротивление

$$\Delta p = \rho w^2 z c_1, \quad (2.131)$$

где $c_1=0,0983+0,072/z$ для шахматного и $c_1=0,0293+0,153/z$ для коридорного пучка; z — количество продольных рядов труб в пучке.

2.10.6. Теплообмен и сопротивление в межреберных каналах трубчато-ленточных, трубчато-пластинчатых и пластинчато-ленточных компактных теплообменников [18]. В формулах по теплообмену и гидродинамике для поверхностей вышеперечисленных теплообменников в качестве поперечного характерного размера принят гидравлический диаметр, рассчитанный по формуле

$$d = 4f_c L / F, \quad (2.132)$$

где f_c — площадь наименьшего живого сечения; L — длина межреберных каналов; F — полная площадь поверхности теплообмена. В качестве характерного продольного размера принята длина ребра l в направлении потока. Определяющую скорость рассчитывают по f_c .

При обобщении данных по теплообмену и сопротивлению жалюзийных поверхностей типа ЖР (рис. 2.27) использован также фактор загромождения сечения f_s/f_c , равный доле сечения прямоугольного или треугольного канала, загроможденного профилированной частью ребра.

Для гладкого треугольного оребрения (рис. 2.11,в) при $Pr=0,6+1,0$ и $Re=200+1500$

$$Nu = 1,55 (Pe d / l)^{1/3} \varepsilon_t, \quad (2.133)$$

где при $l/d=20+100$ $\varepsilon_t=1,44-0,0044 l/d$; при $l/d>100$ $\varepsilon_t=1$; при $l/(dPe)>0,05$ $Nu=2,35$.

При $Re=1500+3000$

$$Nu = A \left(\frac{Re}{1500} \right)^{3,32 \lg(B/A)}, \quad (2.134)$$

где $A=17,67 (Re/1500)^{1/3} \varepsilon_t$; $B=11,6 Pr^{0,6} \psi_t \varepsilon_T$; ε_t определяют так же, как в формуле (2.133), а ε_T и ψ_t — как в формуле (2.135).

При $Re>3000$

$$Nu = 0,0193 Re^{0,8} Pr^{0,6} \psi_T \varepsilon_T, \quad (2.135)$$

где $\varepsilon_T = [(l/d)^2 - 328(l/d)] / [(l/d)^2 - 356(l/d) + 2 \cdot 10^3]$ при $l/d=20+70$, а при $l/d>70$ $\varepsilon_T=1$; при нагревании газа $\psi_T = (T_{сТ}/T)^{-0,5}$; при охлаждении $\psi_T=1$; здесь $T_{сТ}$ и T — средние абсолютные температуры стенки и потока.

Для гладкого прямоугольного оребрения (рис. 2.11,г) при $Re=200+2000$ и $b/h<10$

$$Nu = 1,55 (Pe d / l)^{1/3} \varepsilon_t \varepsilon_b, \quad (2.136)$$

где $\varepsilon_i = 1,44 - 0,0044 l/d$; $\varepsilon_\phi = 1 + 0,03 h/b$; здесь b — расстояние между соседними стенками или трубками (ширина ребра); h — расстояние между соседними ребрами (2.27).

При $Re = 2000 + 7000$

$$Nu = A_1 (Re/2000)^{1,86} (B_1/A_1), \quad (2.137)$$

где $A_1 = 19,5 \varepsilon_i \varepsilon_\phi (Pr d/l)^{1/3}$; $B_1 = 25,8 \varepsilon_T \psi_T Pr^{0,5}$.

При $Re > 7000$

$$Nu = 0,0215 Re^{0,8} Pr^{0,6} \psi_T \varepsilon_T. \quad (2.138)$$

Правила определения ε_i , ψ_T и ε_T те же, что и в случае треугольного оребрения.

Гидравлическое сопротивление каналов с прямоугольным ($Re = 200 + 2000$) и треугольным ($Re = 200 + 1500$) оребрением и

$$\xi = 4f = \frac{42}{Re^{0,89}} \varepsilon_i \psi_T \varepsilon_T, \quad (2.139)$$

где при $l/d = 20 + 100$ $\varepsilon_i = (1,6 - 0,006 l/d) (l/d)^{0,11}$; для канала с треугольным оребрением $\varepsilon_\phi = 0,95$, с прямоугольным $\varepsilon_\phi = [(b/h)^2 + 3,84(b/h) + 62,5] / [(b/h)^2 - 3,65(b/h) + 70]$; при нагревании газа $\psi_T = (T_{0T}/T)^{0,25}$ и при охлаждении $\psi_T = (T_{0T}/T)^{0,3}$.

При $Re = 2000 + 12000$ в прямоугольных каналах

$$\xi = \frac{0,6}{\sqrt[3]{Re}} \psi_T, \quad (2.140)$$

где при нагревании газа $\psi_T = (T_{0T}/T)^{-0,1}$, при охлаждении $\psi_T = 1$.

При $Re = 1500 + 7000$ в треугольных каналах

$$\xi = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \varepsilon_T \psi_T, \quad (2.141)$$

где $\varepsilon_T = A Re^{-n}$; при $l/d = 20 + 70$ $A = 17 500 (d/l)^{-2,3}$; $n = [(l/d)^2 - 70(l/d)] / [(l/d)^2 - 320(l/d) + 2830]$; при $l/d > 70$ $\varepsilon_T = 1$.

Для компактных прямоугольных каналов с прямыми прерывистыми ребрами, расположенными в шахматном порядке (рис. 2.27, тип оребрения ПлР):

при $200 < Re < Re_{кр} \approx 1500$

$$f = 7,661 (l/d)^{-0,344} (h/b)^{-0,602} Re^{-0,712}, \quad (2.142)$$

$$St Pr^{2/3} = 0,483 (l/d)^{-0,182} (h/b)^{-0,184} Re^{-0,536}, \quad (2.143)$$

при $Re_{кр} \leq Re \leq 8000$

$$f = 1,136 (l/d)^{-0,781} (\delta_p/d)^{0,533} Re^{-0,198}, \quad (2.144)$$

$$St Pr^{2/3} = 0,242 (l/d)^{-0,322} (\delta_p/d)^{0,059} Re^{-0,855}, \quad (2.145)$$

где $f = 2 \Delta p_T f_0 / (F \rho \omega^2)$; $St = \alpha / (\rho \omega c_p)$; $\Delta p_T = \Delta p - \Delta p_{вих} - \Delta p_{вихл} - \Delta p_{1Y}$, — Δp_c ; f_0 — площадь проходного сечения; F — полная площадь поверхности теплообменника; ω — скорость теплоносителя в сечении f_0 ; ρ , c_p — плотность и удельная теплоемкость теплоносителя; δ_p — толщина ребра.

Для каналов с жалюзийным оребрением (рис. 2.27, тип оребрения ЖР1-4) при $Re = 300 + 12000$, $d/l = 0,153 + 0,646$ и $f_0/f_c = 0,15 + 0,27$

$$Nu = 0,147 Re^{0,674} (d/l)^{0,245} (f_0/f_c)^{0,54}, \quad (2.146)$$

если $f_0/f_c = 0,27 + 0,65$

$$Nu = 0,147 Re^{0,674} (d/l)^{0,245} (f_0/f_c)^{0,143}, \quad (2.147)$$

при $Re = 300 + 1000$, $d/l = 0,153 + 0,646$ и $f_0/f_c = 0,15 + 0,65$

$$\xi = 4f = 6,96 Re^{-0,43} (d/l)^{0,475} (f_0/f_c)^{0,42} (F_p/F)^{-1}, \quad (2.148)$$

если $Re = 1000 + 10 000$

$$\xi = 4f = 1,244 Re^{-0,25} (d/l)^{0,675} (f_0/f_c)^{0,42} (F_p/F)^{-2}, \quad (2.149)$$

В формулах (2.148) и (2.149) F_p — площадь поверхности ребер; F — полная площадь ребристой поверхности теплообмена.

2.10.7. Теплообмен между поверхностью и стекающей пленкой жидкости. При стекании пленки жидкости по горизонтальной трубе [79]

$$Nu = 0,25 Re^{0,62} Pr^{0,38}, \quad (2.150)$$

где $Nu = \alpha d / \lambda$; $Re = \omega_0 d / \nu$; $\omega_0 = \sqrt{\omega_r^2 + 2gh}$; α — коэффициент теплоотдачи между пленкой жидкости и стенкой; d — наружный диаметр трубы; h — расстояние (шаг) между трубами; λ и ν — теплопроводность и кинематическая вязкость; $g = 9,81$ м/с²; ω_r — скорость отрыва жидкости от поверхности трубы, ее рассчитывают по следующим зависимостям:

при $Re_{пл} < 220$

$$\omega_r = 0,52 (g\nu)^{1/3} Re_{пл}^{2/3}; \quad (2.151)$$

при $Re_{пл} > 220$

$$\omega_r = 1,55 (g\nu)^{1/3} Re_{пл}^{0,462}; \quad (2.152)$$

здесь $Re_{пл} = 4G / (\mu 2ln) = 4\Gamma / \mu$; G — массовый расход жидкости; l и n — длина и количество труб в поперечном ряду; Γ — плотность орошения, равная отношению расхода жидкости к смоченному периметру труб в поперечном ряду $P = 2ln$; определяющей является температура $t_0 = 0,5(t_{ст} + t_{ж})$, где $t_{ст}$ и $t_{ж}$ — средние температуры стенки и жидкости; μ — динамическая вязкость жидкости.

При вертикальном расположении труб высотой H и турбулентном течении пленки ($Re_{пл} > 2000$) [28, 71]

$$Nu = 0,01 (Ga Pr Re_{пл})^{1/3}, \quad (2.153)$$

где $Nu = \alpha H / \lambda$; $Ga = H^3 g / \nu^2$; $Re_{пл} = 4\Gamma / \mu$; $\Gamma = G / (\pi dn)$; n — количество труб в пучке.

При волновом движении пленки ($30 < Re_{пл} < 2000$)

$$Nu = 0,67 (Ga^2 Pr^3 Re_{пл})^{1/3}. \quad (2.154)$$

Для ламинарного режима ($Re_{пл} < 615 Pr^{-0,648}$) в [41] рекомендована зависимость

$$Nu_0 = \frac{0,4\delta}{\lambda} = 0,0942 Re_{пл} Pr \frac{\delta}{H} + 7,52, \quad (2.155)$$

где $\delta = 3\nu^2 / (4g)^{1/3} Re_{пл}^{1/3}$ — толщина пленки жидкости.

2.10.8. Теплообмен при кипении

При кипении в большом объеме может быть использована формула Д. А. Лабунцова

$$Nu_* = c Re_*^n Pr_{ж}^{1/3}, \quad (2.156)$$

где физические параметры среды берутся по температуре насыщения t_n ; $c = 0,0625$ и $n = 0,5$ при $Re_* \leq 0,01$; $c = 0,125$ и $n = 0,65$ при $Re_* \leq 0,01$; $Nu_* = \alpha l_* / \lambda_{ж}$; $Re_* = \omega_* l_* / \nu_{ж}$; $Pr_{ж} = \nu_{ж} / a_{ж}$; $l_* = \sigma \Gamma_n c_{пр} / (r^2 \rho_n)$; $\omega_* = q / (r \rho_n)$; индексами «ж» и «п» обозначены физические свойства жидкости и пара; q — поверхностная плотность теплового потока; r — удельная теплота парообразования; σ — коэффициент поверхностного натяжения жидкости.

Формула справедлива в области значений $Re_* = 10^{-5} + 10^4$; $Pr_{ж} = 0,86 + 7,6$; при $\omega_* \leq 7$ м/с $\beta \leq 70\%$, где β — объемное расходное паросодержание.

При кипении на пучках труб выход пара происходит в стесненных условиях. Это сказывается на интенсивности теплоотдачи, особенно при малых плотностях теплового потока. Указанные обстоятельства учитывают введением в формулу для расчета α дополнительных факторов. Так, для горизонтальных пучков труб в том же диапазоне Re_* , $Pr_{ж}$, ω_* и β получена зависимость [35]

$$Nu_* = 0,648 Pr_{ж}^{1/3} [Re_* (n+1)]^{1/3} (s/d)^{-0,45}. \quad (2.157)$$

Таблица 2.9. Значения коэффициента для некоторых жидкостей и растворов

Вещество]	φ
Бензол	0,31
Газолин	0,27
Вода	1
26%-ный водный раствор глицерина	0,83
25%-ный водный раствор сахара	0,57
9%-ный водный раствор NaCl	0,86
24%-ный водный раствор NaCl	0,62
10%-ный водный раствор Na ₂ SO ₄	0,91
Керосин	0,31—0,56
Метиловый спирт	0,36
Этиловый спирт	0,45

где n — число рядов труб в направлении действия свободной конвекции; s — расстояние между осями труб; d — диаметр трубы.

Путем преобразований после подстановки в формулы (2.156) и (2.157) значений физических величин их можно привести к виду, в котором традиционно представляют эмпирические данные по кипению жидкостей и растворов. В частности, в диапазоне давлений $p = (0,19 \div 98,0) \cdot 10^5$ Па для расчета α при кипении в большом объеме применимы формулы [71]

$$\alpha = c p^{0,15} q^{0,7}; \quad (2.158)$$

$$\alpha = c' p^{0,5} \Delta t^{2,35}, \quad (2.159)$$

где $\Delta t = t_{сг} - t_{ж}$, °C; p — давление, Па; q — плотность теплового потока, Вт/м²; c и c' — коэффициенты, зависящие от свойств жидкости. Для воды $c = 3$ и $c' = 39$; для других жидкостей $c = 3\varphi$. Значения φ для различных сред приведены в табл. 2.9.

При кипении растворов приближенную оценку φ можно выполнить по формуле

$$\varphi \approx \left[\frac{c_p \rho_p^{1+e}}{c_w \rho_w^{1+e}} \right]^{0,4} \left(\frac{\lambda_p}{\lambda_w} \right)^{0,6} \quad (2.160)$$

где величинами с индексами «р» и «w» обозначены теплофизические свойства соответственно раствора и воды.

При кипении жидкостей на окисленных поверхностях необходимо учитывать термическое сопротивление оксидной пленки. В этом случае

$$\alpha = 1 / \left(\frac{1}{c \varphi p^{0,15} q^{0,7}} + R \right). \quad (2.161)$$

Для окисленных стальных труб $c = 6,5$ и $R = 0,773 \cdot 10^{-4}$ м²·К/Вт.

При вынужденном движении кипящей жидкости в трубах для расчета коэффициента теплоотдачи можно использовать следующие зависимости [35]:

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= \alpha_w, \text{ если } \alpha_k / \alpha_w < 0,5; \\ \alpha &= \alpha_k, \text{ если } \alpha_k / \alpha_w > 2; \\ \frac{\alpha}{\alpha_w} &= \frac{4\alpha_w + \alpha_k}{5\alpha_w - \alpha_k}, \text{ если } 0,5 < \frac{\alpha_k}{\alpha_w} < 2, \end{aligned} \right\} \quad (2.162)$$

где α_k — коэффициент теплоотдачи, рассчитанный по формуле (2.158) или (2.159); α_w — коэффициент теплоотдачи при турбулентном течении жидкости в трубе, рассчитанный по формуле (2.90). Формулы справедливы при $p = (0,98 \div 85) \cdot 10^5$ Па; $w = 0,2 \div 6,7$ м/с и $\beta = 70\%$.

2.10.9. Теплообмен при конденсации. Значения коэффициентов теплоотдачи при конденсации чистых паров зависят от геометрии поверхности, свойств и параметров пара и конденсата, скорости движения пара относительно поверхности.

Влияние скорости учитывают при $w^2_{рп} > 1$, где w_p и ρ_p — скорость и плотность пара.

Наиболее распространенной является пленочная конденсация чистых паров. На вертикальных стенках и трубах (снаружи) течение пленки может быть ламинарным и смешанным: при большой высоте стенки или трубы на некотором расстоянии от верхней кромки поверхности течение пленки становится турбулентным.

Для учета характера движения пленки конденсата и правильного выбора расчетной формулы неподвижного пара можно воспользоваться числом Григуля

$$Z = A_1 H (t_n - t_{cr}) = A_1 H \Delta t, \quad (2.163)$$

где $A_1 = (g/v^2)^{1/3} [\lambda / (r\rho v)]$, $1 / (m \cdot K)$; H — высота стенки или длина трубы, на поверхности которой происходит конденсация, м; λ , v , ρ — теплопроводность, кинематическая вязкость и плотность конденсата; r — теплота конденсации; $g = 9,81$ м/с².

При $z < 2300$ течение пленки является ламинарным; при $z > 2300$ начинается переход к турбулентному режиму. Однако в теплообменных аппаратах обычно выполняется условие $z < 2300$. Поэтому для расчета теплоотдачи можно пользоваться формулой Нуссельта

$$\alpha = 1,34 \left(\frac{\lambda^3 \rho^2 r}{\mu \Delta t H} \right)^{0,25} = 1,34 \frac{B'}{(\Delta t H)^{0,25}}, \quad (2.164)$$

где $B' = B(T_n)$, или формулой Д. А. Лабунцова

$$\alpha = 3,8 \frac{A_1^{0,78}}{A_2} = \frac{1}{(\Delta t H)^{0,22}}, \quad (2.165)$$

где $A_2 = 4 / (r\rho v)$.

При конденсации пара на одиночной горизонтальной трубе

$$\alpha = 0,726 \left[\frac{\lambda^3 \rho (p - p_n) r}{\mu (T_n - T_{cr}) d} \right]^{0,25} \quad (2.166)$$

При конденсации пара на пучках горизонтальных труб с небольшим количеством рядов по вертикали, когда $Re = \sum_{i=1}^l G_{i1} / (\Pi \mu) < 50$, где $\sum_{i=1}^l G_{i1}$ — количество натекающего на i -й ряд и образующегося на нем конденсата; G_i — количество конденсата, образовавшегося на i -м ряду; $\Pi = 2 \ln$ — смоченный периметр труб в поперечном ряду,

$$\frac{\alpha_i}{\alpha_1} = \left(\frac{\sum_{i=1}^l G_i}{G_1} \right)^{-0,67} \quad (2.167)$$

здесь α_1 и α_i — коэффициенты теплоотдачи в первом и в i -м рядах труб; α_1 рассчитывают по формуле (2.166).

При $Re > 50$ теплообмен аналогичен теплообмену в стекающей пленке жидкости на горизонтальных трубах и, как показано в [79], для расчета теплоотдачи можно использовать формулу (2.150). Для водяного пара указанные условия выполняются при удельных тепловых нагрузках $q = 40 + 60$ кВт/м² и количестве рядов труб $n > 10$, а для паров фреонов — при $q = 10 + 20$ кВт/м² и $n > 2 + 4$.

При конденсации в коротких горизонтальных трубах пара с низкой плотностью ($\rho = 2 + 5$ кг/м³), когда скорость пара на входе в трубу мала и конденсат свободно стекает по ее внутренней поверхности, для расчета теплообмена можно использовать формулу (2.166).

В случае конденсации в трубах большой длины пара высокой плотности [$Re = 4G_{ex} / (\pi d \mu) > 5 \cdot 10^3$], т. е. при кольцевом режиме течения конденсата, когда силами гравитации можно пренебречь, справедлива формула Г. Н. Кружиллина и др.

$$Nu_d = \frac{\alpha d}{\lambda} = c Re^{0,8} Pr \left[\sqrt{1 + \kappa_1 \left(\frac{\rho}{\rho_n} - 1 \right)} + \sqrt{1 + \kappa_2 \left(\frac{\rho}{\rho_n} - 1 \right)} \right], \quad (2.168)$$

где $c = 0,16$ для медных, $c = 0,024$ для стальных труб; G_{ex} — суммарный массовый расход пара и конденсата; κ_1 и κ_2 — массовое паросодержание смеси на входе в трубу и на выходе из трубы.

В промежуточной области ($50 < Re < 5 \cdot 10^3$) коэффициент теплоотдачи в горизонтальных трубах можно оценить в соответствии с рекомендациями В. Г. Риферта мето-

дом интерполяции, рассчитав предварительно его значения по формулам (2.166) при $Re=50$ и (2.168) при $Re=5 \cdot 10^3$.

В вертикальных трубах при числах Григуля $Z \leq 1000$ коэффициент теплоотдачи можно рассчитать по формулам (2.164) и (2.165), при $Z > 1000$ — по формуле Хартмана

$$Nu = 0,36 Re_n^{0,6} \left[K Pr \frac{d}{H} \frac{\tau_n}{\rho} \left(\frac{v_n}{v} \right)^2 \right]^{1/3}, \quad (2.168a)$$

где $Nu = ad/\lambda$; $Re_n = \omega_n d / \nu_n$; $K = r / [c(T_n - T_{сх})]$; $Pr = \nu / a$; $\mu_n / \mu \geq 0,1$; $\rho / \rho_n \geq 100$; ω_n — скорость пара на входе в трубу; d — внутренний диаметр трубы; c — удельная теплоемкость конденсата.

При кольцевом режиме течения конденсата в вертикальных трубах, так же как в горизонтальных справедлива формула (2.168).

При конденсации перегретого пара с небольшими температурами перегрева вместо r в формулы (2.164), (2.168) можно подставлять величину $h = r + c_n(t_n - t_n)$, где c_n — удельная теплоемкость и t_n — температура перегретого пара. Значение Δt при этом по-прежнему равно $t_n - t_{сх}$. В случае больших температур перегрева расчет зон охлаждения перегретого пара и конденсации ведут отдельно.

2.10.10. Тепло- и массообмен в парогазовых смесях. При конденсации пара в присутствии неконденсирующихся газов или паров других веществ с более высокой температурой насыщения теплота передается от смеси к поверхности конвекцией и за счет массообмена при конденсации (рис. 2.12,з). С увеличением содержания неконденсирующихся компонентов в смеси доля теплоты, передаваемой конвекцией, возрастает. Но суммарный тепловой поток уменьшается, так как перенос теплоты потоком конденсирующегося пара примерно на три порядка интенсивней процесса конвективного теплообмена при движении газов. Например, в присутствии 3—4% воздуха в водяном паре интенсивность теплоотдачи снижается примерно в 5 раз.

При испарении жидкости в парогазовую смесь направления потоков теплоты, обусловленных конвективным теплообменом и потоком пара от поверхности испаряющейся жидкости, могут совпадать и быть противоположно направленными (см. рис. 2.12,б, в и пояснения к нему). В частности, при испарении жидкости за счет подвода теплоты конвекцией к ее поверхности от парогазовой смеси они направлены навстречу друг другу и результирующий поток определяется их разностью. Если испарение происходит в адиабатных условиях, указанные потоки равны между собой по значению, а результирующий поток равен нулю.

Плотность суммарного теплового потока при испарении или конденсации в парогазовых смесях рассчитывают по уравнению

$$q = q_n \pm jr, \quad (2.169)$$

где q_n — плотность конвективного потока теплоты; j — плотность удельного массового потока пара к поверхности конденсации или от поверхности испарения; r — скрытая теплота парообразования; со знаком «плюс» в правой части уравнения записывают при совпадении направлений потоков q_n и j , со знаком «минус» — при несовпадении.

Для расчета j в инженерной практике в зависимости от конкретных условий используют следующее соотношение [6, 58]:

$$j = \pm \beta_p (p_r - p_\infty) = \pm \beta_{сх} (C_r - C_\infty) = \beta_{\rho \tau_\infty} \frac{M_n}{M_\infty} (y_r - y_\infty), \quad (2.170)$$

где знак «плюс» соответствует испарению, а «минус» — конденсации; β , β_n и β_p — коэффициенты массоотдачи, отнесенные соответственно к разностям массовых концентраций, парциальных давлений и молярных концентраций пара у межфазной поверхности (поверхности испарения или конденсации) и в потоке смеси; $\rho_{n\infty}$, C_∞ , p_∞ и y_∞ — соответственно массовая концентрация пара (кг пара/м³ смеси), относительная массовая концентрация пара (кг пара/кг смеси), парциальное давление пара и относительная молярная концентрация пара (моль пара/моль смеси) в потоке парогазовой

смеси; $\rho_{пр}$, C_r , ρ_r и y_r — аналогичные параметры состояния пара у межфазной поверхности; ρ_∞ — плотность смеси в потоке; M_∞ и $M_{пр}$ — молекулярные массы смеси и пара; $C_\infty = \rho_{пр}/\rho_\infty$; $C_r = \rho_{пр}/\rho_r$; ρ_r — плотность смеси у межфазной поверхности.

При внешнем обтекании одиночных тел $\rho_{пр}$, C_∞ , ρ_∞ и y_∞ характеризуют состояние пара в набегающем потоке, в начальных участках каналов — на внешней границе пограничного слоя, при развитом течении в трубах и каналах — на оси симметрии потока. В каналах теплообменных аппаратов их часто принимают равными среднemasовым значениям.

Свойства парогазовых смесей, как правило, незначительно отличаются от свойств идеальных газов. Поэтому $\rho_\infty = \rho_{пр} R_{пр} T_\infty$ и $P_r = \rho_{пр} R_{пр} T_r$, где $R_{пр} = R/M_{пр}$ — газовая постоянная пара; R — универсальная газовая постоянная; T_∞ и T_r — абсолютные температуры смеси в потоке и у межфазной поверхности; $y_\infty = \rho_{пр}/\rho$ и $y_r = \rho_r/\rho$, здесь ρ — давление смеси.

Между коэффициентами массоотдачи, отнесенными к градиентам концентраций, парциальных давлений и т. д., существует связь: $\beta_y = \beta_p R_{пр} T_\infty$; $\beta_p = \beta_y \rho_\infty M_{пр} / (\rho M_\infty) = = \beta_y M_{пр} / (R T_\infty)$. Кроме того, $\beta(1 - c_r) = \beta_y(1 - y_r) = \beta_p R_{пр} T_\infty (1 - y_r)$.

Опытные данные и результаты теоретических решений задач о массообмене, как и в случае теплообмена, представляют в безразмерной форме. При этом используют следующие числа подобия: диффузионные числа Нуссельта $Nu_D = \beta l / D$; $Nu_{D0} = \beta_0 l / D_0 = = Nu_{Dy} = \beta_y l / D$ (в иностранной литературе их называют числами Шервуда Sh); диффузионное число Праудля $Pr_D = \nu / D$ (в иностранной литературе — число Шмидта Sc); число Архимеда $Ag = g l^3 \Delta \rho / (\nu^2 \rho_\infty)$, где $\Delta \rho = |\rho_r - \rho_\infty|$; диффузионные числа Пекле $Pe_D = = Re Pr_D$, Рэлея $Re_D = Ag Pr_D$, Стантона $St_D = Nu_D / (Re Pr_D) = \beta / v_\infty$; число Льюиса $Le = = Pr_D / Pr = a / D$. В приведенных числах подобия D — коэффициент концентрационной диффузии пара в смеси; D_0 — коэффициент диффузии пара, отнесенный к градиенту парциальных давлений [$D_0 = D / (R_{пр} T_\infty)$]; ν и a — кинематическая вязкость и коэффициент температуропроводности смеси; l — характерный линейный размер; v_∞ — продольная скорость смеси в потоке.

Для расчета коэффициентов тепло- и массоотдачи при испарении или конденсации из парогазовых смесей практически во всем диапазоне концентраций пара от 0 до 100% можно использовать рекомендованные в [6] соотношения:

для теплообмена

$$Nu = Nu_0 f(B) \varphi(Pr, Le) \Psi_p, \quad (2.171)$$

для массообмена

$$Nu_D(1 - C_r) = Nu_{Dy}(1 - y_r) = Nu_{D0} f(B) \varphi(Pr_D) \Psi_p. \quad (2.172)$$

Здесь Nu и Nu_0 — числа Нуссельта для конвективного теплообмена при наличии массообмена и без него при тех же гидродинамических условиях; Nu_D и Nu_{D0} — диффузионные числа Нуссельта для массообмена большой и исчезающе малой ($B \rightarrow 0$) интенсивности; $B = (C_r - C_\infty) / (1 - C_r) = j / (\rho_\infty v_\infty St_D)$; для расчета Nu_0 используют известные для различных случаев конвективного теплообмена зависимости; Nu_{D0} рассчитывают по тем же формулам, заменяя в них Pr на Pr_D и C_r на Ag .

Для турбулентного пограничного слоя точно, а для ламинарного приближенно $f(B) = [(1 - \sqrt{1+B}) / (0,5B)]^2$ при $B \geq -0,95$; $\varphi(Pr, Le) = 1$ и $\varphi(Pr_D) = 1$ при $Pr = 0,5 - 4$ и $Le = 1$; $\Psi_p = 4 / [1 + (\rho_\infty / \rho_r)^{0,5}]^2$; при $\rho_\infty / \rho_r = 0,4 - 4$ $\Psi_p \approx 1$.

При конденсации пара в присутствии неконденсирующихся газов на пучках гладких и ребристых труб в поперечном потоке и в каналах сложной геометрии, где течение носит отрывной характер, наблюдается отрыв и унос с потоком капель конденсата. Это происходит в зонах отрывного течения в кормовой области труб и при сходе потока с острых кромок ребер. Температура капель ниже температуры насыщения. Поэтому действительная поверхность конденсации больше геометрической поверхности труб или каналов теплообменника. Дополнительными центрами конденсации служат частицы пыли. Из-за недостаточной изученности этих явлений и отсутствия надежных рекомендаций по их учету расчет теплообменников проводят обычно на основе анало-

гии тепло- и массообмена [зависимости (2.171) и (2.172)] или пользуются эмпирическими формулами, полученными для конкретных типов аппаратов и условий [см., например, табл. 2.4].

Зависимости (2.171) и (2.172) справедливы также и для расчета тепло- и массообмена при абсорбции, адсорбции и десорбции. В этих случаях вместо теплоты парообразования необходимо использовать теплоту сорбции или десорбции, а параметры состояния сорбируемого или десорбируемого газа у межфазной поверхности определять из условия сорбционного равновесия. При $B < 0$, как в случае конденсации, поток массы направлен к межфазной поверхности, т. е. имеет место абсорбция или адсорбция, при $B > 0$ — десорбция или испарение.

При значительном изменении параметров смеси вдоль поверхности тепломассообмена метод расчета, основанный на использовании уравнений (2.171) и (2.172), позволяет определять только локальные значения α и β . Поэтому расчет всего аппарата производят, разбивая поверхность на участки или используя методы осреднения в соответствии с рекомендациями, приведенными, например, в [58].

2.10.11. Теплообмен и сопротивление в продольно профилированных трубах и каналах. Применение профильных витых труб (ПВТ) является одним из перспективных способов повышения эффективности теплообменников за счет интенсификации теплообмена. Эти трубы технологичны, их целесообразно применять при движении в них однофазных теплоносителей, а также в случае пленочной конденсации и пленочного режима течения.

Расчет теплоотдачи и сопротивления в ПВТ в области развитого турбулентного режима, когда $Re = (1,0 \div 11,0) \cdot 10^4$, при $s/h_n = 9 \div 140$ и $h_n/d = 0,01 \div 0,12$ может быть выполнен по формулам (обозначения соответствуют схемам на рис. 2.27) [13]

$$Nu = Nu_0 \left[1 + 592 \frac{h_n}{s^*} - 7053 \left(\frac{h_n}{s^*} \right)^2 \right] Re^{-0,94(h_n/s^*)^{0,47}}; \quad (2.173)$$

$$\xi = \xi_0 \left[1 + 13 \frac{h_n}{s} + 94 \left(\frac{h_n}{s} \right)^2 \right]; \quad (2.174)$$

Здесь Nu_0 и ξ_0 — число Нуссельта и коэффициент трения в гладких трубах, рассчитываемые соответственно по формулам (2.96) и (2.109); h_n и s — высота выступов и расстояние между ними; в качестве характерного размера используется внутренний диаметр недеформированной части трубы; $s^* = \sqrt{s + d^2}$.

Для ориентировочных расчетов в турбулентной области можно считать, что по сравнению с гладкими трубами коэффициенты теплоотдачи и сопротивления возрастают в ПВТ в 1,4—1,7 раза при соблюдении следующих соотношений их геометрических размеров:

$$\left. \begin{aligned} d/D &= 0,94 \div 0,95; \\ s/D &= 0,25 \div 1,0, \end{aligned} \right\} \quad (2.175)$$

где d — диаметр живого сечения трубы.

Примерно такого же эффекта удастся добиться при продольном омывании пучков ПВТ и в кольцевом канале, образованном гладкой наружной трубой и внутренней профильной витой трубой. В этом случае в соотношения (2.175) вместо D необходимо подставлять эквивалентный диаметр пучка или кольцевого канала.

При выполнении условий (2.175) по формулам (2.173) и (2.174) может быть выполнена также оценка коэффициентов теплоотдачи и сопротивления в переходной области. В ламинарном режиме ($Re < 10^3$) при наличии предвключенного участка гидродинамической стабилизации потока следует пользоваться зависимостями для гладких труб. Однако, если теплообмен начинается непосредственно за входом в трубу, элементы шероховатости ПВТ периодически разрушают ламинарный пограничный слой, развивающийся на стенках трубы, и наблюдается интенсификация теплообмена, причем соотношение между увеличением коэффициентов теплоотдачи и сопротивления оказывается более благоприятным, чем в турбулентной области.

В загрязненных ПВТ коэффициент теплоотдачи ухудшается и не превышает 80% α в чистых ПВТ.

Исследования пленочной конденсации пара показали, что по сравнению с гладкими трубами на поверхности вертикальных ПВТ с указанными выше геометрическими характеристиками коэффициенты теплоотдачи возрастают на 40–60%, на горизонтальных ПВТ — на 25–30%.

Оптимальные соотношения d/D и s/D и соответствующие им значения α/α_0 и ξ/ξ_0 диффузорно-конфузорных труб (рис. 2.27,б) могут быть приняты в ориентировочных расчетах примерно такими же, как при использовании ПВТ. При этом оптимальное отношение длин конфузорного и диффузорного участков l_n/l_d лежит в пределах 2–3.

2.11. Тепловые трубы

2.11.1. Принцип действия. Принцип действия тепловой трубы (ТТ) был описан в 1944 г. Гоуглером. Однако широкое практическое применение тепловых труб началось только после работ Гровера в 1964 г. В настоящее время ТТ находят широкое применение в энергетике, металлургии, химической промышленности и других отраслях. Применение ТТ, например, позволяет утилизировать низкопотенциальную теплоту на температурном уровне 100°C и ниже, что сложно осуществить с помощью других теплопередающих устройств. Обычно тепловая труба представляет собой герметичную полость различной геометрии, при теоретических анализах обычно рассматривают трубу цилиндрической формы.

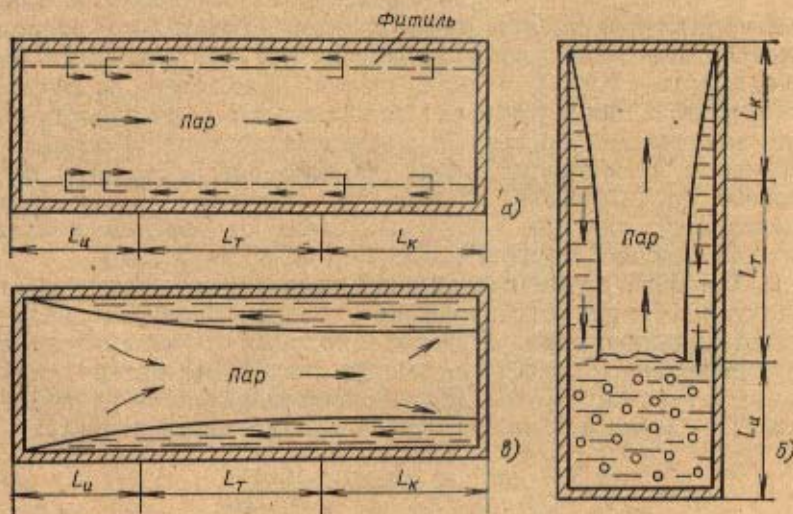


Рис. 2.29. Принципиальные схемы тепловых труб

В тепловой трубе теплота от охлаждаемой среды отбирается в зоне испарения испаряющейся здесь жидкостью и с потоком образующегося пара переносится на значительное расстояние в зону охлаждения, где передается стенке трубы при конденсации. Образовавшийся конденсат возвращается снова в зону испарения.

Основными преимуществами тепловых труб по сравнению с обычными теплопередающими устройствами являются простота конструкции, отсутствие нагнетателей и, следовательно, затрат энергии на перемещение теплоносителей внутри ТТ; герметичность, позволяющая использовать в качестве теплоносителей любые, в том числе и агрес-

сивные, жидкости; легкость регулирования; высокая теплопроводность, которая превосходит в сотни раз самые теплопроводные металлы.

В зависимости от способа транспорта жидкости из зоны конденсации в зону нагрева можно выделить три типа тепловых труб (рис. 2.29).

В фитильных или капиллярных тепловых трубах (рис. 2.29,а) по их внутренней поверхности уложен капиллярно-пористый материал — фитиль, пропитанный жидким теплоносителем. При внешнем подводе теплоты в зоне испарения (испарителя) жидкость из фитиля испаряется по всей длине зоны $L_{и}$. Капиллярная структура фитиля освобождается от жидкости, что создает в этой зоне капиллярное разрежение.

За счет этого разрежения жидкость подсасывается из охлаждаемой зоны ТТ — конденсатора (длина которой $L_{к}$) в испаритель для повторного испарения. Таким образом, в ТТ имеет место процесс непрерывного переноса теплоты парообразования от испарителя к конденсатору. Между зонами испарения и конденсации располагается транспортная зона (длина $L_{т}$).

В гравитационных тепловых трубах (термосифонах) (рис. 2.29,б) возврат конденсата из конденсатора в зону испарения происходит за счет сил тяжести,

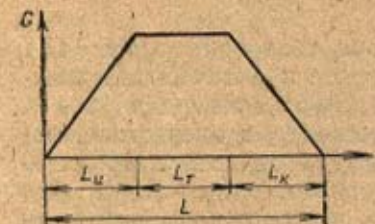


Рис. 2.30. Изменение расхода теплоносителя по длине тепловой трубы

т. е. для нормальной работы термосифонов обязательно расположение конденсатора выше зоны испарения. В центробежных тепловых трубах (рис. 2.29,в) корпус трубы вращается вокруг своей продольной оси. В таких трубах толщина слоя жидкости внутри ТТ в зоне конденсации больше, чем в зоне испарения, и возврат конденсата из зоны охлаждения в зону нагрева осуществляется за счет центробежных сил. Такие ТТ применяют, например, для охлаждения электродвигателей, где вал электродвигателя одновременно является центробежной тепловой трубой.

2.11.2. Тепловые трубы с капиллярно-пористыми материалами. Условия циркуляции теплоносителя в ТТ определяются уравнением движения для жидкости и пара. Перенос теплоты от испарителя к конденсатору возможен только тогда, когда суммарные потери давления на отдельных участках трубы (силы сопротивления) будут меньше движущей силы (имеющей капиллярный или массовый характер), т. е.

$$\Delta p_{ж}^{тр} + \Delta p_{п}^{тр} \pm \Delta p_{м} \leq \left(\frac{2\sigma}{R'} \right)_{\text{минк}} \quad (2.176)$$

где $\Delta p_{ж}^{тр}$, $\Delta p_{п}^{тр}$ — потери давления на трение при движении пара и жидкости; $\Delta p_{м}$ — массовые силы, обусловленные ориентацией ТТ в пространстве; при расположении испарителя выше конденсатора последний член входит в уравнение (2.176) с плюсом, ниже — с минусом; R' — минимальный радиус кривизны менисков жидкости в зоне испарения; σ — поверхностное натяжение.

Рассмотрим каждую, составляющую гидравлического сопротивления в отдельности. При наличии на стенках тепловой трубы пористого материала (фитиля) удельный расход жидкости, движущейся вдоль оси трубы z , определяется уравнением Дарси

$$j = \frac{K \rho' dz}{\rho' dz} \quad (2.177)$$

Здесь K — коэффициент проницаемости пористого материала; ρ' и μ' — плотность и вязкость жидкости; p — давление.

Тогда поток жидкости через поперечное сечение фитиля площадью F_Φ равен

$$G = jF_\Phi. \quad (2.178)$$

Из (2.178) следует, что перепад давления Δp на участке Δz пористого материала равен

$$\Delta p = \frac{\mu' G \Delta z}{K \rho' F_\Phi}.$$

Поток жидкости G меняется в зонах испарения от нуля до G и от G до нуля в зоне конденсации, а в транспортной зоне длиной L_T он постоянен (рис. 2.30). Среднее гидравлическое сопротивление для каждой из зон можно записать так:

$$\Delta p_n = \frac{1}{2} \frac{\mu' G L_n}{K \rho' F_\Phi}; \quad \Delta p_T = \frac{\mu' G L_T}{K \rho' F_\Phi}; \quad \Delta p_k = \frac{1}{2} \frac{\mu' G L_k}{K \rho' F_\Phi}.$$

Тогда суммарное гидравлическое сопротивление по жидкостному тракту равно

$$\Delta p_{ж\text{тп}} = \Sigma \Delta p_i = \frac{\mu' G (L + L_T)}{2 \rho' K F_\Phi}, \quad (2.179)$$

где $L = L_n + L_k + L_T$ — длина тепловой трубы.

Если предположить, что в паровом пространстве ТТ имеет место течение Пуазейля [19], то перепад давления пара для всей ТТ можно записать в виде

$$\Delta p_n^{\text{тп}} = \frac{16 \mu'' G (L + L_T)}{\rho'' d_n^2 F_n},$$

где d_n — диаметр парового канала; F_n — площадь поперечного сечения этого канала.

Учитывая, что теплопередающая способность тепловой трубы $Q = G r$, суммарное гидравлическое сопротивление по пару и жидкости запишем в виде

$$\Delta p_{ж\text{тп}} + \Delta p_n^{\text{тп}} = \frac{(L + L_T) Q}{r} \left(\frac{\mu'}{2 \rho' K F_\Phi} + \frac{16 \mu''}{\rho'' d_n^2 F_n} \right); \quad (2.180)$$

здесь r — теплота фазового перехода.

При работе в поле сил тяжести $\Delta p_m = g \rho' L \sin \varphi$ (где φ — угол наклона ТТ к горизонту), тогда с учетом (2.176) из уравнения (2.180) получим выражение для тепловой мощности

$$Q_r = \frac{\frac{2\sigma}{R'} \pm g \rho' L \sin \varphi}{\frac{L + L_T}{r} \left(\frac{\mu'}{2 \rho' K F_\Phi} + \frac{16 \mu''}{\rho'' d_n^2 F_n} \right)}. \quad (2.181)$$

Это выражение характеризует максимальный тепловой поток, ограниченный капиллярными и гравитационными силами. В [19] получено более общее уравнение, в котором учтены переменность физических свойств по длине ТТ и потери давления в зонах испарения и конденсации при фазовых переходах.

Предположим, что ТТ расположена горизонтально ($\varphi = 0$). Для простоты рассуждений будем считать $\Delta p_{ж\text{тп}} \gg \Delta p_n^{\text{тп}}$, что имеет место в большинстве задач. Тогда из выражения (2.181)

$$Q = 2 \frac{F_\Phi K}{(L + L_T) R'} \frac{\sigma r \rho'}{\mu'} = 2 \Phi_r \Phi_c. \quad (2.182)$$

В данное соотношение входят два комплекса: $\Phi_r = \frac{F_{\phi} K}{(L + L_r) R'}$

и $\Phi_c = \frac{\sigma r r'}{\mu'}$. Первый характеризует геометрические параметры ТТ, а второй — физические свойства теплоносителя. На рис. 2.31 показана зависимость Φ_c от температуры для наиболее часто применяемых теплоносителей. Эта зависимость позволяет оценить целесообразность применения различных жидкостей как теплоносителей в ТТ в выбираемом температурном диапазоне. В фактор Φ_r входят коэффициент проницаемости K и минимальный радиус капиллярных пор R' . Коэффициент K характеризует фильтрационные свойства пористого материала и определяется скоростью, с которой жидкость протекает через пористый материал. Его чаще всего находят из эксперимента. Значения K для различных капиллярно-пористых материалов можно найти в [19]. Радиус R' влияет на максимальную теплопередающую способность ТТ и определяется структурой капиллярно-пористого тела. Для сетчатых многослойных фитилей наименьший радиус капиллярных пор равен половине размера ячейки на просвет. Для фитилей из частиц, форма которых близка к сферической (спеченный порошок), можно пользоваться равенством,

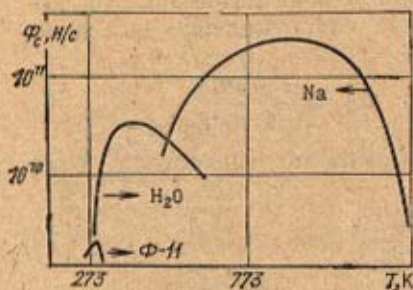


Рис. 2.31. Зависимость фактора Φ_c от температуры

предложенным А. В. Лыковым, $R' = 0,41 d_r / 2$ (d_r — диаметр частиц). Для канавок прямоугольного сечения $R' = S$ (S — половина ширины канавки). Часто минимальный размер капиллярных пор определяется экспериментально по максимальной высоте поднятия жидкости в капиллярно-пористом теле.

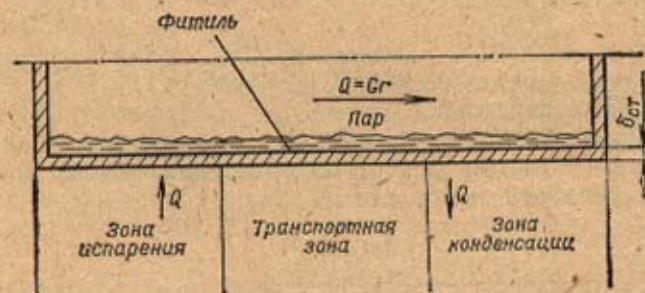


Рис. 2.32. Схема передачи теплоты через тепловою трубу

В общем случае процесс передачи теплоты от наружной поверхности испарителя к наружной поверхности конденсатора можно разделить на ряд составляющих (рис. 2.32). В зоне испарения теплота Q передается от наружной поверхности стенки ТТ с температурой t_n через стенку корпуса и фитиль теплопроводностью. Тогда

$$Q = \left(\frac{\lambda_{ст}}{\delta_{ст}} + \frac{\lambda_{\phi}}{\delta_{\phi}} \right) (t_n - t_n) F_{н}, \quad (2.183)$$

где $\delta_{ст}$ и δ_{ϕ} — толщины стенки и фитиля; $\lambda_{ст}$ и λ_{ϕ} — теплопроводность стенки и эффективная теплопроводность фитиля, пропитанного теплоносителем; t_n — температура пара внутри ТТ; $F_{н}$ — площадь поверхности зоны испарения.

Аналогично для зоны конденсации получим

$$Q = \left(\frac{\lambda_{ст}}{\delta_{ст}} + \frac{\lambda_{ф}}{\delta_{ф.к}} \right) (t_n - t_k) F_k \quad (2.184)$$

Здесь F_k — площадь поверхности зоны конденсации; $\delta_{ф.к}$ — толщина фитиля в зоне конденсации; t_k — температура наружной поверхности стенки в зоне конденсации.

В первом приближении можно принять $\delta_{фн} = \delta_{ф.к} = \delta_{ф}$. Тогда, решив совместно (2.183) и (2.184), получим

$$Q = \frac{t_n - t_k}{R \left(\frac{1}{F_n} + \frac{1}{F_k} \right)}, \quad (2.185)$$

где $R = \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_{фн}}{\lambda_{фн}}$.

По уравнению (2.185) можно найти тепловую нагрузку ТТ при известном перепаде температур ($t_n - t_k$), размерах и форме тепловой трубы. Однако в выражении (2.185) не учитываются гидравлические сопротивления жидкости при движении по фитилю ТТ и потока пара внутри трубы, а также капиллярные силы, определяемые соотношением (2.181). Поэтому после определения передаваемой ТТ теплоты по соотношению (2.185) необходимо найти значения максимальной теплопередающей способности ТТ по уравнению (2.181) и эти значения сравнить. Тепловая труба будет передавать требуемое количество теплоты Q , если $Q \leq Q_r$.

Верхний предел теплопередающей способности ТТ может ограничиваться одним или несколькими факторами, влияющими на ее работу. В качестве таких ограничений могут быть: предельная скорость движения пара, когда на выходе из зоны испарения скорость пара становится равной скорости звука; капиллярная структура, так как суммарные гидравлические потери при движении жидкости и пара внутри ТТ не должны превышать капиллярного напора, создаваемого пористым телом; ограничения, связанные с кризисом кипения жидкости в пористом материале. Существенное значение может иметь ограничение, связанное с замерзанием теплоносителя внутри ТТ. Необходимо иметь в виду, что все перечисленные ограничения имеют независимый характер, поэтому при проектировании ТТ необходимо их выявить и сопоставить для конкретных условий работы.

2.11.3. Капиллярные структуры тепловых труб. Основным фактором при выборе материалов для корпуса и фитиля ТТ является их совместимость с теплоносителем (табл. 2.10). Это связано с тем, что в результате химических реакций или разложения

Таблица 2.10. Совместимость материала и теплоносителя ТТ

Теплоноситель	Металлы				
	Al	Cu	Fe	Ni	Ti
Азот	Да	Да	Да	Да	—
Метан	Да	Да	—	—	—
Аммиак	Да	—	Да	Да	—
Метанол	Нет	Да	Да	Да	—
Вода	Нет	Да	Нет	Да	Да
Калий	—	—	—	Да	Нет
Натрий	—	—	—	Да	Нет

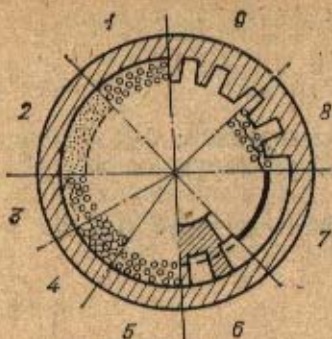


Рис. 2.33. Типы фитильных структур тепловых труб:

1 — засыпки; 2 — пористые органические вещества; 3 — многослойные металлические сетки; 4 — металлические войлоки; 5 — закрытые капилляры; 6 — капиллярные вставки; 7 — резьбовые канавки; 8 — сеччато-канавочные структуры; 9 — продольные канавки

газованы. Дегазация особенно важна для высокотемпературных ТТ (более 400 °С), так как при увеличении температуры интенсивность выделения газов увеличивается. Поэтому для длительной работы ТТ особо жесткое требование предъявляется к предварительному вакуумированию и качеству сварных соединений.

2.11.4. Термосифоны. Термосифоны часто называют в технике *трубами Перкинса*. Основное достоинство термосифонов заключается в простоте конструкции и возможности охлаждать тепловыделяющие поверхности сложной конфигурации, когда установка пористой структуры ТТ на тепловыделяющей поверхности затруднена. В настоящее время область применения термосифонов значительно расширилась: энергетика, холодильная техника, нефтехимическая промышленность, системы охлаждения и термостабилизации различной радиоэлектронной аппаратуры.

Термосифоны представляют собой герметически замкнутый объем, часть которого заполнена жидким теплоносителем. Тепловой поток плотностью q подводится к нижней части термосифона, а отводится от верхней. При подводе теплоты к жидкому теплоносителю в зоне нагревания происходит процесс испарения или кипения жидкости; образующиеся пары поднимаются вверх и конденсируются на внутренней стенке тепловода. Образовавшийся конденсат стекает в зону нагревания за счет сил гравитации.

В зависимости от геометрии термосифонной трубы различают термосифоны цилиндрические и плоские, а в зависимости от места подвода теплоты к испарителю — термосифоны с торцевым (рис. 2.34,а) и боковым (рис. 2.34,б) подводом. В зависимости от конструкции и условий подвода теплоты меняется механизм физических процессов, происходящих во внутренней полости термосифонного элемента: испарения и кипения на стороне подвода теплоты испарительного термосифона, конденсации на стороне отвода теплоты, возврата рабочей жидкости из конденсатора в испаритель за счет сил гравитации и, наконец, переноса пара из зоны испарения в зону конденсации. Последний процесс для всех термосифонов почти одинаков, вместе с тем в отдельных случаях, особенно при больших длинах тепловода, он сильно влияет на тепло-

теплоносителя, коррозии и эрозии корпуса и фитиля могут ухудшаться теплопередающие свойства ТТ. В качестве примера можно привести гидролиз воды в водно-алюминиевой ТТ при выделении газообразного водорода. Накопленный опыт позволяет сделать ряд рекомендаций для выбора теплоносителя, материалов фитиля и корпуса ТТ.

Свойства фитилей существенно влияют на теплопередающую способность ТТ. Фитиля должны иметь высокую проницаемость K , малый радиус пор R' , достаточную теплопроводность скелета и должны смачиваться жидким теплоносителем. В связи с тем что на выбор фитиля оказывает влияние большое число факторов, невозможно дать общие рекомендации для выбора его конструкции, тем более что ряд требований, например требования высоких значений K и малых R' , противоречат друг другу.

Наиболее распространенные конструкции фитилей показаны на рис. 2.33.

Перед заправкой трубы теплоносителем материал трубы, а также сам теплоноситель должны быть де-

передающую способность термосифона. Остальные процессы в термосифонах различной конструкции могут иметь существенные различия. Кипение и конденсация различны в зависимости от ориентации поверхности, на которой они протекают. Но не это в основном определяет интенсивность теплообмена. Для области кипения характерно увеличение числа центров кипения, которое и определяет высокое значение коэффициента теплоотдачи α в зоне нагрева. На теплопередающую способность термосифона большое влияние оказывает присутствие нейтральных газов [15]. Термосифоны чаще работают в режиме двухфазной среды, когда возможно образование в зоне нагрева так называемых паро-

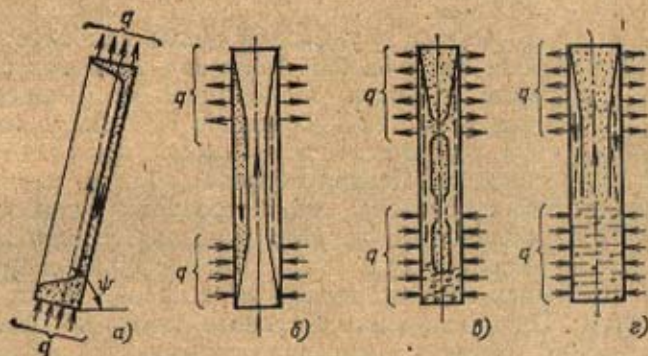


Рис. 2.34. Схемы работы термосифонов

вых снарядов и имеют место выброс жидкости в зону конденсации и колебание давления. В таких случаях происходит перемешивание пара и нейтрального газа, вследствие чего снижается интенсивность конденсации.

Накопленный к настоящему времени экспериментальный материал показывает, что коэффициент теплоотдачи в зоне конденсации с достаточной для инженерных расчетов точностью может быть определен по критериальным уравнениям для конденсации паров при стекании конденсата по плоской стенке.

Наиболее распространены термосифоны с боковым подводом теплоты (рис. 2.34,б). Работа такого термосифона характеризуется во внутренней полости различными процессами тепло- и массопереноса. В зависимости от количества залитого теплоносителя в зоне подвода теплоты, теплового потока на стенке и диаметра термосифона могут осуществляться два режима работы, качественно отличающиеся друг от друга:

1) режим стекающей пленки. Количество залитого теплоносителя находится в полном соответствии с передаваемым тепловым потоком, т. е. пленка жидкости покрывает при работе только внутреннюю поверхность термосифона. Избыток жидкости в нижней части тепловода, как правило, отсутствует;

2) режим двухфазной среды (рис. 2.34,г). Уровень заливки мо-

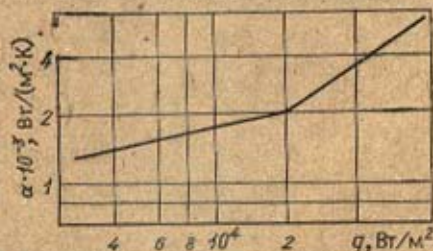


Рис. 2.35. Зависимость интенсивности теплообмена от теплового потока для хладона-11 в режиме двухфазной среды при давлении $p=0,1$ МПа

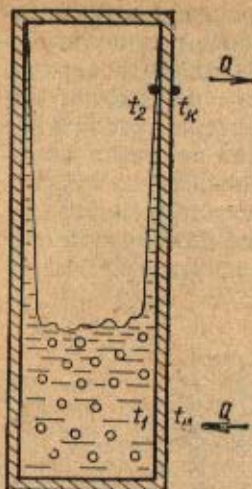


Рис. 2.36. Схема передачи теплоты через термосифон

жет колебаться в довольно широком диапазоне в зависимости от степени заполнения, изменяющейся в пределах 0,3—0,8. Режим имеет качественное различие в термосифонах различной геометрии. В термосифонах относительно малого диаметра перемещение паровой фазы из зоны нагревания в зону конденсации осуществляется в виде пробок, «снарядов». В термосифонах с большим диаметром происходит всплывание отдельных пузырьков пара без объединения их в паровые пробки. Поэтому такой режим работы термосифона часто называют барботажным.

Режим двухфазной среды наиболее распространен. На рис. 2.35 показана типичная зависимость интенсивности теплообмена от теплового потока для ряда теплоносителей. Как видно из приведенной графической зависимости, имеются две области кипения. Первая область (область меньших тепловых потоков) характеризуется некоторой неустойчивостью процесса кипения. Неустойчивость заключается в том, что кипение сопровождается

всплыванием отдельных паровых пузырьков с последующим их объединением в снаряды. При увеличении теплового потока процесс переходит в область развитого кипения аналогично кипению в большом объеме.

Определим тепловой поток, передаваемый термосифоном от наружной стенки термосифона с температурой t_n к наружной стенке конденсатора с температурой t_k . При заданных температурах жидкости и пара, известных толщине стенки термосифона δ и ее теплопроводности λ для установившегося режима (рис. 2.36) можно записать систему уравнений

$$\left. \begin{aligned} Q &= \frac{\lambda}{\delta} (t_n - t_1) F_n; \\ Q &= \alpha_n (t_1 - t_s) F_n; \\ Q &= \alpha_k (t_n - t_2) F_k; \\ Q &= \frac{\lambda}{\delta} (t_2 - t_k) F_k. \end{aligned} \right\} \quad (2.186)$$

Здесь F_n и F_k — площади поверхностей теплообмена в зоне испарения и конденсации; α_n и α_k — коэффициенты теплоотдачи в этих зонах; t_s — температура насыщения.

Определим температурные напоры в каждом слое:

$$t_n - t_1 = \frac{Q\delta}{\lambda F_n};$$

$$t_1 - t_s = \frac{Q}{\alpha_n F_n};$$

$$t_n - t_2 = \frac{Q}{\alpha_k F_k};$$

$$t_2 - t_k = \frac{Q\delta}{\lambda F_k}.$$

Поскольку $t_s = t_n$, то сложив левые и правые части уравнений, получим

$$t_n - t_k = Q \left(\frac{\delta}{\lambda F_n} + \frac{1}{\alpha_n F_n} + \frac{1}{\alpha_k F_k} + \frac{\delta}{\lambda F_k} \right). \quad (2.187)$$

Величину $\frac{\delta}{\lambda F_n} + \frac{1}{\alpha_n F_n} + \frac{1}{\alpha_k F_k} + \frac{\delta}{\lambda F_k}$ называют *полным термическим сопротивлением* термосифона. Для расчета теплового потока по уравнению (2.187) необходимо знать α_n и α_k . Они могут быть определены экспериментально для конкретного теплоносителя. При развитом процессе кипения ($q > 10^4$ Вт/м²) α_n в среднем на 30% выше, чем для аналогичных условий при кипении в большом объеме.

Пример 2.4. ТТ изготовлена из меди, теплоноситель — вода. Внешний диаметр трубы $d_1 = 20 \cdot 10^{-3}$ м; внутренний $d_2 = 18 \cdot 10^{-3}$ м; $\delta_\phi = 1,5 \cdot 10^{-3}$ м. Фитиль выполнен из медной сетки с пористостью $\varepsilon = 0,55$; радиус капиллярных пор $R' = 13 \cdot 10^{-5}$ м; эффективная теплопроводность $\lambda_\phi = 1,7$ Вт/(м·К); коэффициент проницаемости $K = 1,8 \times 10^{-10}$ м². Длина конденсатора $L_n = 0,3$ м; транспортная зона отсутствует ($L_t = 0$ м), длина испарителя $L_k = 0,3$ м. Тепловая труба расположена горизонтально.

В зоне испарения соблюдаются граничные условия второго рода ($Q = 120$ Вт). На внешней поверхности конденсатора граничные условия — третьего рода. Охлаждение трубы осуществляется потоком воздуха с температурой $t_n = 20^\circ\text{C}$; коэффициент теплоотдачи от трубы к воздуху $\alpha_n = 80$ Вт/(м²·К).

Необходимо найти температуры поверхности испарителя и конденсатора, а также максимальный тепловой поток, ограниченный капиллярными силами.

Решение. 1. Температура поверхности конденсатора

$$t_k = t_n + \frac{Q}{\pi d_1 L_k \alpha_n} = 20 + \frac{120}{3,14 \cdot 20 \cdot 10^{-3} \cdot 0,3 \cdot 80} = 99,6^\circ\text{C}.$$

2. Полное термическое сопротивление боковой стенки зоны конденсации

$$R_k = \frac{\delta_\phi}{\lambda_\phi} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} = \frac{1,5 \cdot 10^{-3}}{1,7} + \frac{10^{-3}}{380} = 1,12 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт},$$

где $\lambda_{ст}$ — теплопроводность меди [$\lambda_{ст} = 380$ Вт/(м·К)].

В первом приближении термическое сопротивление боковой стенки зоны испарения R_n можно принять равным $R_n = 1,2 \cdot 10^{-3}$ м²·К/Вт, т. е. считать, что слой жидкости в фитиле постоянен по длине ТТ.

3. Температура поверхности испарителя

$$t_n = t_k + RQ \left(\frac{1}{F_n} + \frac{1}{F_k} \right) = 99,6 + 120 \cdot 1,12 \times 10^{-3} \left(\frac{1}{3,14 \cdot 20 \cdot 10^{-3} \cdot 0,3} + \frac{1}{3,14 \cdot 20 \cdot 10^{-3} \cdot 0,3} \right) = 113,8^\circ\text{C}.$$

4. Площадь поперечного сечения парового канала ТТ

$$F_n = \frac{\pi d_2^2}{4} = \frac{3,14 (18 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 35 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

5. Площадь поперечного сечения фитиля

$$F_\phi = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2) = \frac{3,14}{4} ((18 \cdot 10^{-3})^2 - (15 \cdot 10^{-3})^2) = 0,777 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

6. Физические свойства теплоносителя (воды и пара) определяются при средней температуре

$$\bar{t} = \frac{t_k + t_n}{2} = \frac{99,6 + 113,8}{2} = 106,7^\circ\text{C};$$

$\sigma = 57,1 \cdot 10^{-3}$ Н/м; $\mu' = 263 \cdot 10^{-6}$ Па·с; $\rho' = 952,1$ кг/м³; $r = 2232 \cdot 10^3$ Дж/кг; $\mu'' = 12,3 \cdot 10^{-6}$ Па·с; $\rho'' = 0,725$ кг/м³.

Максимальный тепловой поток, ограниченный капиллярными силами, равен

$$Q_r = \frac{2\sigma r}{R(L + L_T) \left(\frac{\mu'}{2\rho'KF_\phi} + \frac{15\mu''}{\rho''d_u^3F_{II}} \right)} =$$

$$= \frac{2 \cdot 57,1 \cdot 1 \cdot 10^3 \cdot 2232 \cdot 10^3}{2,57 \cdot 1 \cdot 10^3 \cdot 2,232 \cdot 10^3}$$

$$= 0,6 \left(\frac{263 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 952,1 \cdot 1,8 \cdot 10^{-10} \cdot 0,595 \cdot 10^{-4}} + \frac{15 \cdot 12,3 \cdot 10^{-6}}{0,725 (1,8 \cdot 10^{-3})^3 \cdot 2,5 \cdot 10^{-4}} \right) = 308 \text{ Вт.}$$

Таким образом, тепловая труба при заданной геометрии и режимных параметрах имеет максимальную теплопередающую способность, ограниченную капиллярными силами, 308 Вт, что в 2,56 раза больше заданного теплового потока $Q = 120$ Вт.

Контрольные вопросы

1. Назовите основные виды теплообмена и режимы движения теплоносителей в теплообменных аппаратах.
2. В каких случаях нельзя пользоваться формулой, полученной для плоской стенки, при расчете коэффициента теплопередачи через стенку круглой трубы?
3. С какой из сторон стенки, разделяющей холодный воздух и горячую воду, целесообразно интенсифицировать теплообмен, чтобы увеличить коэффициент теплопередачи?
4. При какой схеме движения теплоносителей, не меняющих фазового состояния, средний температурный напор будет наименьшим, и при какой — наибольшим?
5. Влияет ли схема движения теплоносителей на средний температурный напор, если происходит фазовое превращение обоих или хотя бы одного из теплоносителей?
6. Когда коэффициент теплоотдачи выше: при внешнем поперечном обтекании трубы или при движении теплоносителя с той же скоростью в трубе?
7. В каком из теплообменников: кожухотрубчатом или подогревателе-аккумуляторе — выше коэффициент теплопередачи при использовании одних и тех же теплоносителей с одинаковыми начальными температурами?
8. В каких случаях целесообразно применять ребристые трубы?
9. Когда выше коэффициент теплоотдачи: при конденсации на вертикальной или горизонтальной трубе?
10. Назовите достоинства и недостатки воды и воздуха по сравнению с водяным паром и высокотемпературными теплоносителями.
11. Какой из теплообменников удобней чистить: кожухотрубчатый спиральный, змеевиковый или пластинчатый с профилированными пластинами?
12. Какой из теплоносителей: воду, прошедшую химическую очистку, или дымовые газы — следует подавать в межтрубное пространство кожухотрубчатого теплообменника?
13. Назовите наиболее распространенные способы крепления труб в трубной решетке.
14. Перечислите способы компенсации температурных напряжений в теплообменнике.
15. Какие достоинства и недостатки имеет пластинчатый теплообменник по сравнению с кожухотрубчатым?
16. В каком из аппаратов — секционном или спиральном — выше удельный расход металла на единицу поверхности теплообмена?
17. Какие уравнения являются основными и общими для методик расчета теплообменных аппаратов различных конструкций?
18. Из каких составляющих складывается общее гидравлическое сопротивление кожухотрубчатого теплообменника по каждому из теплоносителей?

19. Когда выше затраты мощности: при перемещении газообразного теплоносителя или капельной жидкости (при одинаковых массовых расходах)?
20. Какие достоинства и недостатки имеют тепловые трубы?
21. Объяснить принцип работы тепловых труб.
22. Для чего нужен фитиль в ТТ с капиллярно-пористым материалом?
23. Для каких материалов — с малым или с большим радиусом пор — сила капиллярного впитывания больше?
24. Как зависит расход жидкости по фитилю от коэффициента проницаемости K ?
25. Какие конструкции фитилей Вы знаете?
26. Как влияет присутствие нейтрального газа в ТТ на ее теплопередающую способность?
27. Какие свойства теплоносителей влияют на теплопередающую способность ТТ?
28. Что подразумевается под совместимостью материалов фитиля корпуса ТТ с теплоносителем?

Глава третья

РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ТЕПЛОБМЕННЫЕ АППАРАТЫ И УСТАНОВКИ

3.1. Конструкции регенеративных теплообменных аппаратов и установок

Для повышения эффективности теплотехнологических систем, работающих в широком (до нескольких сотен кельвинов) интервале перепадов температуры между теплоносителями, часто оказывается целесообразным применение *регенеративных теплообменных аппаратов*.

Регенеративным теплообменным аппаратом называют устройство, в котором передача теплоты от одного теплоносителя к другому происходит с помощью теплоаккумулирующей массы, называемой насадкой. Насадка периодически омывается потоками горячего и холодного теплоносителей. В течение первого периода (периода нагревания насадки) через аппарат пропускают горячий теплоноситель, при этом отдаваемая им теплота расходуется на нагревание насадки. В течение второго периода (периода 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 непрерывного процесса теплопередачи от одного теплоносителя к другому 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. 3.1. Переключение производится поворотом клапанов (шиберов) 1 и 2. Направление движения теплоносителей показано стрелками. Обычно переключение регенераторов производится автоматически через определенные промежутки времени.

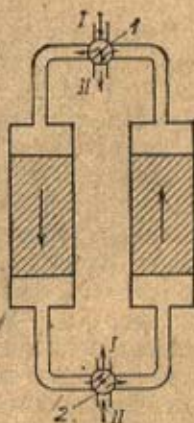


Рис. 3.1. Схема регенератора с неподвижной насадкой:
1 — холодный теплоноситель; II — горячий

Главным элементом регенераторов, определяющим в основном эффективность их работы, является насадка. В регенераторах воздухо-разделительных установок (ВРУ) и холодильно-газовых машинах (ХГМ) применяют в основном насадки следующих типов: диски из алюминиевой гофрированной ленты (рис. 3.2,а); насыпную из базальта или кварцита в виде гранул диаметром 4—14 мм; сетчатую (рис. 3.2,б) из материалов с высокой теплопроводностью (медь, латунь, бронза).

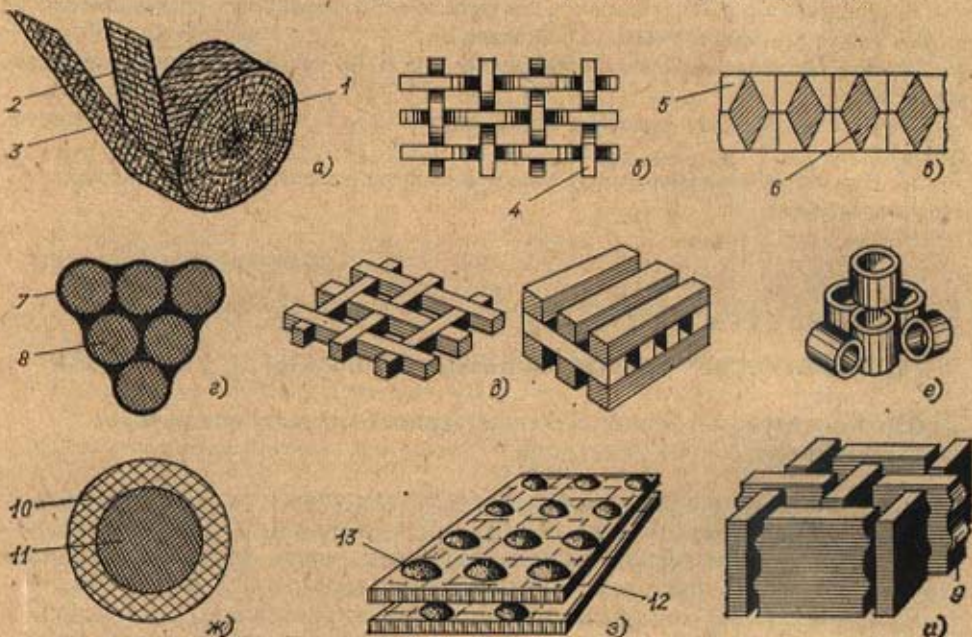


Рис. 3.2. Некоторые типы насадок:

а — диски из алюминиевой гофрированной ленты; б — сетчатая насадка; в — насадка из пластин с сужающе-расширяющимися каналами; г — шаровая насадка; д — кирпичная насадка; е — кольца Рашига; ж — гранула; з — пакет пластин; и — кирпичная насадка с выступами; 1 — диск; 2 — лента; 3 — гофры; 4 — металлическая проволока; 5 — металлическая пластина; 6 — усеченная пирамида; 7 — металлические шары; 8 — поры, заполненные инертным газом; 9 — выступы; 10 — металлическое покрытие; 11 — ядро; 12 — пакет пластин; 13 — двусторонние выпуклости

Как видно из рис. 3.2,а, при намотке дисков используют две алюминиевые ленты, которые складываются так, чтобы гофры были направлены под углом друг к другу, образуя извилистые каналы, интенсифицирующие процесс теплообмена. Недостаток таких насадок — повышенное гидравлическое сопротивление. Для уменьшения сопротивления применяют насадку (рис. 3.2,в), которая состоит из параллельно размещенных пластин 5 с равномерно расположенными каналами, в виде усеченных пирамид 6, или насадку, выполненную в виде пористых элементов (гранул), поры которых заполнены инертным газом. Гранулы выполнены из металла, например свинца, и имеют характерный размер примерно 100—250 мкм, а диаметр пор, заполненных инертным газом, находящимся в твердой фазе, составляет 1—10 мкм (рис. 3.2,г). Заполнение пористой металлической основы теплоемким инертным газом (гелием или неонем) обеспечивает высокую теплоаккумулирующую способность насадки, необходимую для эффективной работы низкотемпературной холодильной машины (20 К и ниже). Компактность насадки ВРУ характеризуется отношением площади поверхности насадки к занимаемому объему и составляет 1000—2000 м²/м³. У регенераторов ХГМ компактность может достигать 10⁴—10⁵ м²/м³ [26].

При высоких температурах в качестве насадки применяют огнеупорные кирпичи различной формы. Толщина кирпичей составляет 40—50 мм. На рис. 3.2,*и* показана насадка из огнеупорных кирпичей с выступами, которые вызывают турбулентность газообразных потоков и тем самым интенсифицируют теплообмен.

Насадку для аппарата с неподвижным, псевдокипящим («кипящим») или падающим слоем выполняют из колец Рашига (рис. 3.2,*е*), из крошки или шариков размером 6—12 мм, выполненных из каолина, оксидов алюминия, магния, циркония и т. п. Материал такой насадки должен обладать высокой удельной теплоемкостью, быть жаро- и химически стойким, не трескаться при резких изменениях температуры, не испаряться, не истираться и выдерживать ударную нагрузку.

При контакте насадки (рис. 3.2,*ж*) в режиме кипящего слоя с горячим потоком происходит нагревание покрытия 10, а ядро 11 гранул начинает плавиться. При этом от газового горячего потока отбирается дополнительное количество теплоты, равное скрытой теплоте плавления материала ядра. После перемещения гранул в другую полость, в которой они контактируют с холодным потоком газа, последний нагревается, а гранулы охлаждаются. При этом происходит затвердевание их ядра, что ведет к выделению скрытой теплоты плавления материала ядра. Таким образом, теплоаккумулирующая способность насадки складывается из теплоемкости ядра, теплоемкости покрытия, а также из скрытой теплоты плавления материала ядра.

На рис. 3.2,*з* изображена насадка, используемая в воздухоподогревателях системы «Юнгстрем». Она содержит пакет пластин с двусторонними выпуклостями в виде полусфер, расположенных в шахматном порядке по отношению к смежным пластинам.

Рассмотренные насадки далеко не охватывают разнообразия существующих типов.

Из применяемых в технике регенераторов можно выделить конструкции аппаратов, работающих в областях высоких, средних и очень низких температур. В металлургической и стеклоплавильной промышленности применяют регенераторы с неподвижной насадкой из огнеупорных кирпичей. Воздухонагреватели доменных печей выделяются своими размерами. Два или несколько совместно работающих таких воздухонагревателей имеют высоту до 50 м и диаметр до 11 м, они могут нагревать до 1300 °С примерно 500 000 м³/ч воздуха [102]. На рис. 3.3,*а* представлен продольный разрез воздухонагревателя доменной печи с кирпичной насадкой. В камере сгорания сжигают горючие газы. Продукты сгорания поступают в воздухонагреватель сверху и, двигаясь вниз, нагревают насадку, а сами при этом охлаждаются и выходят внизу. После переключения шибера воздух движется снизу вверх через насадку в обратном направлении и при этом нагревается. Другим примером высокотемпературного регенератора является воздухонагреватель сталеплавильной печи (рис. 3.3,*б*). Газообразное (жидкое) топливо и воздух перед подачей в печь нагреваются за счет теплоты продуктов сгорания.

Теплообменники, работающие при высоких температурах, обычно изготовляют из огнеупорного кирпича. Недостатками регенераторов с неподвижной кирпичной насадкой являются громоздкость, усложнение эксплуатации, связанное с необходимостью периодических переключений регенераторов, колебания температуры в рабочем пространстве печи, смещение теплоносителей во время переключения шибера.

Для среднетемпературных процессов в технике используют воздухонагреватели непрерывного действия с вращающимся ротором системы

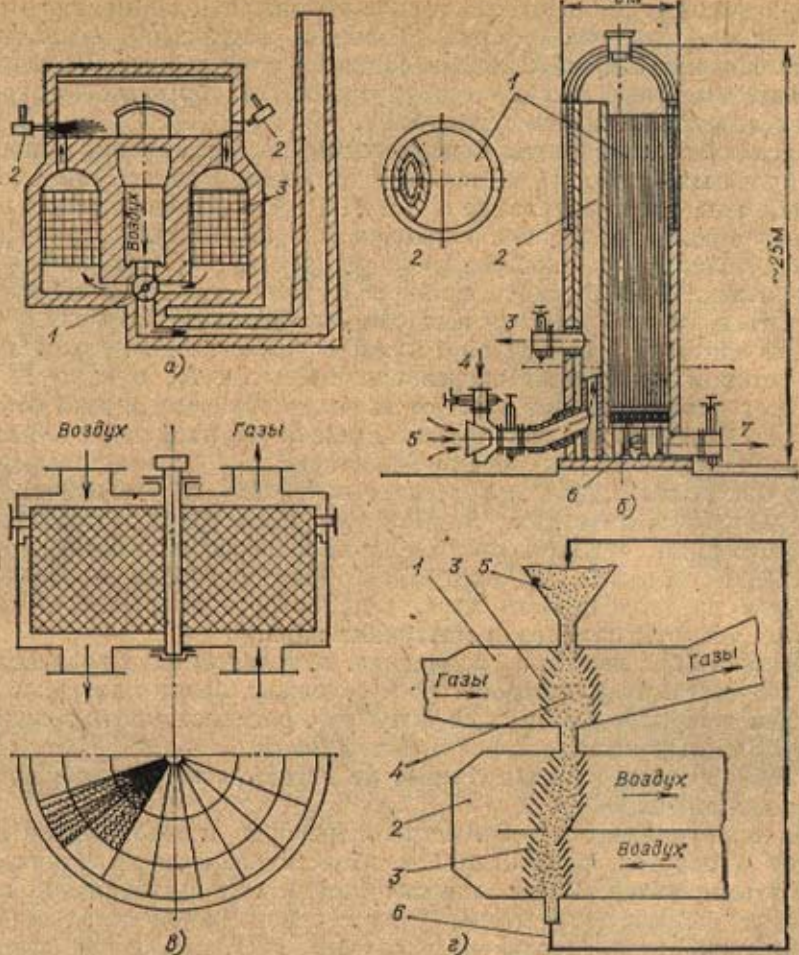


Рис. 3.3. Некоторые типы регенераторов:

a — схема мартеновской печи с регенераторами: 1 — шибер; 2 — горелки; 3 — насадка; 6 — воздухоподогреватель доменной печи; 1 — теплоаккумулирующая насадка; 2 — камера сгорания; 3 — выход горячего дутья; 4 — вход воздуха в камеру сгорания; 5 — вход горячего газа; 6 — вход холодного дутья; 7 — уходящие газы; 8 — регенеративный аппарат системы Юнгстрема; *г* — схема регенератора с падающей насадкой

«Юнгстрем» (рис. 3.3,г). Регенеративные вращающиеся подогреватели (РВП) применяют на электростанциях в качестве воздухонагревателей для использования теплоты дымовых газов, выходящих из котлов. В качестве насадки в них используют плоские или гофрированные металлические листы, прикрепленные к валу. Насадка в виде ротора вращается в вертикальной или горизонтальной плоскости с частотой 3—6 об/мин и попеременно омывается то горячими газами (при этом нагреваясь), то холодным воздухом (при этом охлаждаясь). Достоинствами РВП перед регенераторами с неподвижной насадкой являются: непрерывный режим работы, практически постоянная средняя температура нагреваемого воздуха, компактность, недостатками — дополнительный расход электроэнергии, сложность конструкции и невозможность герметичного отделения полости нагрева от полости охлаждения, поскольку через них проходит одна и та же вращающаяся насадка.

В настоящее время в различных отраслях промышленности, когда термостойкость высоколегированных сталей недостаточна, получили применение теплообменники с неподвижным, кипящим или падающим слоем из жаростойкого твердого сыпучего теплоносителя. В таких теплообменниках перегревают пары воды и органических жидкостей, нагревают воздух и газы до 2000 °С.

В регенеративных теплообменниках непрерывного действия твердый теплоноситель перемещается при помощи механических ковшовых элеваторов, виброподъемников или пневматических устройств.

Рассмотрим работу РВП с падающим слоем твердого теплоносителя, применяемого иногда для глубокого охлаждения дымовых газов в котлах (рис. 3.3,г). Регенератор имеет камеры нагрева 1 и охлаждения 2 с установленными в них жалюзийными решетками 3, образующими вертикальный расширяющийся по ходу потока канал 4, подключенный к бункеру 5 подачи промежуточного сыпучего теплоносителя. Греющий газ, отдавая свою теплоту промежуточному теплоносителю, поступающему из бункера 5, охлаждается до температуры выше точки росы, т. е. до коррозионнобезопасного уровня. Нагретый теплоноситель сыпается в камеру охлаждения, отдает теплоту воздуху и через подъемник 6 снова попадает в бункер. В теплообменнике загрузочный и разгрузочный штуцера должны быть всегда заполнены сыпучим теплоносителем для исключения перетекания газа из камеры охлаждения в камеру нагрева и обратно.

3.2. Особенности теплообмена в слое

Теплообмен в слое материала происходит в аппаратах металлургической, энергетической, химической и других отраслей промышленности. В зависимости от поведения частиц различают *плотный* и *кипящий (взвешенный)* слои. В плотном слое при продувании газом частицы сохраняют касание между собой. Параметром, определяющим состояние слоя, является *порозность* ϵ — отношение объема пустот между частицами ко всему объему слоя. Для плотного слоя $\epsilon=0,35-0,55$. В кипящем слое частицы беспорядочно перемещаются в камере, но не выносятся из нее потоком продуваемого газа. Для кипящего слоя порозность ϵ превышает 0,6.

В плотном слое происходит сложный теплообмен, характеризующийся тремя главными особенностями: 1) температура на поверхности насадки определяется не только теплоотдачей от газа к насадке (внешний теплообмен), но и переносом теплоты внутрь ее (внутренний теплоперенос); 2) внешний теплообмен от одного элемента насадки к другому осуществляется теплопроводностью, излучением и конвекцией; 3) внутренний теплоперенос определяется размером и формой элементов насадки, их теплопроводностью, теплообменом на поверхности.

Не все из указанных особенностей влияют одинаково на теплообмен в слое. Так, для насадки с правильной сферической поверхностью можно пренебречь теплопроводностью между элементами насадки, так как при точечном контакте между ними теплота практически не передается. Такой слой считают идеальным. В реальном слое элементы насадок соприкасаются поверхностями и между ними происходит теплообмен теплопроводностью. Количественные характеристики этого явления могут быть найдены экспериментально.

Внешний теплообмен в плотном слое происходит излучением от одного элемента к другому и конвекцией. Роль излучения газа при нагревании слоя невелика вследствие небольшого размера каналов между

элементами и невысоких концентраций излучающих газов. Экспериментальные и расчетные данные показывают, что излучение от элемента к элементу следует учитывать при температурах выше 500°C . При меньших температурах теплообмен в слое определяется преимущественно конвекцией, интенсивность которой значительна из-за сильной турбулизации газового потока в насадке за счет непрерывного изменения формы и размеров каналов по высоте слоя.

Внешнее тепловое сопротивление от газа к элементам слоя определяет теплообмен при малых значениях внутреннего теплового сопротивления. Если $Bi \leq 0,25$, то частицы, составляющие слой, можно рассматривать как термически тонкие и в тепловых расчетах влияние внутреннего теплового сопротивления не учитывать.

Ошибка, связанная с таким допущением, составляет не более 5%, что считается приемлемым в инженерных расчетах слоевых печей и установок.

Для кипящего слоя указанные особенности также справедливы, хотя удельная значимость отдельных видов теплопередачи в зависимости от уровня рабочих температур и других параметров процесса может несколько измениться.

При рассмотрении теплообмена в слое частиц часто исходят из допущений, которые в ряде случаев хорошо согласуются с опытом: 1) слой частиц однороден по своему фракционному составу; 2) тепловой поток от газа к частицам в любой точке слоя пропорционален разности температур между газом и поверхностью частиц, т. е. определяется законом Ньютона; 3) коэффициент теплоотдачи от газа к частицам одинаков не только для всех точек поверхности частиц, но также по всей высоте и сечению слоя; 4) теплофизические свойства частиц слоя и газа не зависят от температуры, они принимаются средними; 5) передача теплоты в газе и в слое от частицы к частице путем теплопроводности отсутствует; 6) изменения объема газа и слоя, связанные с изменениями температуры, невелики, что позволяет пренебречь ими; 7) поток газа равномерно распределен по поперечному сечению слоя и расход его во времени постоянен; 8) стенки аппарата, где размещается слой, непроницаемы для газа и идеально теплоизолированы.

Рис. 3.4. К решению задачи о теплообмене в неподвижном слое

Такие допущения позволяют описать теплообмен в слое относительно простыми аналитическими зависимостями. Рассмотрим неподвижный слой, в котором пренебрегаем перетечками теплоты по материалу насадки в продольном и поперечном направлениях. Закономерности формирования температурных полей в таком слое при его нагревании или охлаждении могут быть установлены из анализа теплообмена в слое с порозностью ϵ и поперечным сечением 1 м^2 (рис. 3.4).

Выделим элементарный слой dy на расстоянии y от сечения ввода газа в слой. Через этот элемент слоя газ проходит за время $d\tau$, имея скорость, отнесенную к свободному сечению W_r .

Полное изменение энтальпии газа в элементарном слое будет определяться изменением ее по пути потока газов и по времени; например, при охлаждении слоя насадки

$$d^2Q = c_{r,p} \epsilon \left(\frac{dT}{d\tau} \right) dy d\tau = c_{r,p} \epsilon \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) \left(\frac{\partial y}{\partial \tau} \right) dy d\tau + c_{r,p} \epsilon \left(\frac{\partial T}{\partial \tau} \right) dy d\tau =$$

$$= c_r \rho_r W_r \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) dy d\tau + c_r \rho_r \varepsilon \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right) dz d\tau, \quad (3.1)$$

где $(\partial y / \partial \tau) = v_r$; $\varepsilon v_r = W_r$; v_r — скорость газа в пространстве между частями; c_r — удельная (массовая) теплоемкость газа; ρ_r — его плотность.

Количество теплоты, которую газ получает за счет охлаждения насадки слоя, равно

$$d^2 Q = \alpha_V (t - T) dy d\tau, \quad (3.2)$$

где α_V — коэффициент теплоотдачи, отнесенный на единицу объема слоя (объемный коэффициент); T и t — температуры газа и насадки.

Приравняв правые части (3.1) и (3.2), после сокращения получаем уравнение теплообмена для газа:

$$\alpha_V (t - T) = c_r \rho_r \left(W_r \frac{\partial T}{\partial y} + \varepsilon \frac{\partial T}{\partial z} \right). \quad (3.3)$$

Полагая, что изменение энтальпии материала происходит в элементарном слое только во времени, можно записать

$$\alpha_V (t - T) = - c_M \rho_{\text{нас}} \frac{\partial t}{\partial \tau}, \quad (3.4)$$

где c_M — удельная (массовая) теплоемкость материала; $\rho_{\text{нас}} = \rho_M (1 - \varepsilon)$ — насыпная плотность слоя, состоящего из материала с плотностью ρ_M .

Полученными уравнениями (3.3) и (3.4) вполне описывается явление теплообмена. Для однозначности решения эту систему следует дополнить граничными и начальными условиями, которые формулируются так: температура газа на входе в слой постоянна, т. е. при $y=0$ $T=T'$; температура материала в начале процесса одинакова во всем объеме слоя, т. е. при $\tau=0$ $t=t_0$.

Введем новые переменные:

$$\left. \begin{aligned} Z' &= \frac{\alpha_V}{c_M \rho_{\text{нас}}} \left(\tau - \frac{\varepsilon y}{W_r} \right); & Y &= \frac{\alpha_V y}{C_r W_{r0}}; \\ \vartheta &= \frac{t_0 - t}{t_0 - T'}; & \Theta &= \frac{t_0 - T}{t_0 - T'}. \end{aligned} \right\} \quad (3.5)$$

Для переменной Y учтено, что

$$c_r \rho_r W_r = c_r \frac{\rho_{r0}}{1 + \beta T} W_{r0} (1 + \beta T),$$

или $c_r \rho_r W_r = C_r W_r$, где C_r — теплоемкость 1 м³ газа; W_{r0} — скорость газа, отнесенная к нормальным условиям.

Для неподвижного слоя $\varepsilon y / W_r \ll \tau$, поэтому

$$Z' = Z = \frac{\alpha_V \tau}{c_M \rho_{\text{нас}}} = \frac{\alpha_V \tau}{c_M \rho_M (1 - \varepsilon)}. \quad (3.6)$$

При граничных и начальных условиях

$$Y = 0; \Theta = 1.0; \quad (3.7)$$

$$Z = 0; \vartheta = 0. \quad (3.8)$$

После преобразований получим

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial Z} = \Theta - \vartheta; \quad (3.9)$$

$$\frac{\partial \Theta}{\partial Y} = \vartheta - \Theta. \quad (3.10)$$

На рис. 3.5 приведены результаты решения этой системы уравнений.

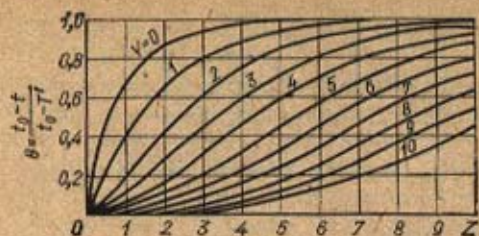


Рис. 3.5. График для расчета теплообмена в слое

где Φ — коэффициент формы насадки, равный 6,0 для частиц сферической формы.

Значение коэффициентов теплоотдачи получают экспериментально. Для неподвижного и подвижного плотных слоев наибольшее распространение получили формулы В. Н. Тимофеева [92].

$$Nu_{с.л} = 0,106 Re_{с.л} \text{ при } Re < 200;$$

$$Nu_{с.л} = 0,61 Re_{с.л}^{0,67} \text{ при } Re > 200.$$

Особенности расчета чисел Нуссельта и Рейнольдса для слоя состоят в том, что в качестве линейного размера используют диаметр частиц, а скорость газа определяют в свободном сечении слоя. Таким образом,

$$Nu_{с.л} = \alpha_r d / \lambda_r; \quad Re_{с.л} = W_{г.0} d / \nu_r.$$

Теплопроводность λ_r и кинематическую вязкость ν_r газа рассчитывают по его средней температуре.

3.3. Тепловой расчет регенераторов

В регенераторах горячие и холодные теплоносители проходят через насадку поочередно. Вначале, например, сверху проходит горячий теплоноситель (дымовые газы), температура которого на входе равна t_r (рис. 3.6). Затем после прогрева насадки через нее пропускают холодный теплоноситель (воздух) с начальной температурой t_x , отбирающий теплоту от насадки. После этого остывшая насадка вновь нагревается горячим теплоносителем, и так периоды нагрева и охлаждения следуют непрерывно один за другим. Для большинства металлургических печей продолжительность нагревания насадки τ_n равна продолжительности ее охлаждения τ_o . Элементы насадки нагреваются и охлаждаются при граничных условиях второго рода, т. е. при постоянном тепловом потоке на поверхности элемента, поэтому изменения тепловых потоков и температуры в насадке можно характеризовать кривыми, представленными на рис. 3.7.

При нагревании насадки прогревается каждый ее элемент (например, кирпич), причем она аккумулирует теплоту (+Q). При охлаждении насадки аккумулированная теплота передается воздуху (-Q). Для ускорения этих процессов элементы (кирпичи) нагревают и охлаждают симметрично с обеих поверхностей. Изменение температуры движущихся через насадку газовых сред согласуется с изменением температуры поверхности кирпича. Различие между этими температурами обусловлено условиями внешнего по отношению к элементу теплообмена.

Температура средней плоскости кирпича $t_{с.л}$ отстает от температуры поверхности t_r . Это явление наступает не сразу после начала периодов нагревания или охлаждения и определяется прежде всего теплофизиче-

Величиной, определяющей интенсивность теплообмена в слое, является объемный коэффициент теплоотдачи α_v .

Связь этого коэффициента с общепринятым, отнесенным к 1 м^2 поверхности, устанавливается через F — площадь поверхности частиц в 1 м^3 слоя. Действительно,

$$\alpha_v \cdot l = \alpha_r F = \frac{\alpha_r \Phi (1 - \epsilon)}{d},$$

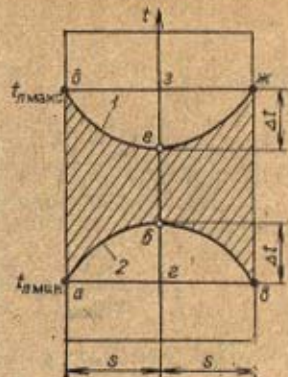
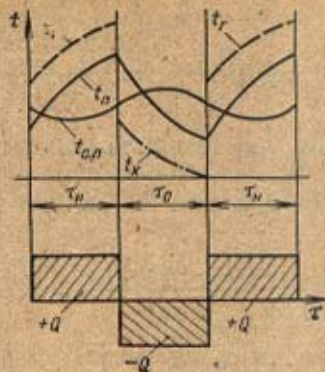
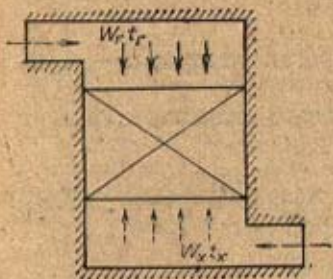


Рис. 3.6. Схема регенеративного теплообменника

Рис. 3.7. Изменение температуры горячего теплоносителя (дымные газы) t_r , поверхности t_n и средней плоскости кирпичной насадки и холодного теплоносителя (воздуха) t_x во времени при граничных условиях второго рода

Рис. 3.8. Распределение температуры в насадке по толщине кирпича в конце периодов нагревания (1) и охлаждения (2)

скими свойствами материала элемента и его размерами. Отмеченные особенности влияют и на формирование температурных полей по сечению элемента, которые приведены на рис. 3.8.

Желательно, чтобы аккумулировали и отдавали теплоту все элементы насадки. Степень такого участия оценивается *коэффициентом аккумуляции теплоты* η или, как иногда его называют, коэффициентом использования элемента (кирпича) в насадке. Коэффициент η представляет собой отношение количества теплоты, поглощенной кирпичом в реальном процессе, к теплоте, которая могла бы быть аккумулирована при отсутствии внутреннего теплового сопротивления кирпича. О его значении можно судить по отношению площадей двух фигур (рис. 3.8):

$$\eta = F_{абед} / F_{агзб} \quad (3.11)$$

Следует иметь в виду, что при нагревании насадки в условиях постоянства тепловых потоков на ее поверхности, плотность которых q , распределение температуры по сечению насадки (например, кирпича) в начале и в конце каждого периода будет близким к параболическому. Из этого следует, что в конце периодов нагревания и охлаждения разность температуры в кирпиче будет равна

$$\Delta t = 0,5qs/\lambda \quad (3.12)$$

На рис. 3.8 площади между осью абсцисс и соответствующими температурными кривыми пропорциональны энтальпии насадки h в соответствующие моменты времени:

$$F_{абед} = F_{агзб} - 2 \frac{2}{3} \Delta t s \rho c = F_{агзб} - \frac{2}{3} \frac{q s \rho c}{\lambda} \quad (3.13)$$

$$F_{агзб} = q_n \tau_n = 0,5 q_n \tau_n \quad (3.14)$$

Имея в виду, что $q_n = \eta q_n$, после подстановки и преобразований будем иметь

$$\eta = \left[0,5 q_n \tau_n - 0,66 \frac{\eta q_n s^2 \rho c}{\lambda} \right] / (0,5 q_n \tau_n) = 1 - 1,33 \frac{\eta s^2}{\alpha \tau_n}$$

или

$$\eta = \frac{1}{[1 + 1,33s^2/(ac)]} = \frac{1}{[1 + 1,33/Fo_{\text{ц}}]} \quad (3.15)$$

Здесь $\tau_{\text{ц}} = \tau_{\text{н}} + \tau_{\text{о}}$ — время одного цикла работы регенератора; a — температуропроводность насадки.

Согласно определению η и рис. 3.8 можно также записать для 1 кг насадки

$$\eta = \frac{\Delta h}{\Delta h_{\text{макс}}} = \frac{(t_{\text{н, макс}} - t_{\text{н, мин}} - 4\Delta t/3) c}{(t_{\text{н, макс}} - t_{\text{н, мин}}) c} = 1 - \frac{4\Delta t}{3(t_{\text{н, макс}} - t_{\text{н, мин}})} \quad (3.16)$$

Приравнявая формулы для η , получаем

$$\eta = \left[1 + \frac{4}{3Fo_{\text{ц}}} \right]^{-1} = 1 - \frac{4\Delta t}{3(t_{\text{н, макс}} - t_{\text{н, мин}})} \quad (3.17)$$

откуда

$$t_{\text{н, макс}} - t_{\text{н, мин}} = \delta t = \left(\frac{4}{3} + Fo_{\text{ц}} \right) \Delta t = \frac{\Delta t Fo_{\text{ц}}}{\eta} \quad (3.18)$$

т. е. данная разность температур определяется условиями нагревания, толщиной кирпича, его теплофизическими свойствами и продолжительностью периода нагревания.

Формулы (3.15) и (3.17) строго справедливы для $Fo_{\text{ц}} > 0,66$. Анализ полученных для η формул (3.15) и (3.17) показывает, что в центре кирпича теплота не аккумулируется, если $\eta \leq 1/3$.

Методика расчета регенераторных аппаратов, как и методика расчета рекуперативных аппаратов, базируется на уравнениях теплообмена и теплового баланса и предполагает расчет среднелогарифмической разности температур. Однако из изложенного выше вытекают и отличия, связанные с нестационарностью теплообмена по высоте насадки и во времени, а также с аккумулярованием теплоты насадкой. Эти отличия влияют на расчет итогового коэффициента теплопередачи $k_{\text{ц}}$, кДж/(м²·К·цикл).

Рассмотрим состояние насадки в периоды нагревания и охлаждения. Количество теплоты, передаваемой дымовыми газами насадке в период ее нагревания,

$$Q_{\text{ц}} = k_{\text{ц}} (\bar{t}_{\text{г}} - \bar{t}_{\text{нас, н}}) F \tau_{\text{н}} \quad (3.19)$$

Здесь $\bar{t}_{\text{г}}$ и $\bar{t}_{\text{нас, н}}$ — усредненные по объему камеры и по времени температуры горячего теплоносителя и насадки; F — площадь поверхности насадки; $k_{\text{ц}}$ — средний коэффициент теплопередачи в период нагревания, причем

$$\frac{1}{k_{\text{ц}}} = \frac{1}{\alpha_{\text{ц}}} + \frac{r}{\lambda} \quad (3.20)$$

Здесь $\alpha_{\text{ц}}$ — коэффициент теплоотдачи конвекцией и излучением. Первое слагаемое, таким образом, характеризует внешнее тепловое сопротивление кирпича, а второе — внутреннее.

Следовательно,

$$Q_{\text{ц}} = \frac{(\bar{t}_{\text{г}} - \bar{t}_{\text{нас, н}}) F \tau_{\text{н}}}{\frac{1}{\alpha_{\text{ц}}} + \frac{r}{\lambda}} \quad (3.21)$$

Аналогично для периода охлаждения

$$Q_o = \frac{(\bar{t}_{\text{нас.о}} - \bar{t}_o) F \tau_o}{\frac{1}{\alpha_o} + \frac{r}{\lambda}}, \quad (3.22)$$

где $\bar{t}_{\text{нас.о}}$ — средняя температура насадки в период охлаждения.

Из принципа работы регенератора следует, что $Q_n = Q_o = Q_{\text{пер}}$.

Если принять в первом приближении, что в периоды нагревания и охлаждения $\bar{t}_{\text{нас.н}} = \bar{t}_{\text{нас.о}}$, то после преобразований можно получить формулу для расчета передаваемой теплоты

$$Q_{\text{пер}} = \frac{(\bar{t}_r - \bar{t}_o) F}{\left[\frac{1}{\alpha_n \tau_n} + \frac{r}{\lambda} \left(\frac{1}{\tau_n} + \frac{1}{\tau_o} \right) + \frac{1}{\alpha_o \tau_o} \right]}. \quad (3.23)$$

Из сопоставления этого выражения с общим уравнением теплопередачи

$$Q_{\text{пер}} = (\bar{t}_r - \bar{t}_o) F k_{\text{ц}} \quad (3.24)$$

следует, что коэффициент теплопередачи за цикл определяется соотношением, стоящим в знаменателе в правой части уравнения (3.23). Для условий плавильных и нагревательных печей обычно $\tau_n = \tau_o = 0,5 \tau_{\text{ц}}$, тогда

$$k_{\text{ц}} = \left[\frac{1}{\alpha_n \tau_n} + \frac{4r}{\lambda \tau_{\text{ц}}} + \frac{1}{\alpha_o \tau_o} \right]. \quad (3.25)$$

Слагаемое $4r/(\lambda \tau_{\text{ц}})$ характеризует тепловое сопротивление аккумулярования для условий нагревания и охлаждения кирпича постоянным тепловым потоком.

В действительности такие условия не выполняются, поэтому средняя температура насадки в период нагревания больше аналогичной температуры в период охлаждения на величину Δ , называемую температурным гистерезисом средней по массе температуры насадки (рис. 3.9):

$$\Delta = \bar{t}_{\text{нас.н}} - \bar{t}_{\text{нас.о}} = \frac{\Delta t_{\text{пер}}}{\xi}, \quad (3.26)$$

где $\Delta t_{\text{пер}}$ — максимальный перепад средних по массе температур насадки; ξ — коэффициент температурного гистерезиса. Для регенераторов плавильных и нагревательных печей $\Delta = 10,0$, а для доменных воздухонагревателей $\Delta = 2 \rightarrow 5$. Из (3.26) следует, что $\xi = \Delta t_{\text{пер}} / \Delta$. С учетом этого получим

$$Q_{\text{пер}} = k_{\text{ц}} [(\bar{t}_r - \bar{t}_o) - \Delta] F. \quad (3.27)$$

Далее из баланса теплоты в насадке следует

$$r F \rho c \Delta \xi = q \tau_n F. \quad (3.28)$$

Выражая величину q через (3.24), после преобразований будем иметь

$$\Delta = \frac{k_{\text{ц}} (\bar{t}_r - \bar{t}_o)}{r \rho c \xi}. \quad (3.29)$$

Таким образом величина Δ оказалась выраженной через параметры, определяющие тепловую работу регенератора. Подставляя значение Δ в (3.27) и проводя соответствующие преобразования при равенстве $\tau_n = \tau_o$, получаем

$$k_{\text{ц}} = \left\{ (\alpha_n \tau_n)^{-1} + \left[\frac{4r}{\lambda \tau_{\text{ц}}} + \frac{1}{r \rho c \xi} \right] + (\alpha_o \tau_o)^{-1} \right\}^{-1}. \quad (3.30)$$

Из последнего уравнения видно, что тепловое сопротивление элемента насадки состоит из двух слагаемых. Первое слагаемое в квадратных скобках связано с тепловым потоком по ее толщине, а второе — с аккумулярованием теплоты. Первое слагаемое с увеличением толщины элемента (кирпича) уменьшается, а второе увеличивается. Для вполне конкретных параметров и условий работы насадки (λ , s , τ_n , ρ , c) существует ее оптимальная толщина.

Таким образом, отличие методик теплового расчета регенераторов и рекуператоров состоит в способе определения коэффициентов теплопередачи. Значение коэффициента теплопередачи меняется по высоте насадки, поэтому в расчетах используют его среднеарифметические значения для верха и низа слоя. Обычно исходной величиной для расчета является количество теплоты, которое регенератор должен пере-

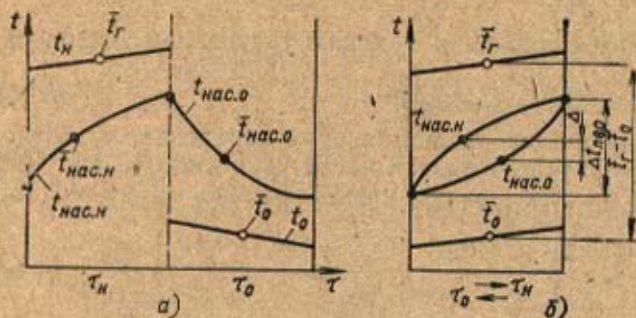


Рис. 3.9. Изменения температур горячего теплоносителя (дымовых газов), холодного теплоносителя (воздуха) и температуры средней по массе насадки:

а — при нагревании и охлаждении; б — совмещенный график

дать нагреваемой среде, равное произведению полной теплоемкости нагреваемого воздуха на изменение его температуры, т. е. $W_x \Delta t_x$. Конечной целью расчета регенератора является определение площади поверхности нагрева и объема насадки.

В реальных регенераторах характер изменения температурных полей газовых потоков и насадки по высоте и во времени значительно сложнее. Он будет определяться отношением полных теплоемкостей газовых потоков и теплофизическими свойствами насадки. Изменение температурных полей усложнится также при неравенстве периодов нагревания и охлаждения, как это имеет место, например, при работе воздухонагревателей доменной печи. При наличии современной вычислительной техники можно полнее учесть дополнительные факторы, влияющие на теплообмен в регенераторах.

3.4. Аппараты с кипящим слоем

Широко распространены и перспективны процессы взаимодействия газов и жидкостей с твердыми зернистыми материалами, в которых твердые частицы становятся подвижными относительно друг друга за счет обмена энергией с взвешивающим их потоком. Такое состояние зернистого материала получило название «псевдооживленного» или кипящего слоя вследствие внешнего сходства с поведением обычной капельной жидкости. Кипящему слою присущи свойства жидкости: текучесть, вязкость, поверхностное натяжение. Процессы, в которых осуществляется псевдооживление твердых материалов, применяют в различных отраслях промышленности. К ним относятся, например, химические процессы: каталитический крекинг нефтепродуктов, газификация топлив, обжиг различных руд; физические и физико-химические процессы: сушка мелкозернистых, пастообразных и жидких материа-

лов, термическая обработка металлов, нагревание и охлаждение газов; механические процессы: обогащение, гранулирование, смешивание и транспортировка зернистых материалов и др.

Широкое внедрение псевдооживления в промышленную практику обусловлено рядом его преимуществ. Твердый зернистый материал в псевдооживленном состоянии вследствие текучести можно перемещать по трубам, что позволяет многие процессы осуществлять непрерывно. Особенно выгодно применение псевдооживленного слоя в процессах, скорость которых определяется термическим или диффузионным сопротивлением в газовой фазе. Эти сопротивления в условиях псевдооживления уменьшаются в десятки раз, а скорость процессов соответственно увеличивается. Благодаря интенсивному перемешиванию твердых частиц в псевдооживленном слое практически выравнивается поле температур, устраняется опасность значительных перегревов и связанных с этим нарушений в протекании ряда технологических процессов.

Наряду с достоинствами псевдооживленному слою присущи и недостатки. Так, вызванное интенсивным перемешиванием твердых частиц выравнивание температур и концентраций в слое приводит к уменьшению движущей силы процесса. Иногда проскок значительных количеств газа без достаточного контакта с твердым зернистым материалом уменьшает выход целевого продукта. Отрицательными факторами следует также считать истирание и измельчение твердых частиц, эрозию аппаратуры, возникновение значительных зарядов статического электричества, необходимость установки мощных газоочистительных устройств. Процессы в кипящем слое создаются при больших затратах энергии. Некоторые недостатки могут быть устранены за счет совершенствования конструкций аппаратов.

Принцип образования кипящего слоя состоит в следующем. Если под слой зернистого материала, расположенного на поддерживающей решетке, подавать поток теплоносителя (газа или жидкости), то состояние слоя оказывается различным в зависимости от скорости потока. При плавном ее увеличении от нуля до некоторого первого критического значения w'_0 происходит обычный процесс фильтрования, при котором твердые частицы неподвижны (рис. 3.10,а), порозность слоя ϵ неизменна, а его гидродинамическое сопротивление Δp возрастает с ростом скорости w .

При достижении скорости w'_0 гидродинамическое сопротивление зернистого слоя становится равным его весу, слой взвешивается, нарушается контакт частиц, они получают возможность перемещаться и перемешиваться; слой расширяется, в нем наблюдается проскакивание газовых пузырьков. При дальнейшем росте скорости потока до некоторого значения w''_0 слой продолжает расширяться и интенсивность движения частиц увеличивается. При $w > w''_0$ твердые частицы начинают выноситься из слоя. Скорость w'_0 называется скоростью начала псевдооживления, а скорость w''_0 — скоростью начала уноса.

После перехода в псевдооживленное состояние слой несколько расширяется, он однороден, его верхний уровень — свободная поверхность, она практически неподвижна, перемещение частиц выражено слабо (рис. 3.10,б). С ростом скорости газа слой расширяется, в его объеме появляются газовые пузыри (нарушается однородность), повышается интенсивность перемешивания частиц, возникают колебания свободной поверхности слоя (рис. 3.10,в). При выходе из слоя пузыри, прорывая его свободную поверхность, вызывают ее колебания и появление выброса твердых частиц. В узких и высоких слоях восходящие пузыри

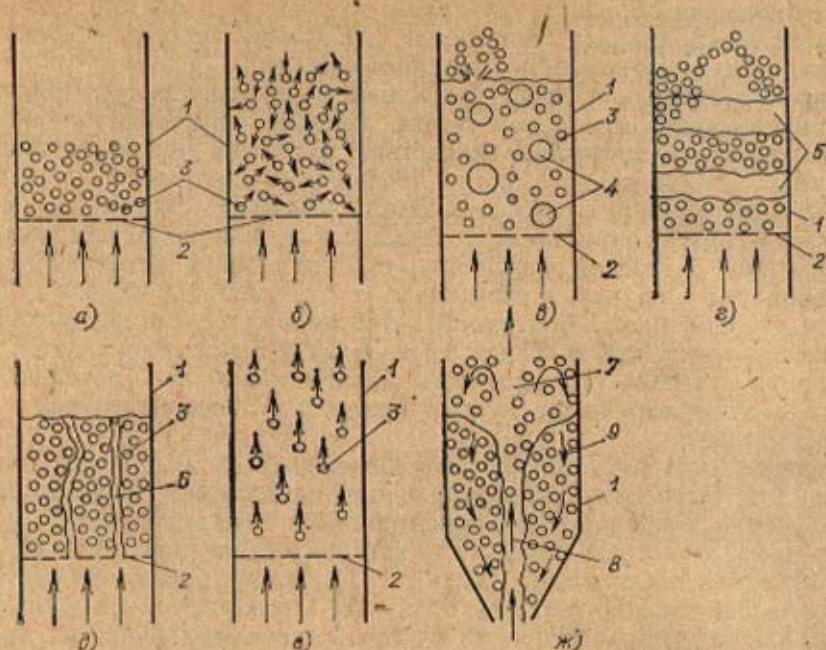


Рис. 3.10. Различные состояния слоя зернистого материала при прохождении через него потока газа (жидкости):

а — неподвижный слой; б — «пistonный» слой при $\omega \geq \omega'_0$; в — слой с барботажем газовых пузырей; г — поршнеобразный слой; д — слой со сквозными каналами; е — унос твердых частиц при $\omega > \omega'_0$; ж — фонтанирующий слой; 1 — корпус аппарата; 2 — опорно-распределительная решетка; 3 — твердые частицы; 4 — газовые пузыри; 5 — газовые «пробки»; 6 — сквозные каналы; 7 — фонтан; 8 — осевое ядро слоя; 9 — сползающий слой твердых частиц.

могут сливаться и занять все поперечное сечение, образуя перемещающиеся вверх газовые «пробки», которые чередуются с движущимися «поршнями» твердых частиц (рис. 3.10,г). В таком поршнеобразном псевдооживленном слое перемешивание твердых частиц в вертикальном направлении затруднено.

В слое твердых частиц, склонных к агрегированию, при скоростях газа, незначительно превышающих ω'_0 , образуются сквозные каналы (рис. 3.10,д), через которые газ проходит без достаточного контакта с твердыми частицами. Эти каналы часто либо полностью исчезают при увеличении скорости газа, либо сохраняются лишь в основании слоя. При высоких давлениях, когда плотности газа и твердых частиц соизмеримы, слой приближается к однородному.

При $\omega \geq \omega''_0$ твердые частицы начинают выноситься из слоя (рис. 3.10,е) и их количество в аппарате уменьшается. Порозность такого слоя стремится к единице, а сопротивление слоя резко падает.

При псевдооживлении зернистых материалов в коническо-цилиндрических и конических аппаратах с углом в вершине более $15-20^\circ$ возможно образование фонтанирующего слоя (рис. 3.10,ж). Здесь газ, проходя преимущественно в центральной зоне слоя, увлекает твердые частицы и фонтаном выбрасывает их к периферии, где они сползают вниз вдоль боковой поверхности.

Важную роль в аппаратах с псевдооживленным слоем зернистого материала играет конструкция опорно-распределительной решетки. К последней предъявляют ряд требований: равномерное распределение потока газа (жидкости) по сечению аппарата и исключение образования

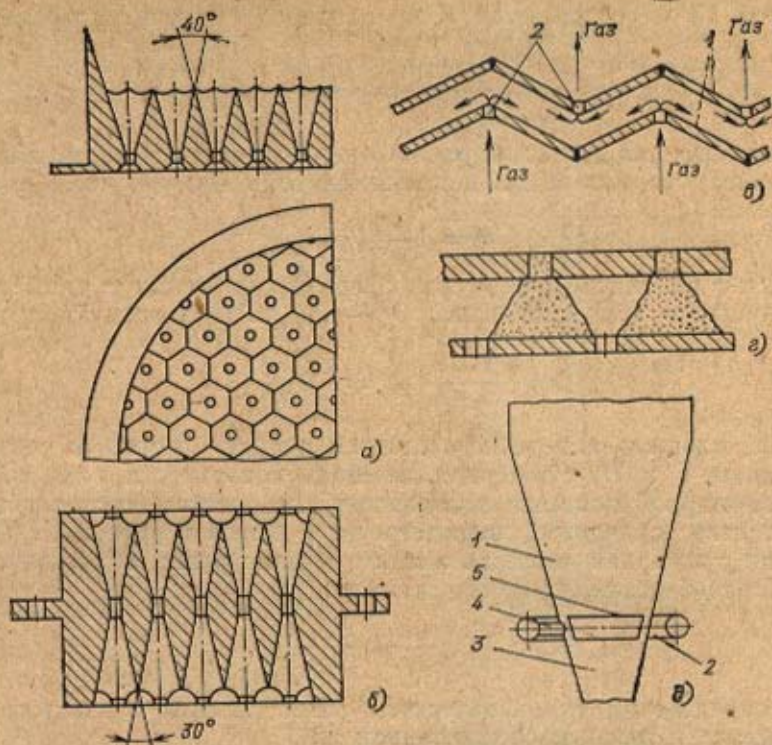


Рис. 3.11. Принципиальные схемы опорно-распределительных устройств:

а — полусотовая решетка; б — сотовая решетка; в — беспровальная угловая решетка; г — беспровальная плоская решетка; д — конусный распределитель; 1 — диффузор; 2 — коллектор газа; 3 — выход твердого материала; 4 — подвод газа; 5 — защитный конус

застойных зон в слое, предотвращение провала твердых частиц при внезапном уменьшении скорости потока, минимальное гидравлическое сопротивление, простота конструкции и удобства эксплуатации.

Конструктивно наиболее простыми являются плоские перфорированные или полусотовые решетки с круглыми или продолговатыми отверстиями, которые не исключают, однако, образования застойных зон на участках между отверстиями для прохода газа (жидкости). Отмеченного недостатка не имеют сотовые решетки (рис. 3.11, б), но они сложны в изготовлении. На рис. 3.11, в, г показаны схемы двух беспровальных решеток: первая изготовлена из перфорированных плоских металлических листов, вторая сварена из уголков.

В аппаратах небольших размеров оправдало себя газораспределительное устройство в виде конусного распределения — диффузора с боковым тангенциальным вводом потока теплоносителя (рис. 3.11, д).

Равномерность псевдооживления зависит не только от конструкции опорно-распределительной решетки, но и от размеров и формы твердых частиц, от скорости оживающего агента, способа его подвода и других факторов. На практике доля живого сечения решетки обычно составляет 1—10% ее площади [21].

Слой зернистых материалов могут состоять из частиц одинакового (монодисперсный слой) и различных (полидисперсный слой) диаметров. Важнейшими характеристиками зернистого слоя являются относительная объемная доля пустот — порозность ϵ , размер частиц d , их форма и удельная площадь поверхности f , $\text{м}^2/\text{м}^3$. Если в объеме зерни-

стого слоя V_0 м³ содержится V м³ плотного (монокристаллического) материала, то

$$V = V_0 \rho_n / \rho_r = 1 \quad (3.31)$$

Обозначая через ρ_n насыпную плотность зернистого материала, ρ_r — плотность самого материала и принимая во внимание, что $V_{opn} = V\rho_r$, получаем

$$\epsilon = 1 - \rho_n / \rho_r \quad (3.32)$$

В случае монокристаллического слоя сферических частиц с диаметром d их количество в 1 м³ слоя равно $6(1-\epsilon)/\pi d^3$. Поэтому получим

$$f = \frac{6(1-\epsilon)}{\pi d^3} \pi d^2 = \frac{6(1-\epsilon)}{d} \quad (3.33)$$

В слое, площадь поперечного сечения и высота которого соответственно равны F и H , суммарная площадь поверхности всех каналов, равная суммарной площади поверхности всех частиц, составляет FHf . Следовательно, смоченный периметр всех каналов равен $FHf/H = Ff$, а их суммарная площадь живого сечения равна ϵF . Эквивалентный (гидравлический) диаметр канала

$$d_s = \frac{4\epsilon F}{U} = \frac{4\epsilon F}{Ff} = \frac{2}{3} \frac{\epsilon}{1-\epsilon} d \quad (3.34)$$

Для определения гидравлического сопротивления зернистого слоя воспользуемся известным соотношением [21]

$$\Delta p = \lambda \frac{L}{d_s} \frac{\rho_g \omega_g^2}{2} \quad (3.35)$$

где L — длина канала; ω_g — средняя скорость газа (жидкости) в каналах слоя (скорость фильграни).

Вследствие извилистости каналов $\lambda = \lambda_0 / \epsilon$, причем коэффициент извилистости λ_0 зависит от геометрии каналов, $\lambda_0 > 1$, $\omega_g = \omega / \epsilon$, где ω — средняя скорость газа, отнесенная к поперечному сечению слоя (в пустом аппарате). После подстановки λ и ω_g получим

$$\Delta p = \frac{\lambda_0}{\epsilon} \frac{L}{d_s} \frac{\rho_g \omega^2}{2 \epsilon^2} = \frac{\lambda_0 L \rho_g \omega^2}{2 \epsilon^3 d_s} \quad (3.36)$$

Величина λ_0 является функцией режима течения. Для ламинарного режима λ_0 можно выразить в виде

$$\lambda_0 = \frac{64}{Re} \quad (3.37)$$

Для турбулентного режима λ_0 можно выразить в виде

$$\lambda_0 = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \quad (3.38)$$

В связи с этим на практике пользуются универсальной полуэмпирической формулой, позволяющей определять перепад давлений Δp в широком интервале значений Re .

$$\Delta p = \frac{150}{Re} + \frac{1.75}{Re^{1.75}} \frac{L \rho_g \omega^2}{d_s} \quad (3.39)$$

Все приведенные уравнения применимы также к потоку отяжелями не сферической формы, если воспользоваться коэффициентом сферичности φ_s и эквивалентным диаметром d_e . На соотношения $\varphi_s = f_b / f_s = \frac{d_e^3}{d^3}$ следует, что в случае не сферических частиц в формуле (3.8) нужно заменить величину d отношением d_e / φ_s .

Порозность β слоя сферических насадок диаметром d_n зависит от диаметра аппарата d_a , в котором помещен слой: $\beta = 0,375 + 0,34 (d/d_n)$. Для керамических и фарфоровых насадок размером от 20 до 50 мм и колец Рашига $\beta = 0,7 + 0,8$. У металлических насадок порозность достигает 0,9. Типичные значения β для распространенных насадок различных размеров приведены в [67, 80, 84, 81, 82].



(Рис.) 3.12. Изменение перепада давления в слое берилитового материала в зависимости от w : а — кривая идеального псевдооживления; б — реальные кривые псевдооживления; в — кривая псевдооживления полидисперсного материала.

(14.8)
$$\gamma \sqrt{\rho} = \rho \Delta$$

Состояние псевдооживленного слоя изображает кривая «псевдооживления», выражающей зависимость перепада давления Δp в слое (не считая решетке) от скорости оживляющей среды w в газоплотном слое аппарата. На рис. 3.12 показана кривая идеального псевдооживления монодисперсного слоя твердых частиц в аппарате с постоянным поперечным сечением. Восходящая ветвь OA (прямая при ламинарном течении и кривая при других режимах) соответствует движению оживляющей среды через неподвижный зернистый слой. Абсцисса точки A ($w = w_0$) соответствует скорости начала псевдооживления, а горизонтальный участок AB — псевдооживленному состоянию, характеризующемуся равенством сил давления потока на слой твердых частиц и их веса; здесь сохраняется равенство $\Delta p = \text{const}$. Абсцисса точки B выражает скорость начала уноса w_0' . При скорости $w > w_0'$ твердые частицы выносятся потоком и уменьшается Δp .

В реальных условиях кривая псевдооживления (кривая 1 на рис. 3.12, б) отличается от идеальной. За пределами w_0' значение Δp продолжает расти. В этот момент давление газа достигает максимального значения $\Delta p_{кр}$ и соответствует весу материала плюс некоторому перепаду $\Delta p'$, необходимому для затраты энергии на отрыв частиц друг от друга, а также на преодоление силы их трения о стенку. Значение максимального давления определяется плотностью первоначальной загрузке зерен, их формой и состоянием поверхности, геометрической формой аппарата, конструкцией опорно-распределительной решетки. После перехода слоя в псевдооживленное состояние соответствие его режима падает до характерного уровня Δp . В аппаратах постоянного поперечного сечения $\Delta p = (0,05 + 0,35) \Delta p_{кр}$ в конусных аппаратах Δp значительно выше.

Кривая 2 на рис. 3.12, в соответствует кривой обратного хода, т. е. уменьшению скорости от w_0' до нуля. Меньшие значения Δp для не-

подвижного слоя по кривой обратного хода обусловлены более рыхлой засыпкой слоя в результате понижения скорости w .

Для всей области скоростей от w'_0 до w''_0 $\Delta p = \text{const}$; для слоя постоянного поперечного сечения Δp можно определить по формуле (3.39):

$$\Delta p = \left[150 \frac{(1 - \varepsilon_0)^3}{\varepsilon_0^3} \frac{\mu_{ж} w'_0}{d^2} + 1,75 \frac{(1 - \varepsilon_0)}{\varepsilon_0^3} \frac{\rho_{ж} (w'_0)^2}{d} \right] H. \quad (3.40)$$

Масса рассматриваемого слоя, приходящаяся на 1 м² площади его сечения, с учетом архимедовых сил равна

$$\Delta p = G_{сч} / F = (\rho_{т} - \rho_{ж}) g (1 - \varepsilon_0) H, \quad (3.41)$$

где $G_{сч}$ — вес материала в слое; F — площадь поперечного сечения аппарата; ε_0 — порозность неподвижного слоя.

Из соотношений (3.20) и (3.41) находим

$$g (\rho_{т} - \rho_{ж}) = 150 \frac{1 - \varepsilon_0}{\varepsilon_0^3} \frac{\mu_{ж} w'_0}{d^2} + 1,75 \frac{1}{\varepsilon_0^3} \frac{\rho_{ж} (w'_0)^2}{d}. \quad (3.42)$$

Умножая обе части последнего равенства на $d^3 / \rho_{ж} v_{ж}^2$ и выражая $\mu_{ж}$ в виде $\nu_{ж} \rho_{ж}$, получаем

$$\frac{g d^3 (\rho_{т} - \rho_{ж})}{\rho_{ж} v_{ж}^2} = 150 \frac{1 - \varepsilon_0}{\varepsilon_0^3} \frac{w'_0 d}{\nu_{ж}} + \frac{1,75}{\varepsilon_0^3} \frac{(w'_0)^2 d^2}{v_{ж}^2}, \quad (3.43)$$

или
$$Ar = 150 \frac{1 - \varepsilon_0}{\varepsilon_0^3} Re'_0 + \frac{1,75}{\varepsilon_0^3} (Re'_0)^2. \quad (3.44)$$

Уравнение (3.44) позволяет определить $Re'_0 = w'_0 d / \nu_{ж}$ и, следовательно, искомое значение w'_0 .

В правой части уравнения (3.44) первое слагаемое представляет собой ламинарную составляющую, а второе — турбулентную. О. М. Тодес [25] показал, что без ущерба для точности инженерного расчета во втором слагаемом уравнения (3.44) можно заменить Re'_0 величиной $\sqrt{(\varepsilon_0^3 / 1,75) Ar}$, поскольку при развитом турбулентном режиме первое слагаемое этого уравнения пренебрежимо мало. Тогда

$$Ar = 150 \frac{1 - \varepsilon_0}{\varepsilon_0^3} Re'_0 + \frac{1,75}{\varepsilon_0^3} Re'_0 \sqrt{\frac{\varepsilon_0^3}{1,75} Ar},$$

откуда

$$Re'_0 = \frac{Ar}{150 \frac{1 - \varepsilon_0}{\varepsilon_0^3} + \sqrt{\frac{1,75}{\varepsilon_0^3} Ar}}. \quad (3.45)$$

Если в (3.45) подставить $\varepsilon_0 = 0,4$ [21], что соответствует неподвижному слою сферических частиц, то получим

$$Re'_0 = \frac{Ar}{1400 + 5,22 \sqrt{Ar}}. \quad (3.46)$$

Эта зависимость позволяет оценить значение w'_0 с точностью $\pm 20\%$.

Для частиц несферической формы скорость начала псевдооживления находят с учетом фактора формы, являющегося отношением площади поверхности шара $S_{ш}$, объем которого равен объему частицы $V_{ч}$, к фактической площади поверхности $S_{ф}$:

$$\Phi = \frac{S_{ш}}{S_{ф}} = \frac{\pi d^2}{S_{ф}} = \frac{\pi}{S_{ф}} \left(\frac{6}{\pi} - V_{ч} \right)^{2/3} = 4,87 \frac{V_{ч}^{2/3}}{S_{ф}}. \quad (3.47)$$

Значение Φ может быть рассчитано по формуле или взято по таблицам лишь в случае одинаковой формы всех частиц слоя. Для слоя частиц различной формы необходимо ее экспериментальное определение. Полидисперсный зернистый слой переходит в псевдооживленное состояние не при одной фиксированной скорости оживающей среды, а в некотором интервале скоростей: от $\omega''_к$ до $\omega''_п$. При скорости $\omega''_п$, называемой скоростью начала взвешивания, переходят в псевдооживленное состояние лишь самые мелкие твердые частицы. При $\omega > \omega''_п$ в псевдооживленном состоянии постепенно переходят все более крупные частицы, и, наконец, при скорости $\omega''_п$, называемой скоростью полного псевдооживления, весь слой становится псевдооживленным. Скорости $\omega''_к$ и $\omega''_п$ не поддаются теоретическому расчету, но могут быть приближенно оценены по формуле (3.46) при известных размерах мелких и крупных частиц.

Скорость начала уноса твердых частиц из монодисперсного псевдооживленного слоя ω''_0 также не поддается точному расчету из-за ее сложной зависимости от множества факторов (размера и формы частиц, количества и размера газовых пузырей, профиля скорости потока оживающей среды в подслоевом пространстве и др.). Явление еще больше усложняется в случае полидисперсного слоя. В связи с этим для приближенного определения ω''_0 ее принимают равной скорости витания (осаждения) одиночных частиц.

Рассмотрим движение шарообразной частицы диаметром d под действием силы тяжести в неподвижной жидкости. При начальной скорости, равной нулю, падающая частица будет двигаться с ускорением до того момента, когда сила сопротивления среды уравнивает силы тяжести и Архимеда. Далее частица будет падать с постоянной скоростью ω_0 , называемой скоростью свободного осаждения (витания). Напишем уравнение динамического равновесия:

$$g \frac{\pi d^3}{6} (\rho_t - \rho_{ж}) = \xi \frac{\pi d^2}{4} \frac{\omega_0^2}{2} \rho_{ж}, \quad (3.48)$$

где ξ — коэффициент лобового сопротивления; $\rho_t, \rho_{ж}$ — плотности твердой частицы и жидкости.

Умножив обе части последнего равенства на $1/v^2$, получим

$$\frac{gd^3 (\rho_t - \rho_{ж})}{v^2 \rho_{ж}} = \frac{3}{4} \frac{\omega_0^2 d^3}{v^2},$$

или

$$Ar = \frac{3}{4} \xi Re_0^2. \quad (3.49)$$

Отсюда можно рассчитать скорость витания для сферических частиц:

$$Re_0 = \frac{\omega_0'' d}{v} = \sqrt{\left(\frac{4}{3} \xi\right) Ar}. \quad (3.50)$$

Подставляя значение ξ , соответствующее различным режимам движения, можно рассчитать искомые значения ω''_0 .

Для приближенного определения ω_0 при всех режимах движения применяют универсальную формулу Тодеса:

$$Re = Ar / (18 + 0.61 \sqrt{Ar}). \quad (3.51)$$

Псевдооживление слоя зернистых материалов сопровождается его расширением — увеличением объема в пористости и по мере повышения скорости оживающей среды w . Тогда для аппарата постоянного поперечного сечения можно написать $V/V_0 = H/H_0 = (1 + \epsilon_0) / (1 + \epsilon)$.
 Отношение $V/V_0 = H/H_0 = (1 + \epsilon_0) / (1 + \epsilon)$ можно найти, если $\epsilon_0 = 0,4$ и $\epsilon = 0,128$.

Отношение V/V_0 — степень расширения слоя. Для его определения необходимо знать порозность псевдооживленного слоя ϵ . Чтобы найти ϵ , воспользуемся формулой (3.46) и предварительно умножим ее числитель и знаменатель для удобства счета на величину $18/1400 = 0,0128$.

$$Re' = 0,0128 Ar / (18 + 0,61 V_0 0,0128 Ar) \quad (3.52)$$

Формула (3.51) описывает витание частиц в слое с плотной засыпкой ($\epsilon_0 = 0,4$), а (3.52) — витание одиночной частицы ($\epsilon = 1$). Поступил аналогичный вид выражения при любой порозности в пределах от 0,4 до 1,0, придется заменить число 0,0128 другой величиной $f(\epsilon)$, зависящей от порозности. Тогда

$$Re = \frac{Ar}{18 + 0,61 V_0 Ar} f(\epsilon) \quad (3.53)$$

Так как $f(\epsilon) = 1$ при $\epsilon = 1$ что удовлетворяет условию $f(\epsilon) = 1$ при $\epsilon = 0,4$ то же условие $0,4 = 0,0128 f(\epsilon)$ получим $f(\epsilon) = 0,75$. Таким образом, формула принимает вид

$$Re = \frac{Ar}{18 + 0,61 V_0 Ar} \cdot 0,75 \quad (3.54)$$

Формула (3.54) хорошо согласуется с опытами, данными для однородного псевдооживления. Применим тот же прием, что и при выводе формулы (3.54), т.е. МинТодес привел формулу (3.53) в следующем виде:

$$\epsilon = (18 Re + 0,36 Re^2 / Ar)^{0,21} \quad (3.55)$$

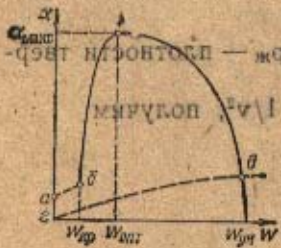


Рис. 3.13. Влияние скорости уноса w на коэффициент теплоотдачи от кипящего слоя зернистого материала в псевдооживлении. линия ab — теплоотдача псевдооживленного (фальструющего) слоя и в псевдооживлении; линия bc — теплоотдача кипящего слоя в пределах от w_{opt} до оптимальной скорости w_{opt} ; линия cd — теплоотдача кипящего слоя от w_{opt} до скорости уноса $w_{уд}$; линия ed соответствует теплоотдаче чистого воздуха (без твердых частиц).

$$\epsilon = \frac{18 Re + 0,36 Re^2 / Ar}{18 + 0,61 V_0 Ar} \quad (3.56)$$

Формулы (3.54) и (3.55), однако, не применимы к неоднородным псевдооживленным слоям. Порозность последних определяется по эмпирической формуле

$$\epsilon = \frac{W}{w_0} \left(\frac{w}{w_0} \right)^m = \frac{W}{w_0} \left(\frac{w}{w_0} \right)^m \quad (3.56)$$

Здесь величина W , равная отношению действительной скорости оживающей среды в аппарате к скорости начала псевдооживления, носит название **числа псевдооживления**. Показатель степени m колеблется от 0,05 для мелких частиц до 0,15 для крупных.

В теплообменных аппаратах коэффициент теплоотдачи между кипящим слоем и поверхностью теплообмена увеличивается с повышением скорости движения частиц в фильтрующем газовом потоке до определенного максимального значения, которому соответствует оптималь-

ная скорость потока газа, набегущего на решетку (рис. 3, 4). При дальнейшем повышении скорости газа увеличивается порозность слоя, уменьшаются объемная концентрация частиц и коэффициент теплоотдачи. Для расчета максимального значения коэффициента теплоотдачи можно использовать следующие формулы [80]:

при ламинарном режиме движения слоя в пределах от $\omega_{опт}$ до $\omega_{опт}$ [80, 85, 14, 28] в м/с дует химический элемент

$$Nu_{max} = 0,0087 Ar^{0,42} Pr^{0,33} \left(\frac{c_m}{c_c} \right)^{0,45} \left(\frac{D}{d} \right)^{0,16} \left(\frac{H_0}{d} \right)^{0,45} \quad (3.57)$$

при турбулентном режиме в пределах от $\omega_{опт}$ до $\omega_{опт}$

$$Nu_{max} = 0,019 Ar^{0,75} Pr^{0,33} \left(\frac{c_m}{c_c} \right)^{0,45} \left(\frac{D}{d} \right)^{0,16} \left(\frac{H_0}{d} \right)^{0,45} \quad (3.58)$$

Формула (3.57) справедлива для $15 \leq Ar \leq 10^3$; $0,8 \leq c_m/c_c \leq 1,3$; $129 < D/d < 575$; $263 \leq H_0/d \leq 945$.

Формула (3.58) справедлива при $2,6 \cdot 10^4 \leq Ar \leq 8,5 \cdot 10^5$; $0,8 \leq c_m/c_c \leq 1,3$; $14 < D/d < 67$; $17 < H_0/d < 120$.

Уравнение для определения оптимальной скорости газа в ламинарной области, соответствующей максимальному значению коэффициента теплоотдачи, для частиц неправильной формы с шероховатостью

$$Re_{opt} = 0,2 Ar^{0,5} \quad (3.59)$$

в турбулентной области

$$Re_{opt} = 0,66 Ar^{0,5} \quad (3.60)$$

В этих формулах

$$Ar = \frac{d^3 \rho_g \omega^2}{\mu \alpha_{max}} \quad Nu_{max} = \frac{\alpha_{max} d}{\lambda_c} \quad Re_{opt} = \frac{\omega_{opt} d}{\nu} \quad (3.61)$$

c_m, c_c — удельные теплоемкости материала и газа, кДж/(кг·К); ρ_g — плотность газа и насыпная плотность материала, кг/м³; λ_c — теплопроводность газа, Вт/(м·К); ν — кинематическая вязкость газа, м²/с; α_{max} — максимальный коэффициент теплоотдачи стенки, Вт/(м²·К); α — коэффициент теплоотдачи стенки (поверхности), Вт/(м²·К); H_0 — высота неподвижного слоя, м; d — средний эквивалентный диаметр частиц, м; ω — скорость газа, рассчитанная по полному сечению аппарата, м/с; ω_{opt} — оптимальная скорость газа (при α_{max}), рассчитанная по полному сечению аппарата, м/с; D — диаметр аппарата, м.

Если технологическим процессом не ограничена скорость газового потока, то ориентировочно можно принять

$$\alpha \approx 0,8 \alpha_{max}$$

Коэффициент теплоотдачи в теплообменниках с кипящим слоем получается более высоким, чем в обычных газовых рекуперативных трубчатых теплообменниках. Его значение возрастает, если кипящий слой имеет высокую температуру и кроме конвекции тепло передается излучением.

Коэффициент теплоотдачи между поверхностью и кипящим слоем в общем виде может быть представлен уравнением

$$\alpha = \alpha_{конв} + \alpha_{волн} + \alpha_{изл}$$

где $f_0 = 1 - \rho/c$.

Значение коэффициента кондуктивной теплоотдачи $\alpha_{\text{конд}}$ невелико и его можно не учитывать; $\alpha_{\text{луч}}$ (коэффициент теплообмена излучением) также мал при низких температурах. Однако его влияние увеличивается с повышением температуры кипящего слоя и диаметра частиц.

Подробнее о теплообмене между зернистым материалом, стенкой и пучками вертикальных труб см. в [32, 41, 53, 58].

Контрольные вопросы

1. Какие преимущества и недостатки имеют регенеративные аппараты по сравнению с рекуперативными?
2. Применяют ли регенеративные аппараты с насадками для теплообмена при низких температурах?
3. Какие насадки обладают большим значением коэффициента аккумуляирования теплоты η : керамические или металлические?
4. От каких физических величин зависит коэффициент аккумуляирования теплоты насадки?
5. Какие основные требования предъявляют к насадке в регенеративных аппаратах с подвижной насадкой?
6. Можно ли металлические насадки применять при температурах выше 900 °С?
7. Где будет больше температура насадки из огнеупорного кирпича; в конце периода охлаждения, в центре или на поверхности?
8. Как определяется порозность слоя?
9. В каких случаях не учитывают влияние внутреннего теплового сопротивления насадки в тепловых расчетах?
10. Какие характерные особенности теплообмена можно выделить в плотном слое?
11. В чем состоит особенность расчета чисел Нуссельта и Рейнольдса для плотного слоя насадки?
12. В каком случае следует учитывать лучистый теплообмен: при передаче теплоты от горячих газов к насадке или при передаче его от насадки к нагреваемому воздуху?
13. Объясните физическую сущность образования кипящего слоя. Как происходит изменение давления и высоты материала с повышением скорости газа?
14. Какие режимы кипения слоя наблюдаются в цилиндрических аппаратах. Может ли в аппарате с большим диаметром происходить поршневое кипение?

Глава четвертая

ВЫПАРНЫЕ УСТАНОВКИ

Выпаривание — термический процесс концентрирования растворов твердых веществ при кипении и частичном удалении жидкого растворителя в виде пара. В технике процесс выпаривания (упаривания) получил широкое распространение, так как многие вещества (сахар, поваренная соль, щелочные металлы, аммиачная селитра и многие другие) получают в виде слабых водных растворов, а в готовом для потребления, хранения или транспорта виде они должны быть полностью или частично обезвожены.

Впервые выпаривание как технологический процесс получило применение в производстве сахара. В России в 1802 г. был построен первый сахарный завод с применением упаривания сахарного сиропа. Глубокое научное обоснование и анализ процессов выпарки дан в

1915 г. русским ученым И. А. Тищенко в монографии «Современные выпарные аппараты и их расчет». Советские ученые Н. И. Гельперин, В. Н. Стабников, И. И. Чернобыльский внесли важный вклад в теорию и практику выпарной техники.

4.1. Свойства растворов

Концентрацией или составом раствора в технике принято называть массовое количество растворенных твердых веществ в определенном массовом или объемном количестве раствора или растворителя. Растворителями могут быть вода, спирты, органические жидкости и т. д. В технике чаще всего имеют дело с водными растворами солей.

Таблица 4.1. Растворимость некоторых веществ в воде при температуре 20 °С

Вещество	Растворимость в воде, г/100 г H ₂ O	Концентрация насыщенного раствора, %	Вещество	Растворимость в воде, г/100 г H ₂ O	Концентрация насыщенного раствора, %
NaCl	35,8	26,4	BaSO ₄	0,00023	0,00023
KCl	34,2	25,5	Mg(OH) ₂	0,001	0,001
Na ₂ CO ₃	21,2	17,6	CaCO ₃	0,0014	0,0014
NaOH	107,0	51,7	Ca(OH) ₂	0,16	0,16
BaCl ₂	35,6	26,3	Na ₂ SO ₄	32,8	24,7
CaSO ₄	0,2	0,2	MgCl ₂	35,3	26,1

Если обозначить через c количество килограммов твердого вещества в 1 кг раствора, через c' — количество килограммов твердого вещества на 1 кг воды, то величины c и c' связаны между собой следующим соотношением:

$$c = \frac{c'}{1 + c'}$$

Процентную концентрацию c можно выразить через количество сухого вещества $G_{\text{сух}}$ и растворителя W в следующем виде:

$$c = \frac{G_{\text{сух}}}{G_{\text{сух}} + W} 100.$$

Для большинства растворов в определенном количестве воды или другого растворителя нельзя растворить неограниченное количество твердого вещества. Раствор, содержащий при данных условиях предельное количество растворенного вещества, называется *насыщенным*.

Количество растворенного вещества в насыщенном растворе, отнесенное к определенному количеству раствора или растворителя, называется *растворимостью* (табл. 4.1). Растворимость твердых веществ в воде не является постоянной величиной, а изменяется в значительных пределах в зависимости от температуры. Для большинства солей растворимость в воде с повышением температуры растет; для некоторых солей она понижается (CaCrO₄, MnSO₄, Na₂SO₄ и др.), и избыток соли выпадает в виде кристаллов. У поваренной соли NaCl растворимость от температуры практически не зависит.

Присутствие кристаллов в растворе при выпаривании нежелательно, так как они осаждаются на стенках аппарата и поверхностях нагрева кипятильников и образуют слой накипи или осадка, которые снижают теплопередачу и ухудшают работу выпарных аппаратов. Для ускорения процесса кристаллизации перед выпарным аппаратом к некоторым растворам добавляют вещества, уменьшающие растворимость

основного компонента. Такой способ называется высадкой. Например, в производстве кальцинированной соды применяют поваренную соль для высадки кристаллов хлорида аммония NH_4Cl из отработанных растворов.

Для снижения накипеобразования в аппаратах иногда применяют «затравку» в виде мела или гипса с целью ускоренного удаления солей с поверхности нагрева при периодических промывках аппарата водой. Кривые растворимости некоторых солей в зависимости от температуры показаны на рис. 4.1. Изменение давления практически не влияет на растворимость солей в воде.

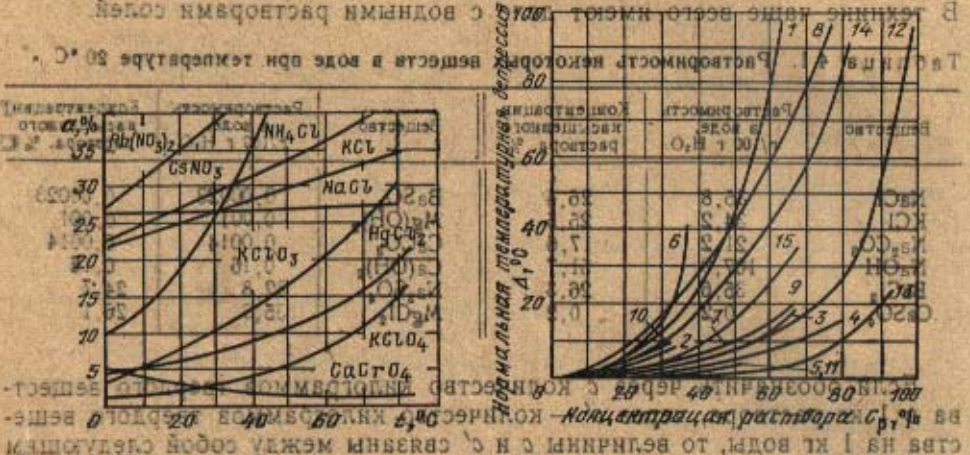


Рис. 4.1. Изменение растворимости некоторых солей в зависимости от температуры.

Рис. 4.2. Изменение температурной депрессии в зависимости от концентрации раствора при кипении.

Переход вещества из жидкого состояния в парообразное происходит при любой температуре со свободной поверхности жидкости в виде простого испарения или кипения. При подводе теплоты к жидкости ее температура повышается, а в пространстве над жидкостью соответственно повышается парциальное давление ее паров. Под испарением понимают переход жидкости в парообразное состояние при температурах, при которых парциальное давление паров нагреваемой жидкости ниже давления окружающей среды. Когда парциальное давление паров достигнет давления окружающей среды (например, в открытом сосуде — атмосферного давления), жидкость закипит. Процесс кипения сопровождается бурным парообразованием.

Если в жидкости, выделяющей пары, находится растворенное твердое вещество, то при одной и той же температуре давление этих паров ниже давления паров химически чистой жидкости (в случае водного раствора — давления насыщения паров воды). Раствор кипит при более высокой температуре, чем чистый растворитель. Для раствора поваренной соли $NaCl$ по мере повышения концентрации температура кипения повышается до тех пор, пока раствор не достигнет предельной концентрации 26%. При такой концентрации и атмосферном давлении раствор закипит при температуре $110^{\circ}C$, а выделяющиеся пары растворителя будут иметь температуру $100^{\circ}C$, т. е. температуру кипения чистой воды.

Таким образом, при кипении раствора в выпарном аппарате температура выделяющегося пара всегда меньше температуры кипения раствора. Эту разность температур называют физико-химической температурной депрессией или просто температурной депрессией и обозначают Δ_1 :

$$\Delta_1 = t_p - \theta, \quad (4.1)$$

где t_p — температура кипения раствора; θ — температура выделяющихся паров растворителя (воды).

Наряду с температурной депрессией Δ_1 в выпарной технике существуют также понятия гидростатической и гидравлической депрессии.

Температурная депрессия увеличивается с повышением концентрации раствора и различна для разных растворов. В справочниках обычно приводятся значения температурной депрессии для кипящих растворов при нормальном атмосферном давлении. Для расчета температурной депрессии растворов при давлениях, отличных от нормального, при наличии данных из таблиц для нормальной депрессии пользуются формулой И. А. Тищенко

$$\Delta_1 = 0.01622 \frac{T^2}{r} \Delta_{\text{норм}} \quad (4.2)$$

где Δ_1 — температурная депрессия при данном давлении; $\Delta_{\text{норм}}$ — температурная депрессия при нормальном давлении; T — абсолютная температура кипения воды при данном давлении; r — теплота парообразования воды при данном давлении.

Замечим, что формула (4.2) дает удовлетворительные результаты только для водных растворов, обладающих малой температурной депрессией.

Значения нормальной температурной депрессии для некоторых растворов в зависимости от их концентрации приведены на рис. 4.2. При нахождении температурной депрессии по формуле (4.2) необходимо определять температуру кипения раствора при различных давлениях. Для этого можно использовать эмпирический закон Бабо, по которому отношение давления насыщения пара над раствором к давлению насыщения пара чистой воды $p_{\text{нас}}$ при той же температуре есть величина постоянная, для данной концентрации не зависящая от температуры кипения t е.

$$\frac{p}{p_{\text{нас}}} = \text{const} \quad (4.3)$$

Таким образом, если температура кипения раствора данной концентрации при атмосферном давлении известна, то вычислить температуру кипения его при любом другом давлении просто. Следует иметь в виду, что закон Бабо дает достаточно точные результаты только для слабоконцентрированных растворов [38].

Пример 4.1. Определить температуру кипения раствора при давлении $p_p'' = 0,15$ МПа, если температура кипения его при атмосферном давлении ($p_p' = 0,1$ МПа) составляет $t_{\text{к}}' = 120^\circ\text{C}$.

Решение. 1. Давление насыщения пара чистого растворителя (воды) при $t = 120^\circ\text{C}$ составляет $p_{\text{нас}} = 0,2025$ МПа.

2. Отношение давлений пара над раствором и над растворителем при одной и той же температуре по формуле (4.3) составляет

$$\frac{p_p''}{p_{\text{нас}}} = 0,495$$

3. Из того же соотношения (4.3) определим давление насыщенных паров чистого растворителя, соответствующее искомой температуре кипения раствора,

$$\frac{P_{р''}}{P_{нас}} = 0,495,$$

откуда

$$P_{нас} = \frac{P_{р'}}{0,495} = \frac{0,15}{0,495} = 0,303 \text{ МПа.}$$

4. Теперь определим искомую температуру кипения раствора, которая равна температуре кипения чистого растворителя (воды) при найденном давлении $P_{нас}'' = 0,303 \text{ МПа}$; по таблице водяного пара находим $t_{р}'' = 133^\circ\text{C}$.



Рис. 4.3. Изменение относительной вязкости водных растворов в зависимости от концентрации

В выпарной технике принято называть пар, образующийся над кипящим раствором, *вторичным*. Практически в результате контакта вторичного пара с поверхностью и брызгами кипящего раствора его температура насыщения оказывается выше, чем температура кипения чистого растворителя при данном давлении. Однако в расчетах это не учитывается и температуру вторичного пара принимают равной температуре насыщенного пара растворителя (воды) при данном давлении.

В процессе выпаривания кроме температурной депрессии происходят изменения и других свойств растворов. С повышением концентрации увеличиваются плотность и вязкость, понижаются удельная теплоемкость, теплопроводность и интенсивность теплоотдачи, изменяется теплота растворения.

Плотность раствора можно легко определить по правилу аддитивности, зная его концентрацию и плотности чистых компонентов при данной температуре:

$$\rho_{р} = \rho_{сух}c + \rho_{в}(1-c), \quad (4.4)$$

где $\rho_{сух}$ — плотность безводного нелетучего вещества; $\rho_{в}$ — плотность растворителя (воды); c — долевое содержание массы вещества в растворе.

Все жидкие растворы обладают вязкостью, характерной для данного раствора. Вязкость выражается силой внутреннего трения, возникающей между слоями жидкости при их относительном движении. Вязкость всех растворов существенно зависит от температуры, умень-

Таблица 4.2. Удельная теплоемкость сухих (безводных) веществ

Вещество	$c_{сух}$, кДж/(кг·К)
$C_2H_6O_2$	2,41
$C_2H_5O_2$	1,29
$CaCl_2$	0,687
KCl	0,676
KNO_3	0,965
$NaCl$	0,837
$NaNO_3$	1,089
NH_4NO_3	1,37
$(NH_4)_2SO_4$	1,42
NH_4Cl	1,52

шаяся с ее повышением. Численные значения динамической и кинематической вязкости растворов даются в справочной и специальной литературе [85]. В лабораторных условиях вязкость раствора определяют при помощи вискозиметров. Изменение вязкости в зависимости от концентрации для некоторых растворов приведено на рис. 4.3.

Удельную теплоемкость раствора c_p , кДж/(кг·К), приближенно можно определить также по правилу аддитивности:

$$c_p = c_{\text{сух}}c + c_v(1-c), \quad (4.5)$$

где $c_{\text{сух}}$ — удельная теплоемкость безводного нелетучего вещества в растворе (находится по справочнику); c_v — удельная теплоемкость воды при 20 °С.

Удельные теплоемкости некоторых веществ приведены в табл. 4.2. Удельная теплоемкость раствора зависит не только от концентрации растворенного вещества, но и от температуры. Для многих растворов удельная теплоемкость не подчиняется правилу аддитивности и не может быть достаточно точно вычислена по формуле (4.5). Отклонение от правила аддитивности тем больше, чем больше концентрация растворенного вещества (рис. 4.4). Поэтому в точных расчетах целесообразно использовать опытные значения удельной теплоемкости растворов, приводимые в виде таблиц или номограмм.

Теплопроводность растворов за редким исключением с ростом концентрации растворенного вещества уменьшается (рис. 4.5). Теплопро-

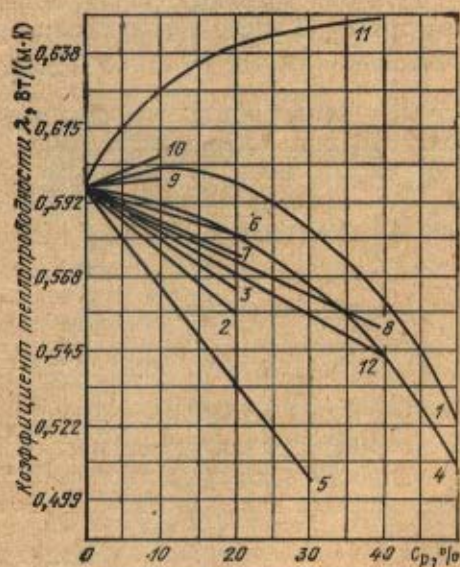
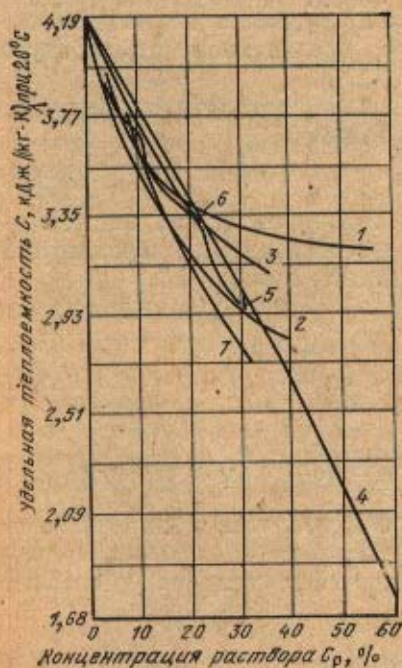


Рис. 4.4. Изменение массовой удельной теплоемкости водных растворов в зависимости от концентрации раствора при 20 °С:

1 — NaOH; 2 — KOH; 3 — $(\text{NH}_4)_2\text{SO}_4$; 4 — NaNO_3 ; 5 — NH_4NO_3 ; 6 — K_2CO_3 ; 7 — CaCl_2

Рис. 4.5. Изменение теплопроводности водных растворов солей в зависимости от концентрации раствора при 20 °С:

1 — KOH; 2 — KCl; 3 — KNO_3 ; 4 — K_2CO_3 ; 5 — MgCl_2 ; 6 — MgSO_4 ; 7 — NaCl; 8 — NaNO_3 ; 9 — Na_2SO_4 ; 10 — Na_2CO_3 ; 11 — NaOH; 12 — CaCl_2

Эта таблица содержит значения коэффициентов a_i и $\phi(c_i)$ для электролитических растворов с 20 до 100 °С. Значения a_i даны в таблице 4.3, а значения $\phi(c_i)$ — в таблице 4.4. Значения λ_p для электролитических растворов с 20 до 100 °С даны в таблице 4.5.

Ион	a_i	Ион	a_i
H^+	0,0180	H^+	0,0078
Li^+	0,0018	Li^+	0,0030
Cl^-	0,0047	Na^+	0,0000
Br^-	-0,0150	K^+	-0,0065
I^-	-0,0236	NH_4^+	-0,0100
NO_3^-	0,0040	Mg^{2+}	-0,0180
NO_2^-	0,0060	Ca^{2+}	0,0005
ClO_3^-	-0,0122	Cu^{2+}	0,0140
ClO_2^-	-0,0150	Zn^{2+}	0,0140
SO_4^{2-}	-0,0065	Pb^{2+}	0,0030
SO_3^{2-}	0,0010		
PO_4^{3-}	0,0180		

Температура, °С: 0, 25, 50, 75, 100, 125, 150
 Теплопроводность, Вт/(м·К): 0,599, 0,610, 0,640, 0,655, 0,680, 0,684, 0,682

Поэтому при малых концентрациях теплопроводность водных растворов многих солей, кислот и щелочей с повышением температуры растет.

Для определения теплопроводности водных растворов солей и кислот при 20 °С часто пользуются формулой Риделя:

$$\lambda_p = \lambda_w + a_i c_i \quad (4.6)$$

где λ_p — теплопроводность раствора; λ_w — теплопроводность воды; c_i — концентрация электролита, моль/л; a_i — коэффициент, характерный для каждого иона значения которого приведены в табл. 4.3.

Для растворов NaOH и KOH формула Риделя дополняется еще одним членом — $\phi(c_i)$ и е:

$$\lambda_p = \lambda_w + a_i c_i + \phi(c_i) \quad (4.7)$$

$\phi(c_i)$ имеет значения:

c_i , моль/л	0	1	2	3	4	5	6	8	9	10	Π
$\phi(c_i)$	0	0,015	0,02	0,025	0,029	0,033	0,037	0,041	0,043	0,044	0,045

Плотности воды и водных растворов электролитов в интервале от 20 до 100 °С различаются незначительно. Поэтому зависимость теплопроводности водных растворов солей и щелочей от температуры может быть принята такой же, как и для воды:

$$\left(\frac{\lambda_p}{\lambda_{20}}\right)_p = \left(\frac{\lambda_p}{\lambda_{20}}\right)_w \quad (4.8)$$

Для воды $\lambda_{20} = 0,599$ Вт/(м·К) (табл. 4.4).

При растворении твердых веществ в воде наблюдается охлаждение раствора, так как разрушается кристаллическая решетка, а на это требуется затрата энергии. Теплота растворения зависит от природы вещества и растворителя, а также от концентрации раствора. Если растворяемое вещество вступает в химическое взаимодействие с раствора-

Таблица 4.4. Основные физические константы для воды

Температура, °C	Теплоемкость c , кДж/(кг·K)	Плотность ρ , кг/м ³	Теплопроводность λ , Вт/(м·K)	Динамическая вязкость $\mu \cdot 10^3$, Па·с	Кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Давление p , 10 ⁵ Па	Энтальпия h , кДж/кг
0	4,212	999,9	0,551	1788	1,795	1,013	0
10	4,191	999,7	0,574	1306	1,306	1,013	42,04
20	4,183	998,2	0,599	1004	1,006	1,013	83,91
30	4,174	995,7	0,618	801,5	0,805	1,013	125,7
40	4,174	992,2	0,635	653,3	0,659	1,013	167,5
50	4,174	988,1	0,648	549,4	0,556	1,013	209,3
60	4,179	983,2	0,657	469,9	0,478	1,013	251,1
70	4,187	977,8	0,668	406,1	0,415	1,013	293,0
80	4,195	971,8	0,674	355,1	0,365	1,013	335,0
90	4,208	965,3	0,680	314,9	0,326	1,013	377,0
100	4,220	958,4	0,683	282,5	0,295	1,013	419,1
120	4,250	943,1	0,686	237,4	0,252	1,98	503,7
140	4,287	928,4	0,685	201,1	0,217	3,61	589,1
160	4,346	907,0	0,685	173,6	0,191	6,18	674,4
180	4,417	883,9	0,674	153,0	0,173	10,83	763,3
200	4,505	863,0	0,663	138,4	0,168	15,55	852,5

теплом, то за счет этого выделяется теплота. Таким образом, теплота растворения представляет собой сумму теплот плавления и химического взаимодействия. При образовании кристаллов в растворе выделяется теплота кристаллизации. Интегральные значения теплот растворения и кристаллизации веществ можно найти в справочниках.

4.2. Выпаривание растворов

Техника концентрирования растворов начала свое развитие с периодического метода выпаривания. При таком способе получения готового продукта определенный объем или массу слабо концентрированного раствора заливают в теплообменный аппарат, подогревают до температуры кипения и выпаривают до конечной концентрации. Температура кипения при этом возрастает по мере увеличения концентрации. Сгущенный раствор удаляют из аппарата, затем аппарат вновь заполняют раствором, и процесс повторяется. Периодическое выпаривание применяют редко, в основном при необходимости получения малых, но разнообразных по свойствам порций продукта. Способы периодического выпаривания и методика расчета изложены в [22].

На современных крупных предприятиях выпарные процессы ведут преимущественно в многокорпусных (многоступенчатых) установках непрерывного действия с аппаратами поверхностного типа с использованием образующегося над раствором, так называемого «вторичного пара» каждой ступени в последующих ступенях с более низким давлением или с передачей части вторичного пара — (экстрапара) — другим тепловым потребителям.

Часто встречаются термины «многокорпусные» и как синоним — «многоступенчатые» выпарные установки. Эти понятия неоднозначны. «Ступени» отличаются одна от другой по параметрам раствора в аппаратах (давлению, температуре, концентрации раствора) (рис. 4.6, а, б и др.) и могут состоять из одного, двух и более корпусов с одинаковыми параметрами, т.е. если одна или несколько ступеней, например первая, выполнены из двух параллельно включенных корпусов (аппаратов), то выпарная установка может иметь четыре корпуса, а должна называться трехступенчатой. Раствор в таких установках перетека-

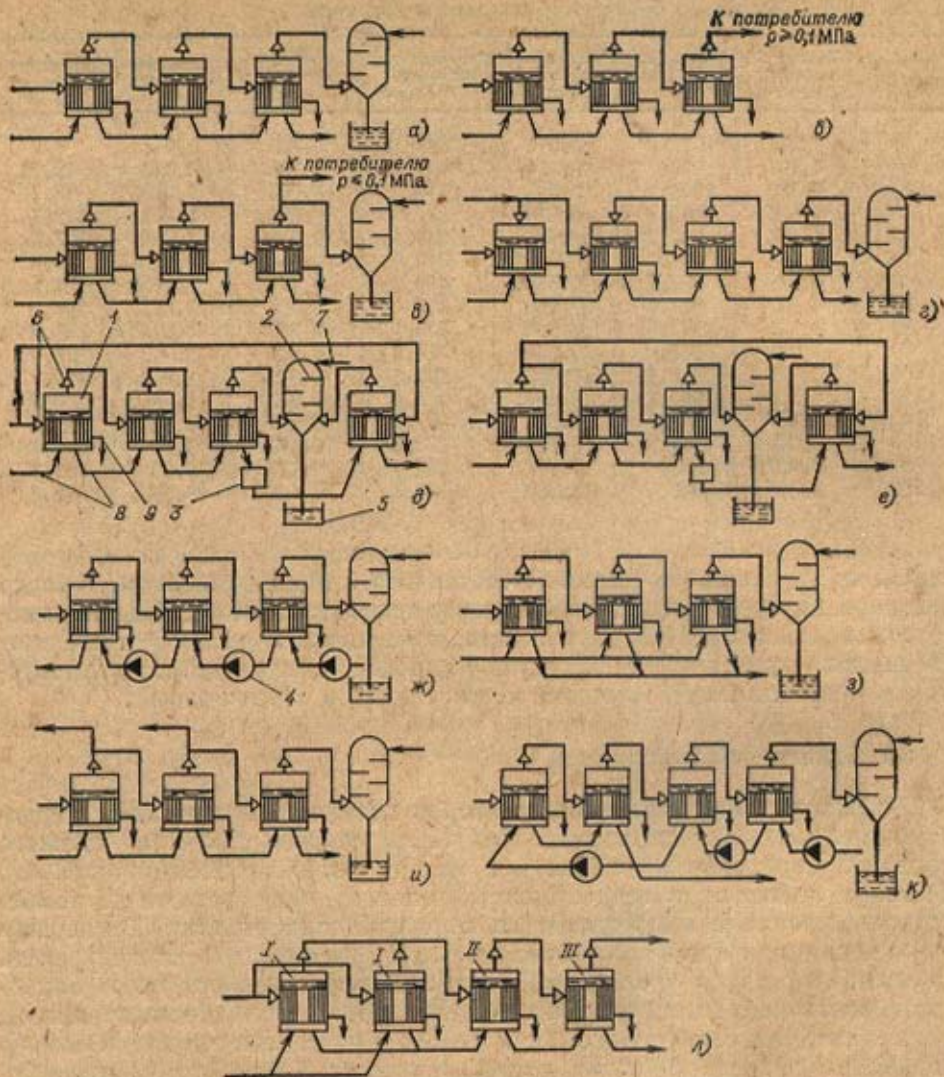


Рис. 4.6. Схема выпарных установок:

а — прямоточная с конденсатором; *б* — прямоточная с противодавлением; *в* — с ухудшенным вакуумом; *г* — с мульть-корпусом; *д* — двухстадийная с обогревом аппарата второй стадии свежим паром; *е* — двухстадийная с обогревом аппарата второй стадии вторичным паром первой ступени; *ж* — противоточная; *з* — с параллельным током пара и раствора; *и* — с отбором экстракторов посторонним потребителем; *к* — со смешанным током раствора; *л* — трехступенчатая с двумя корпусами в первой ступени; *1* — выпарной аппарат; *2* — конденсатор; *3* — солеотделитель; *4* — насос; *5* — водосборник; *6* — вход первичного и выход вторичного пара; *7* — вход охлаждающей воды; *8* — вход и выход раствора; *9* — выход конденсата

ет из ступени в ступень, выпариваясь частично и последовательно в каждой ступени (корпусе) до определенной концентрации (рис. 4.6,а).

Для производства веществ с резко выраженными агрессивными свойствами промышленность в последнее время пополнилась выпарными установками нового типа — контактными, работающими по принципу непосредственного соприкосновения выпариваемого раствора с продуктами сгорания топлива или горячими газами, или погружного горения. Корпуса таких аппаратов изготовляют из углеродистой стали,

а для избежания коррозии их внутри футеруют кислотоупорными материалами. Внутренние элементы аппарата — вытяжные трубы, сепараторы, сливные трубы — изготавливают из коррозионно-стойких материалов.

4.3. Технологические схемы выпарных установок

4.3.1. Выпарные установки с аппаратами поверхностного типа. Принципиальные схемы промышленных выпарных установок непрерывного действия изображены на рис. 4.6. Непрерывный процесс выпаривания растворов может производиться как в одноступенчатых, так и в двух-, трех- и многоступенчатых выпарных установках с использованием вторичного пара каждой ступени в последующих ступенях с более низким давлением или с передачей части вторичного пара некоторых ступеней другим тепловым потребителям.

По теплотехнологическим признакам промышленные выпарные установки непрерывного действия разделяют на несколько групп.

1. По числу ступеней: одноступенчатые и многоступенчатые; при этом в одной ступени могут быть один, два и более параллельно включенных аппаратов выпарной установки (рис. 4.6,а и л).

2. По давлению вторичного пара в последней ступени:

а) выпарные установки с достаточно глубоким вакуумом в последней ступени (до 90 %) и следующим за ней конденсатором для поддержания этого вакуума, соответствующего температуре охлаждающей воды. Такая схема встречается наиболее часто (рис. 4.6,а); в ней обеспечивается наибольшая разность температур между первичным греющим теплоносителем и вторичным паром последней ступени, поступающим в конденсатор. Однако при работе установки по такой схеме вся теплота пара последней ступени теряется с охлаждающей водой конденсатора;

б) выпарные установки с повышенным давлением в последней ступени (рис. 4.6,б). Такая схема может быть более экономичной, если вторичный пар последней ступени может быть использован в других теплоиспользующих установках (при бытовом потреблении теплоты, в отоплении, пищеблоках, банно-прачечном хозяйстве и т. д.);

в) выпарные установки с ухудшенным вакуумом (рис. 4.6,в). По такой схеме установка может работать или на конденсатор, или на потребителя низкопотенциальной теплоты со сбросом излишков пара в конденсатор с ухудшенным вакуумом.

3. По подводу первичной теплоты:

а) выпарные установки с одним источником первичной теплоты;

б) выпарные установки с двумя источниками теплоты. Например, пар с большим давлением обогревает предвключенную ступень установки, называемую в такой схеме нуль-корпусом, а пар с меньшим давлением подается в следующую ступень, получившую название первого корпуса (рис. 4.6,г);

в) выпарные установки с тепловыми насосами.

4. По технологии обработки раствора:

а) одностадийные выпарные установки, в которых раствор проходит при выпаривании последовательно все ступени и не отводится для других промежуточных операций обработки;

б) двух- и более стадийные выпарные установки, в которых раствор после одной из промежуточных ступеней может быть направлен для дополнительной обработки (для осветления, центрифугирования и т. п.), а затем снова поступает из довыпаривания в следующую ступень (вторая стадия, рис. 4.6,д).

5. По относительному движению греющего пара и выпариваемого раствора:

а) прямоточные выпарные установки для растворов, обладающих высокой температурной депрессией (рис. 4.6,а—е, з);

б) противоточные выпарные установки для растворов с быстро растущей вязкостью при повышении их концентрации (рис. 4.6,ж); в этих схемах между ступенями ставят насосы;

в) выпарные установки с параллельным питанием корпусов раствором при складывании и короткостановки (рис. 4.6.2);
 г) выпарные установки с отпуском пара вторичных паров (э) (структурная) для потребителей (рис. 4.6.4);
 д) выпарные установки со смешанным питанием корпусов для растворов с повышенной вязкостью (рис. 4.6.5).

4.3.2. Выпарные установки с тепловыми насосами. Выпаривание растворов производится иногда при низкотемпературном теплоносителе и при малых давлениях и температурах пара. В аналогичных условиях выпаривают растворы, не выдерживающие высоких температур (термолабильные растворы). Для таких случаев применяют одноступенчатое выпаривание, экономические показатели которого невысоки, с применением холодильов и испарителей в парогенераторах можно сэкономить на испарителях и конденсаторах в парогенераторах.



Рис. 4.7. Схемы выпарных установок с тепловыми насосами: а) — с турбокомпрессором и электродвигателем; б) — с турбокомпрессором и электродвигателем; в) — с турбокомпрессором и электродвигателем.

Рис. 4.7. Схемы выпарных установок с тепловыми насосами: а) — с турбокомпрессором и электродвигателем; б) — с турбокомпрессором и электродвигателем; в) — с турбокомпрессором и электродвигателем. Можно повысить температуру пара выпарной установки путем использования вторичного пара для обогрева этой же установки с помощью теплового насоса (см. рис. 9). В качестве основного источника теплоты насоса (применяют в качестве насосов турбокомпрессоры с электродвигателем или с паровым приводом (рис. 4.7)). Показателем целесообразности применения теплового насоса в выпарной установке может служить отношение стоимости энергии, затрачиваемой на сжатие вторичного пара в компрессоре, к стоимости дополнительной доли свежего пара, поступающего в установку при работе ее без теплового насоса. Турбокомпрессоры из-за своей сложности малопривлекательны для применения в парогенераторах. Двигатели просты, дешевы, поэтому нашли применение в выпарных установках для упаривания растворов с малой температурой испарения с помощью эманации (в м.м.м.).

4.3.3. Адиабатные выпарные установки. Выпаривание воды из растворов минеральных солей часто осуществляют в установках адиабатного испарения. Концентрирование растворов в этих установках происходит вследствие испарения предварительно перегретой жидкости, подаваемой в камеру мгновенного диспергирования, в которой ниже давления насыщения, соответствующего температуре поступающей в камеру жидкости [89]. На рис. 4.8 показаны схемы одноступенчатой и многоступенчатой адиабатных выпарных установок с преувеличенными головными подогревателями. В адиабатных выпарных установках подогрев раствора осуществляется в конденсаторе для основного подогревателя, а выпаривание — в камере. Поэтому отложение солей на поверхностях нагрева незначительно. Установки адиабатного испарения применяют для испарения морской воды и других солей минеральных растворов. Из растворов, содержащих сульфат кальция $CaSO_4$, с повышением температуры в конденсаторе и головном трехступенчатом подогревателе выделяются на поверхностях нагрева кристаллы, которые снижают интенсивность теплообмена. Для таких растворов применение контактных теплообменников в качестве головных подогревателей повышает экономичность адиабатных выпарных установок. Грейшамп тефлонителем в контактных головных подогревателях могут быть борные газы, продукты сгорания топлива в топках и печках, а также сгорания топлива.

4.3.4. Выпарные установки с контактными нагревателями. Концентрацию раствора можно доводить в установках, в которых жидкость не контактирует с поверхностью нагрева. В таких установках тепло от греющего теплоносителя к раствору передается непосредственным соприкосновением без поверхности теплообмена. Схемы одноступенчатых выпарных установок с контактными аппаратами представлены на рис. 4.9 [89].

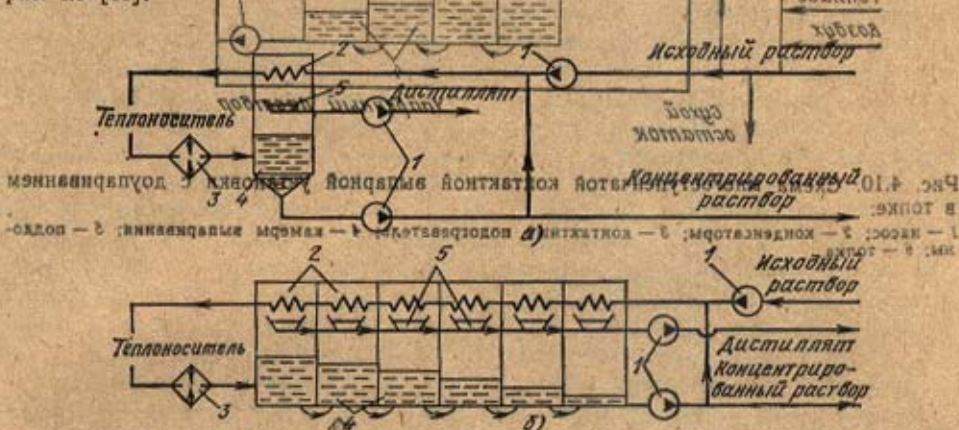


Рис. 4.8. Схемы адиабатных выпарных установок с рекуперативным (поверхностным) головным подогревателем:

а — одноступенчатая; б — многоступенчатая; 1 — насосы; 2 — конденсаторы; 3 — головной подогреватель; 4 — камеры выпаривания; 5 — поддоны

Установки, в которых испарение осуществляется непосредственно в греющий теплоноситель, а образующиеся пары уносятся с ним, получили название одноступенчатых контактных выпарных установок (рис. 4.9, а). Установки, в которых раствор нагревается в контактном аппарате, а затем испаряется в камере адиабатного испарения, называют одноступенчатыми адиабатными выпарными установками с контактными теплообменником (рис. 4.9, б). Основным недостатком одноступенчатых контактных выпарных установок является большой удельный расход теплоты на испарение воды — до 8000 кДж/кг. Более эффективными установками для выпаривания минерализованных

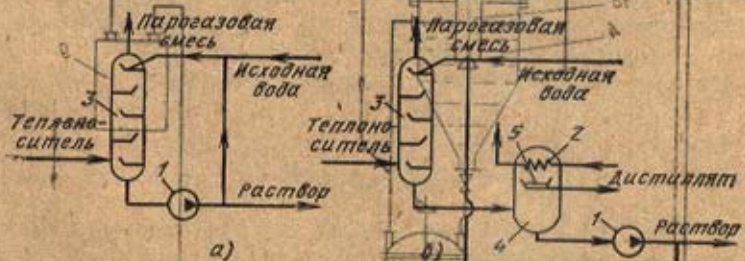


Рис. 4.9. Схемы одноступенчатых контактных выпарных установок:

а — испарение в камере контактного теплообменника; б — испарение в адиабатном расширителе с конденсатором; 1 — насосы; 2 — адиабатный расширитель с конденсатором; 3 — контактный испаритель; 4 — камера выпаривания; 5 — поддон

вод являются многоступенчатые адиабатные выпарные установки с использованием в качестве теплоносителя горячего воздуха, продуктов сгорания и других газов и смесей. В таких установках в контактном теплообменнике типа газ — жидкость раствор нагревается, а в многоступенчатом аппарате-испарителе осуществляется выпаривание воды. Образующиеся пары конденсируются на поверхности труб, охлаждаемых концентрированным раствором или другой жидкостью (рис. 4.10). Скопировавшийся в трубах адиабатного испарения раствор направляется на обезвоживание в допуск

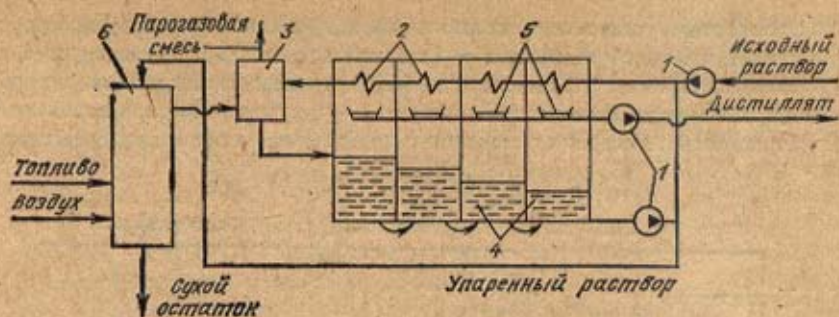


Рис. 4.10. Схема многоступенчатой контактной выпарной установки с доупариванием в топке;

1 — насос; 2 — конденсаторы; 3 — контактный подогреватель; 4 — камеры выпаривания; 5 — поддоны; 6 — топка

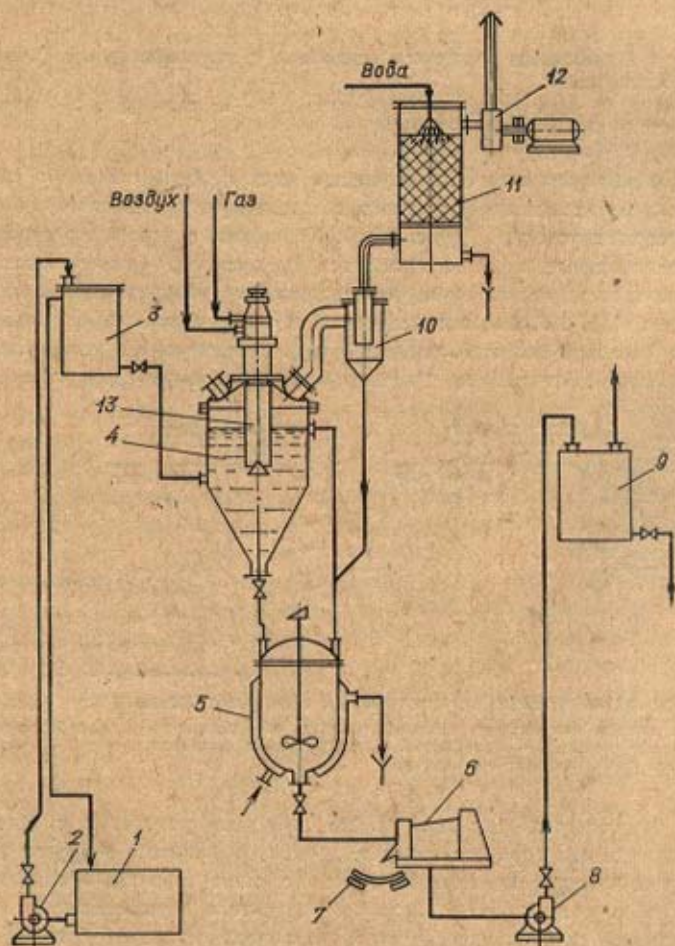


Рис. 4.11. Технологическая схема выпарной установки с аппаратом погружного горения

Сочетание контактных нагревателей и адиабатных ступеней испарения позволяет эффективно использовать подводимую теплоту и избежать контакта раствора с поверхностями нагрева и, следовательно, отложения солей на них.

4.3.5. Выпарные установки с аппаратами погружного горения (АПГ). Технологическая схема выпарной установки для выпаривания агрессивных, загрязненных, с механическими примесями и выделяющих кристаллы растворов показана на рис. 4.11. Из расходного бака 1 раствор закачивается насосом 2 в мерник 3, из которого непрерывно поступает в выпарной аппарат 4 с погружной горелкой 13. Упаренный насыщенный раствор, содержащий минеральные соли, из аппарата 4 самотеком поступает в кристаллизатор 5. После охлаждения в нем образуются кристаллы соли, которые легко отделяются на центрифуге 6 и транспортером 7 направляются на склад. Фильтрат откачивается насосом 8 в сборник 9 и направляется в производство для повторного использования. Парогазовая смесь из выпарного аппарата 4 отводится через каплеотделитель 10 в скруббер 11, где охлаждается проточной холодной водой. В результате при охлаждении пары воды конденсируются и конденсат сливается в систему водоочистки, а газ вентилятором 12 выбрасывается в атмосферу или улавливающее устройство. Химические анализы выбрасываемых газов показали, что они по составу не отличаются от обычных дымовых газов, полученных при сжигании природного газа, и содержат вредные примеси в пределах санитарных норм [1, 98].

Камера сгорания горелки 13 представляет собой металлическую трубу, футерованную изнутри огнеупорным материалом. Огнеупорная футеровка кроме огнестойкости обеспечивает равномерность горения топлива по длине камеры. Продукты сгорания из камеры поступают в барботажное устройство, погруженное в раствор на определенную глубину для равномерного распределения в виде пузырьков по всему объему жидкости. Барботажные устройства могут быть выполнены в виде трубы с конусным раскателем или решетчатой тарелки.

Газовые пузырьки при всплывании отдают теплоту жидкости и одновременно насыщаются парами воды. Интенсивность процесса тепло- и массообмена определяется площадью межфазной поверхности, образованной газовыми пузырьками в жидкости, и разностью температур контактируемых потоков. Выпаривание жидкости в этом случае протекает при равновесной температуре, которая зависит от температурной депрессии и температуры продуктов сгорания, поступающих в барботажное устройство. В аппаратах с погружными горелками процессы испарения растворов протекают при атмосферном давлении и равновесная температура на 15—16°C ниже температуры кипения раствора. Характерными для таких процессов являются разрушение пузырьков на свободной поверхности раствора и выброс парогазовой смеси с температурой, не более чем на 1—2°C превышающей температуру самого раствора, что свидетельствует о минимальных тепловых потерях при тепло- и массообмене между продуктами сгорания и жидкостью.

4.4. Выбор схемы выпарной установки

При проектировании новых выпарных станций необходимо технически грамотно и экономически обоснованно выбирать оптимальный вариант схемы (рис. 4.12).

В качестве греющего теплоносителя для выпарных установок применяют водяной пар от заводской котельной или из отборов паровых турбин с давлением 0,5—1,0 МПа и температурой 140—180°C. При необходимости получения более высоких температур для выпаривания могут быть использованы высокотемпературные теплоносители (дифенильная смесь, минеральные масла, кремнийорганические соединения) или трубчатые электрические нагреватели (ТЭН).

В качестве хладоносителя для конденсации вторичных паров из последней ступени выпарной установки в конденсаторах используют, как правило, охлаждающую воду из водоемов (рек, озер, брызгального

бассейна, градирен). В районах с дефицитом воды в последнее время стали применять конденсаторы с воздушным охлаждением.

Чтобы правильно спроектировать выпарную установку, необходимо выбрать схему подогрева раствора, схему подачи раствора в аппараты, оптимальное число ступеней установки, рациональную систему использования вторичных энергетических ресурсов и т.д.

Схема подогрева раствора греющий пар для первой ступени выпарной установки должна иметь такую температуру, чтобы обеспечивался необходимый перепад температур между теплоносителем и раствором в первом корпусе (не менее 10°C), и чтобы располагаемая раз-



Рис. 4.12. Схема выпарной установки с использованием вторичных энергоресурсов. 1 — выпарной аппарат, 2 — подогреватель раствора, 3 — конденсатор, 4 — аддитивный расходомер, 5 — конденсатор.

ность температуры во всей выпарной установке была достаточной для обеспечения полезного перепада температур в каждой ступени с учетом всех депрессий (см. п. 4.6.1). Вместе с тем нельзя без технологической необходимости повышать температуру греющего пара, так как повышение ее достигается или увеличением расхода топлива, или недообработкой электроэнергии в турбогенераторе. Кроме того, повышение температуры, а следовательно и давления требует применения более прочных трубопроводов и оборудования, что вызывает удорожание всей установки.

Раствор перед поступлением на выпаривание в первую ступень выпарной установки подогревают до температуры, по возможности близкой к температуре кипения. Для этой цели в промежуточных схемах в первую очередь используют вторичный пар и конденсат последней ступени, а затем последовательно подогревают раствор в каскаде теплообменников: экстрапарии и конденсатами из ступеней более высокого давления. Окончательный подогрев раствора осуществляют, чаще свежим паром в специальном подогревателе. Подогрев раствора до температуры кипения перед выпарными аппаратами уменьшает площадь поверхности нагрева выпарных аппаратов, стоимость 1 м² поверхности которых всегда выше стоимости 1 м² поверхности обычных теплообменников.

(НЕТ) и т.д. конденсат из первой ступени выпарной станции, как правило, настолько горячий, что его следует возвращать на ТЭЦ или в котельную, в то время как конденсат из других ступеней содержит жидкие вещества

раствора воды и в качестве конденсатной воды использован
был не может. В воздухе хлорэтилэтане хлор

В противоточных аппаратах и в многоступенчатой регенеративной
нагрев раствора не применим, так как газный раствор поступает на
выпаривание в следующем конце выпарной установки.

Схема водной паровой выпарной установки. Из-за простоты и экономично-
сти и в большей степени распространения получила простейшая схема подачи
раствора в аппараты многоступенчатой выпарной установки. Для вы-
паривания растворов с сильно возрастающей вязкостью целесообразно
применять схему простейшей подачи раствора, когда наиболее
вязкий раствор выпаривается при наиболее высокой температуре; при
этом следует иметь в виду, что после каждого аппарата необходимо
давать насос для перекачивания раствора (рис. 4.6, а).

Схемы с паральными и смешанным питанием применяют для
сильно кристаллизующихся растворов; они получили меньшее распро-
странение из-за неопределенности теплового режима.

Число ступеней установки. Многоступенчатое выпари-
вание дает возможность получить значительную экономию теплоты,
с учетом потери теплоты раскол греющего пара

установке с n ступенями можно выразить формулой

$$\eta_{\text{теп}} = \frac{D_1 \cdot (t_{\text{пар}} - t_{\text{кон}})}{D_1 \cdot (t_{\text{пар}} - t_{\text{кон}}) + D_2 \cdot (t_{\text{пар}} - t_{\text{кон}})}$$
 где D_1 — расход пара, D_2 — расход воды, $t_{\text{пар}}$ — температура пара, $t_{\text{кон}}$ — температура конденсата.

Общее количество выпаренной воды во всех ступенях установ-
ки $W_{\text{общ}} = W_{\text{пар}} \cdot \eta_{\text{теп}}$ — коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружаю-
щую среду через изоляцию и другие наружные элементы установки;

недоиспользование теплоты конденсата, а также увеличение скрытой
теплоты испарения $q_{\text{исп}}$ понижением давления пара в последующих ступенях
ступенчатых установок $\eta_{\text{теп}} \approx 0,85$.

Очевидно, также, что приращение экономии теплоты понижается с
увеличением числа ступеней. Если при переходе от одноступенчатой
выпарной к двухступенчатой расходу свежего пара сокращается почти
вдвое, то в пятиступенчатой установке по сравнению с четырехступенча-
той расходу пара снижается только на одну десятую часть. Кроме того,
с увеличением числа ступеней удлиняется установка и ее общая схема,
повышается стоимость установки, затрудняются условия эксплуатации.

Теоретическим пределом количества ступеней выпарной установки
является такое число ступеней, при котором полезная разность температур
на один корпус не понижается ниже минимального технологического
значения. Для маловязких растворов в первой ступени разность не
должна быть менее 10°C , в остальных ступенях — не менее 5°C . Вязкость рас-
твора весьма сильно влияет на выпадение кристаллов, поэтому для маловязких
температур должна быть $28-30^\circ\text{C}$ и выше. Целесообразное число
ступеней в установке с многократным выпариванием определяется мно-
говариантными экономическими расчетами с использованием ЭВМ.

Упрощенно представим экономический расчет на примере выпари-
вания за цикл трех составляющих: стоимость теплоты, затрат на обслужи-
вание и амортизационных и прочих расходов, а также суммарные затраты
на выпаривание на установку с различным числом ступеней представ-
лим в виде графика (рис. 4.13).

Здесь принято: расход пара с ростом
числа ступеней понижается; затраты на обслуживание не изменяются;
амортизационные расходы возрастают пропорционально числу ступе-
ней. Суммарные затраты имеют минимум, который для реальных со-
временных выпарных установок соответствует 3—4 ступеням выпари-
вания. Функциональный анализ показывает, что при увеличении числа ступеней
экономия теплоты не компенсирует затрат на обслуживание и амортизацию.

Экономический расчет на примере выпаривания за цикл трех составляющих: стоимость теплоты, затрат на обслужи-
вание и амортизационных и прочих расходов, а также суммарные затраты
на выпаривание на установку с различным числом ступеней представ-
лим в виде графика (рис. 4.13).

Здесь принято: расход пара с ростом
числа ступеней понижается; затраты на обслуживание не изменяются;
амортизационные расходы возрастают пропорционально числу ступе-
ней. Суммарные затраты имеют минимум, который для реальных со-
временных выпарных установок соответствует 3—4 ступеням выпари-
вания. Функциональный анализ показывает, что при увеличении числа ступеней
экономия теплоты не компенсирует затрат на обслуживание и амортизацию.

Экономический расчет на примере выпаривания за цикл трех составляющих: стоимость теплоты, затрат на обслужи-
вание и амортизационных и прочих расходов, а также суммарные затраты
на выпаривание на установку с различным числом ступеней представ-
лим в виде графика (рис. 4.13).

Здесь принято: расход пара с ростом
числа ступеней понижается; затраты на обслуживание не изменяются;
амортизационные расходы возрастают пропорционально числу ступе-
ней. Суммарные затраты имеют минимум, который для реальных со-
временных выпарных установок соответствует 3—4 ступеням выпари-
вания. Функциональный анализ показывает, что при увеличении числа ступеней
экономия теплоты не компенсирует затрат на обслуживание и амортизацию.

Экономический расчет на примере выпаривания за цикл трех составляющих: стоимость теплоты, затрат на обслужи-
вание и амортизационных и прочих расходов, а также суммарные затраты
на выпаривание на установку с различным числом ступеней представ-
лим в виде графика (рис. 4.13).

Здесь принято: расход пара с ростом
числа ступеней понижается; затраты на обслуживание не изменяются;
амортизационные расходы возрастают пропорционально числу ступе-
ней. Суммарные затраты имеют минимум, который для реальных со-
временных выпарных установок соответствует 3—4 ступеням выпари-
вания. Функциональный анализ показывает, что при увеличении числа ступеней
экономия теплоты не компенсирует затрат на обслуживание и амортизацию.

Экономический расчет на примере выпаривания за цикл трех составляющих: стоимость теплоты, затрат на обслужи-
вание и амортизационных и прочих расходов, а также суммарные затраты
на выпаривание на установку с различным числом ступеней представ-
лим в виде графика (рис. 4.13).

Здесь принято: расход пара с ростом
числа ступеней понижается; затраты на обслуживание не изменяются;
амортизационные расходы возрастают пропорционально числу ступе-
ней. Суммарные затраты имеют минимум, который для реальных со-
временных выпарных установок соответствует 3—4 ступеням выпари-
вания. Функциональный анализ показывает, что при увеличении числа ступеней
экономия теплоты не компенсирует затрат на обслуживание и амортизацию.

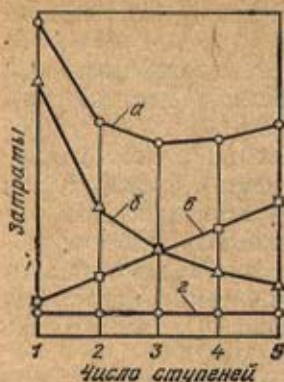


Рис. 4.13. Определение оптимального числа ступеней в многоступенчатой выпарной установке: линия *а* — суммарные затраты; линия *б* — затраты на производство греющего пара; линия *в* — амортизационные расходы; линия *г* — затраты на обслуживании

теплообменника для предварительного подогрева слабого раствора. Развернутая схема многоступенчатой выпарной установки с использованием вторичных энергоресурсов изображена на рис. 4.12.

4.5. Основные элементы схемы выпарной установки

Выпарная установка включает следующие основные элементы: выпарные аппараты с трубчатыми (внутренними) или рубашечными (наружными) паровыми обогревателями, с трубчатыми электрическими нагревателями (ТЭН) или с погружными горелками для контактной передачи теплоты непосредственно от газов к раствору, сепараторы и брызгоотделители, конденсатоотводчики, подогреватели раствора, конденсаторы, сборные баки и емкости, насосы, запорную и предохранительную арматуру, регулирующие и контрольно-измерительные приборы. Некоторые специфические для выпарных станций элементы ниже рассматриваются подробно.

4.5.1. Выпарные аппараты. Выпарные аппараты с поверхностью нагрева представляют собой теплообменники-испарители, как правило, с паровым обогревом. В большинстве из них предусматривается значительное надрастворное пространство для сепарации из вторичного пара жидкой и твердой фаз (сепараторы).

По движению раствора в греющих трубах различают аппараты с естественной и принудительной циркуляцией, а также аппараты пленочного типа, в которых раствор проходит по поверхности нагрева однократно в виде тонкой пленки. Современные выпарные аппараты изготавливаются специализированными предприятиями химического машиностроения и должны соответствовать ГОСТ или ведомственным нормам. На рис. 4.14—4.17 представлены основные типы выпарных аппаратов, изготавливаемых на отечественных заводах.

Греющая камера выпарного аппарата с трубчатой поверхностью нагрева представляет собой пучок труб с двумя трубными решетками, вставленный в кожух-обечайку. В аппаратах жесткой конструкции греющая камера встраивается между фланцами

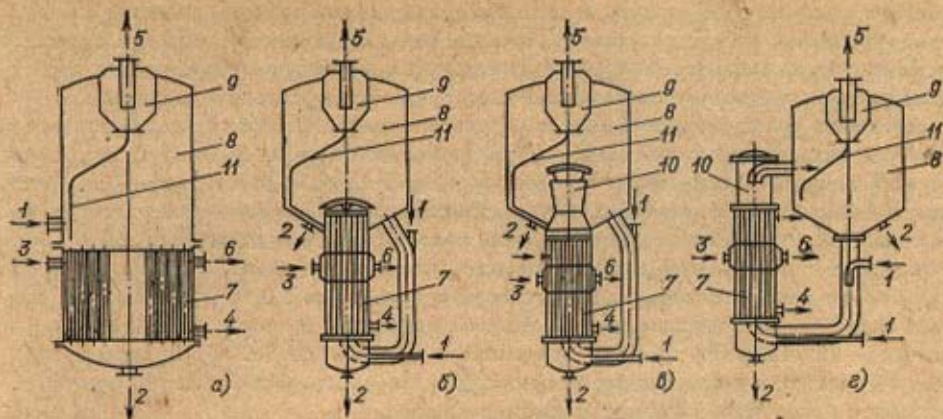


Рис. 4.14. Выпарные аппараты с естественной циркуляцией:

a — с центральной циркуляционной трубой; *б* — с совмещенной зоной нагрева и кипения; *в* — с вынесенной зоной кипения; *г* — с вынесенной греющей камерой; 1 — вход слабого раствора; 2 — выход концентрированного раствора; 3 — вход греющего пара; 4 — выход конденсата; 5 — выход вторичного пара; 6 — выход неконденсирующихся газов; 7 — греющая камера; 8 — паровое пространство; 9 — брызгоотделитель; 10 — зона парообразования — стабилизатор; 11 — сливная труба

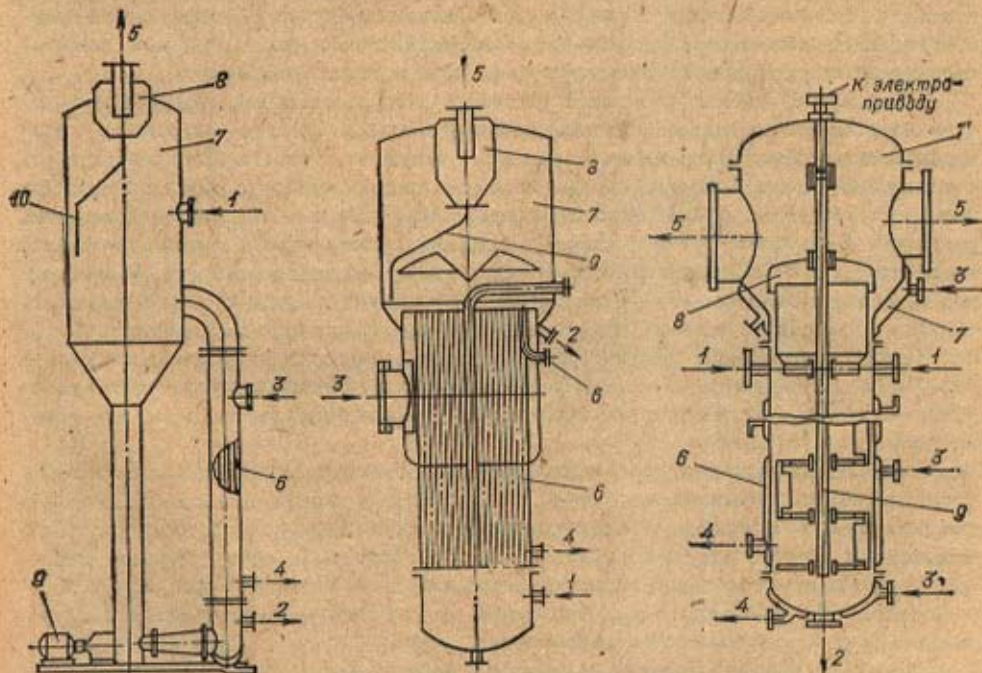


Рис. 4.15. Выпарной аппарат с принудительной циркуляцией:

1 — вход слабого раствора; 2 — выход концентрированного раствора; 3 — вход греющего пара; 4 — выход конденсата; 5 — выход вторичного пара; 6 — греющая камера; 7 — паровое пространство; 8 — брызгоотделитель; 9 — насос; 10 — сливная труба

Рис. 4.16. Выпарной аппарат с поднимающейся пленкой:

1 — вход слабого раствора; 2 — выход концентрированного раствора; 3 — вход греющего пара; 4 — выход конденсата; 5 — выход вторичного пара; 6 — греющая камера; 7 — паровое пространство; 8 — брызгоотделитель; 9 — сливная труба

Рис. 4.17. Выпарной аппарат роторного типа со скребками:

1 — вход слабого раствора; 2 — выход концентрированного раствора; 3 — вход греющего пара; 4 — выход конденсата; 5 — выход вторичного пара; 6 — греющая камера; 7 — паровое пространство; 8 — брызгоотделитель; 9 — ротор со скребками

днища и парового пространства, в аппаратах с подвешной греющей камерой она свободно подвешена или опирается на кронштейны внутри растворного пространства. Греющий пар подается в межтрубное пространство, а раствор циркулирует в трубах. Такое направление тока теплоносителей благоприятствует условиям для очистки труб от отложения солей и накипи. Для выпаривания маловязких некристаллизующихся и неагрессивных растворов допустимо применение выпарной аппаратуры типа ВВ с внутренней греющей камерой и с центральной циркуляционной трубой (рис. 4.14,а). Устойчивая циркуляция раствора в аппарате обеспечивается большой удельной поверхностью нагрева на единицу объема раствора в трубах малого диаметра (подъемных) ($d=32$ мм) в сравнении с центральной трубой большого диаметра (опускной) ($D=194$ мм и более). Большая скорость циркуляции раствора в трубах (до 2,0 м/с) обеспечивает высокие коэффициенты теплопередачи. Аппараты компактные и имеют небольшую металлоемкость. Номинальная площадь поверхности нагрева — до 400 м². Выпарные аппараты с подвешной греющей камерой применяют для выпаривания кристаллизующихся, химически агрессивных и умеренно вязких растворов.

Выпарные аппараты с совмещенной зоной нагрева и кипения раствора и вынесенной опускной трубой обладают лучшей циркуляцией раствора. Такой аппарат с длиной труб до 4000 мм изображен на рис. 4.14,б. Вынесенная за пределы аппарата опускная труба создает статическое давление, которое способствует увеличению статического давления за счет столба жидкости в трубах и вынесения таким путем зоны кипения раствора выше труб. Такое приспособление способствует снижению солеобразования внутренней поверхности греющих труб. Недостатком аппаратов, типа изображенных на рис. 4.14,б и в является сложное конструктивное решение узлов ввода пара и вывода конденсата.

Выпаривание кристаллизующихся растворов затрудняется, как известно, выпадением на поверхности нагрева кристаллов (инкрустацией). Очистка поверхности нагрева вызывает необходимость частого останова и вскрытия аппарата. Выпарной аппарат с вынесенной греющей камерой и вынесенной за пределы аппарата опускной циркуляционной трубой (рис. 4.14,а) оказался конструктивно удачным для выпаривания таких растворов. В опускной трубе раствор охлаждается, увеличивается его плотность, что способствует увеличению динамического напора для циркуляции раствора. В аппарате устанавливаются удлиненные до 5—7 м трубы. Возникающая в связи с этим повышенная скорость циркуляции раствора затрудняет отложение кристаллов на стенках труб.

Имеется конструкция аналогичных аппаратов с вынесенными горизонтальными и наклонными присоединенными к одному аппарату тремя-четырьмя греющими камерами, позволяющая быстро частично демонтировать отдельные камеры для очистки труб.

Устранить инкрустацию поверхности нагрева при выпаривании кристаллизующихся растворов можно повышенным до 2—3 м/с скоростью движения раствора. Если такую скорость нельзя получить температурным перепадом между теплоносителями при естественной циркуляции, проектируют выпарные аппараты с принудительной циркуляцией раствора, создаваемой насосами, устанавливаемыми снаружи или внутри аппарата (рис. 4.15). Аппараты с принудительной циркуляцией применяют также для упаривания растворов с повышенной вязкостью.

Часто в технологии встречаются растворы, кипение которых сопровождается пенообразованием. При вскипании увеличивается объем паров и кристаллов из раствора с вторичным паром, быстрее засоряются греющие поверхности в последующих аппаратах, где этот пар конденсируется. Для упаривания пенящихся растворов применяют пленочные (с опускающейся или поднимающейся пленкой) аппараты. На рис. 4.16 представлен выпарной аппарат с поднимающейся пленкой раствора. Раствор вводится в аппарат снизу под трубную решетку и заполняет трубы на 1/4—1/5 их высоты. Образующиеся при кипении паровые пузырьки увлекают за собой вверх раствор, распределяют его тонким слоем по внутренней поверхности труб и движется с ним в виде парожидкостной эмульсии со скоростью до 15—20 м/с. Из труб эмульсия поступает в центробежный разделитель-отбойник, где происходит отделение жидкости от пара.

Вторичный пар, выходящий из зоны, поступает в выходящие паропроводы, а концентрированный раствор сливается в жарманеты, через которые патрубком выводится в следующую ступень выпаривания или на склад. В тракте аппарата, благодаря высокой скорости движения раствора, достигается повышение ионизированности и гидролиза в трубах. Раствор только 1 раз проходит по поверхности греющих труб, т. е. циркуляция в аппарате отсутствует. Готовность или выходная концентрация раствора может регулироваться вышением или опусканием раствора в части труб и в ее верхней части, где происходит интенсивное испарение; растворителя из пленки. Чем больше длина этой части, тем выше концентрация раствора, сливаемого из труб в приемный жарман. Существует оптимальная высота заполнения трубок раствором, которая определяется свойствами и конечной концентрацией раствора. Конструкция аппарата с поднимающейся пленкой отличается повышенной длиной труб (до 7-9 м), что усложняет монтажные и ремонтные работы.

В выпарных аппаратах с опускающейся пленкой раствор поступает в трубы сверху через специальные засадки, предназначенные для равномерного распределения его в виде тонкой пленки на стенках труб и закручивания. Пройдя по трубе сверху вниз 1 раз, раствор достигает нужной концентрации. При недостаточной плотности орошения в таких аппаратах возможно оголение и микрокристаллических концов труб.

Очень вязкие, пастообразные и термолабильные растворы выпаривают в роторных аппаратах со скребками. Один из таких аппаратов показан на рис. 4.Н. Раствор, подаваемый в роторный аппарат посредством дозирующего насоса, распределяется вращающимися поделенными на общий вал скребками по стенке, которая обогревается паром. По мере выпаривания растворителя на стенке образуется твердый продукт или паста, которые соскабливаются и выводятся из аппарата через нижний патрубок и шлюзовую затвор.

При проектировании выпарной установки необходимо выбрать рациональную конструкцию выпарного аппарата, учитывая свойства упариваемого раствора и общие экономические задачи проекта, а затем произвести тепловой и конструктивный расчеты аппаратов для определения необходимой площади поверхности нагрева в соответствии с их производительностью по ступеням выпаривания.

Украинский научно-исследовательский институт химического машиностроения (Украинхиммаш) в каталоге (1978 г. № 416) дает описание конструкции и принципа действия выпарных вертикальных трубчатых аппаратов общего назначения с паровым обогревом, естественной и принудительной циркуляцией, разработанных в соответствии с ГОСТ 44987-84. Классификация и технические характеристики выпарных аппаратов общего назначения приведены в [20].

Выпарной аппарат с погружными горелками для выпаривания агрессивных и загрязняющих растворов представляет собой сварной стационарный односторонней вертикальной кристаллизатор и кожухом (рис. 4.18). Металлические стенки аппарата футерованы изнутри кислотоупорным материалом. В аппарате установлены жесткой пленки погружных горелок. Одна из конструкций погружной горелки имеет четыре вертикальных трубчатых камеры, в которых происходит испарение и кристаллизация. В корпус горелки вварены все элементы футеровки. Погружная горелка является ответственным узлом выпарного аппарата и должна отвечать всем требованиям для обеспечения надежности его работы и предотвращения аварийных ситуаций.

Конструктивные размеры аппарата следует выбирать по нормам ГИИХиммаш и ГОСТ 1987-84. Для выпаривания высококонцентрированных, сильно кристаллизующихся, загрязненных механическими примесями, а также агрессивных растворов и промышленных сточков в качестве выпарных стационарных аппаратов применяют выпарные аппараты безоттопной конструкции из диатомитовых или абразивных (используемых в качестве теплоизоляции) диатомитов. Раствор с температурой, превышающей температуру насыщения в диатомитовом выпарном аппарате, циркулирует в нем, через форсунки, за

счет избыточной теплоты перегрева вода из раствора испаряется без дополнительного подвода теплоты. Адиабатные выпарные аппараты от обычных выпарных аппаратов отличаются только отсутствием нагревательных устройств.

4.5.2. Сепарация пара. Брызгоотделители. Паровое пространство над кипящим раствором в выпарном аппарате определяет чистоту и сухость вторичного пара, выходящего из выпарного аппарата. Унос вместе с паром жидкости, содержащей концентрируемый продукт, загряз-

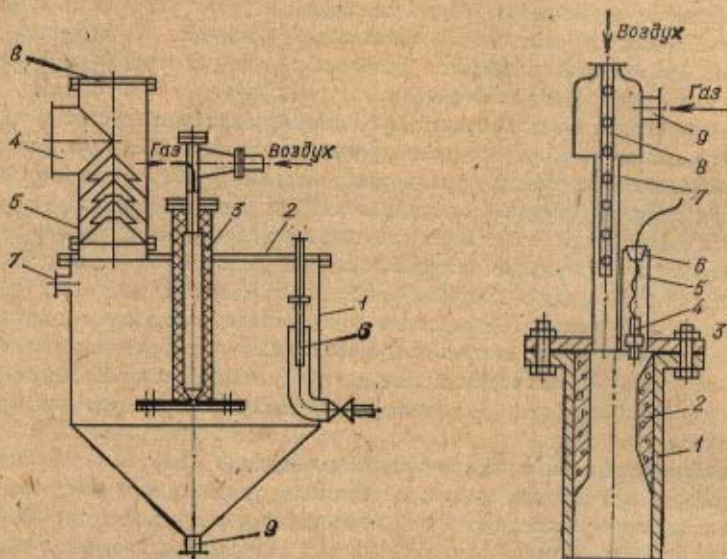


Рис. 4.18. Принципиальная схема выпарного аппарата с погружной горелкой:

1 — корпус; 2 — крышка; 3 — горелка; 4 — выход парогазовой смеси; 5 — брызгоотделитель; 6 — регулятор уровня; 7 — ввод раствора; 8 — взрывная мембрана; 9 — выпускной патрубок

Рис. 4.19. Погружная горелка туннельного типа:

1 — корпус камеры сгорания; 2 — огнеупорная футеровка; 3 — крышка; 4 — электроскользящая свеча для зажигания горючей смеси; 5 — трубка свечи; 6 — пробка; 7 — камера смешения; 8 — перфорированная трубка для воздуха; 9 — ввод газа

няет конденсат этого пара и тем самым накладывает ограничения на его использование для питания котлов и для обогрева в теплообменных аппаратах. Унос уменьшает выход готового продукта и тем самым увеличивает его стоимость.

Унос, возрастающий с повышением производительности выпарного аппарата, характеризуется объемным напряжением парового пространства R_v' , $\text{м}^3/(\text{кг} \cdot \text{ч})$, т. е. количеством образующегося пара на 1 м^3 парового пространства. Наибольшее его значение, при котором пар может быть достаточно сухим, называется *предельным напряжением парового пространства*. Оно сильно снижается с повышением давления и зависит от уровня кипящей жидкости над поверхностью нагрева, высоты парового объема, свойств жидкости и других факторов. Зависимость предельного напряжения от давления для кипения воды показана на рис. 4.20. Учитывая легкую вспениваемость некоторых растворов, предельное напряжение парового пространства в выпарных аппаратах R_v' принимают приближенно равным $0,3-0,4 R_v$ для воды. При давлении $0,1 \text{ МПа}$ $R_v' = 1600-1700 \text{ м}^3/(\text{м}^3 \cdot \text{ч})$. Для аппаратов с давлением в пределах от $0,01$ до $1,6 \text{ МПа}$ для выбора предельного напряжения па-

рового пространства R_v^* можно пользоваться формулой

$$R_v^* = \varphi R_v' \quad (4.10)$$

и графиком рис. 4.21.

Скорость вторичного пара в паровом пространстве должна быть в пределах 2—4 м/с при атмосферном давлении и может быть равной 6—8 м/с при давлении 0,01 МПа. С учетом траектории полета капель высоту парового пространства H_v принимают равной не менее 1,5 м.

Для выпарного аппарата производительностью W , кг/ч, объем парового пространства (сепаратора) может быть определен по формуле

$$V = W / (R_v^* \rho_p), \quad (4.11)$$

где ρ_p — плотность пара.



Рис. 4.20. Изменение предельного напряжения парового пространства при кипении воды R_v^* от давления p

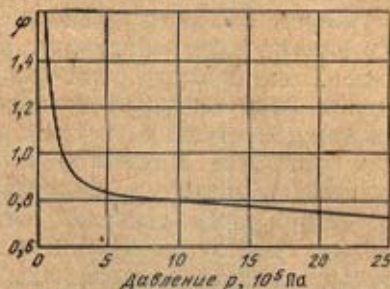


Рис. 4.21. Зависимость поправочного коэффициента φ от давления

Высота парового пространства (сепаратора)

$$H_v = \frac{4V}{\pi D_a^2} \geq 1,5, \quad (4.12)$$

где диаметр корпуса сепаратора

$$D_a = \sqrt{4V / (\pi H_v)}. \quad (4.13)$$

Для пенящихся растворов высота H_v принимается равной 2,5—3 м.

Свободное пространство выпарного аппарата не устраняет полностью уноса брызг. При работе же с повышенной производительностью или с пенообразующими растворами габариты сепарирующего пространства аппарата были бы чрезмерно большими. Вместо увеличения объема аппарата устанавливают специальные брызгоотделители, встроенные в корпус сепаратора или вынесенные за его пределы. Установлено, что если влажный пар, движущийся со скоростью 15—20 м/с, несколько раз изменяет направление движения и при этом проходное сечение канала также меняется, то происходит осушение пара до остаточной влажности по массе 0,5—0,3%. В гл. 10 представлены некоторые типы брызгоуловителей, встраиваемых в паровое пространство и выносных, устанавливаемых на паропроводе рядом с выпарным аппаратом.

4.5.3. Подогреватели раствора. Для предварительного нагревания раствора перед подачей в выпарные аппараты применяют рекуперативные трубчатые и пластинчатые теплообменники с паровым или водяным обогревом (теплотой конденсата). Раствор обычно поступает в трубы (внутренняя сторона труб легче поддается чистке), а греющий

пар или конденсат в межтрубное пространство. Расчет подогревателей раствора и их конструктивная разработка проводятся по ранее изложенным формулам и нормам.

4.6. Тепловой расчет многоступенчатой выпарной установки (МВУ)

Задачей теплового расчета выпарной установки является определение площади поверхности нагрева отдельных ступеней при заданных условиях теплового режима (температура греющего пара, температура воды и раствора, начальной и конечной концентрации раствора) или выявление оптимального режима работы установки при заданных площадях поверхностей нагрева. При проектировании новых установок обычно определяют площадь поверхности нагрева отдельных ступеней.

Перед расчетом задают производительность установки по слабому или крепкому раствору, начальную и конечную концентрации раствора, температуру раствора начальной концентрации, параметры греющего пара или другого источника теплоты, параметры отбираемого из каждой ступени экстрапара для внешнего по отношению к выпарной установке потребителя, параметры вторичного пара последней ступени, температуру охлаждающей воды или воздуха на входе в конденсатор, число ступеней выпарной установки. В расчете определяют расход греющего пара, параметры пара и раствора по отдельным ступеням, площади поверхности нагрева отдельных ступеней, количества отбираемого экстрапара из отдельных ступеней для предварительного подогрева раствора начальной концентрации.

Число неизвестных в системе уравнений для расчета выпарной установки обычно превышает число независимых уравнений, поэтому расчет производят методом последовательных приближений. При этом задаются значениями ряда величин, заведомо упрощают некоторые уравнения (например, не принимают в расчет тепловые потери, теплоту кристаллизации и т. д.), проводят расчет и по его результатам определяют расхождение в значениях предварительно принятых и полученных в расчете величин.

Разработано несколько методов теплового расчета схем выпарных установок. Сравнительно простым и распространенным является метод, предложенный И. А. Тищенко.

4.6.1. Расчетная и полезная разности температур. Разность между температурой греющего пара, поступающего в первую ступень выпарной установки t_1 , и температурой вторичного пара из последней ступени при входе в конденсатор t_n называется общей расчетной разностью температур $\Delta t_{общ}$ и равна

$$\Delta t_{общ} = t_1 - t_n$$

Полезная разность температур $\Delta t_{пол}$ — разность температур на входе и выходе из ступени, в которой происходит изменение температуры. На рис. 4.22 показана зависимость температур в одноступенчатой выпарной установке: греющего пара t_1 и раствора t_2 в $1^{\text{ой}}$ ступени, вторичного пара t_3 и конденсата t_4 в $1^{\text{ом}}$ конденсаторе, охлаждающей воды t_5 и парогазовой смеси t_6 в $1^{\text{ом}}$ конденсаторе. Площадки обдува отложены температуры t_7 и t_8 на соответствующих отдельных частях и элементах выпарной установки.

Греющий пар подается в установку с температурой t_1 (точка а). Если $1^{\text{ая}}$ ступень паропередающий тонкостенный теплообменник, то t_2 соответствует точке б, на минимальной высоте отступив от t_1 на величину $\Delta t_{\text{отст}}$. По вертикальной линии от t_2 и идет процесс конденсации греющего пара. Если конденсат в выпарном аппарате охлаждается, то, ждеа-

температура пара на выходе будет соответствовать точке b' на линии $a'b'$ соответствующей охлаждению конденсата. В тепловых расчетах выпарных аппаратов чисел перегрева пара и перегрева конденсата как правило не учитываются и процесс передани тепла из пара к поверхности нагрева изображается прямой ab (постоянная температура конденсации). Раствор в греющих трубах движется при разных температурах при наибольшей в нижней части и при a'' в верхней части труб. Изменение температуры кипения раствора происходит за счет изменения температуры гидростатического давления раствора по высоте греющих труб. На

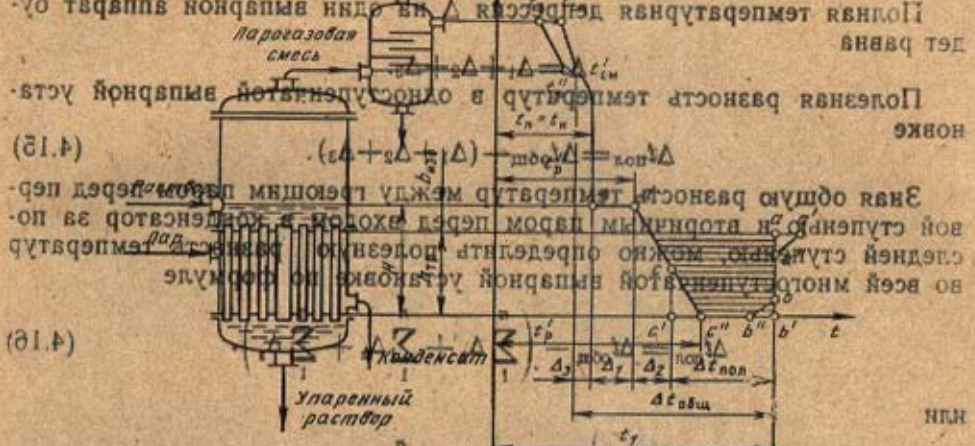


Рис. 4.22. Изменение температуры греющего пара, раствора, вторичного пара, охлаждающей воды и парогазовой смеси в одноступенчатой выпарной установке

поверхности кипения пара давление равно давлению пара над раствором, а давление в нижней части труб превышает давление пара на величину Δp_2 , равную

$$\Delta \sum - \Delta p_2 = H \rho_2 = \rho_2$$

где H — высота столба раствора от нижней трубной решетки до поверхности испарения; ρ_2 — плотность раствора. В расчетах принимают среднюю величину гидростатического давления ρ_2 , определяемую как $\rho_2 = \left(\frac{H}{2} + \frac{h}{2} \right) \rho_2$, где h — высота слоя жидкости над греющими трубами.

Разность температур раствора на нижнем и верхнем концевых греющих трубах является потерей общей разности температур в выпарной установке вследствие изменения гидростатического давления по высоте и называется гидростатической депрессией Δ_2 .

Гидростатическая депрессия возрастает при уменьшении внешнего давления. Ее следует учитывать при расчете аппаратов, где уровень жидкости высок и испарение раствора производится под вакуумом.

Если от температуры, соответствующей температуре кипения раствора на поверхности жидкости, отнять величину Δ_1 , равную температурной депрессии раствора, то получим температуру вторичного пара, соответствующую точке e (температуру кипения чистого растворителя — воды — при давлении в надрастворном пространстве). Образующийся над раствором вторичный пар из выпарного аппарата следует через каплеулавливающее устройство, запорную и регулируемую арматуру и паропроводы; при этом неизбежны потери как теплоты через стенки, так и давления пара на преодоление гидравлического сопротивления. Температура вторичного пара на входе в конденсатор за счет названных потерь будет ниже его температуры при образовании над зеркалом испарения (точка $t_{см}'$). Эта разность температур составляет $1-1,5^\circ\text{C}$ и называется гидравлической депрессией Δ_3 .

Полная температурная депрессия Δ на один выпарной аппарат будет равна

$$\Delta = \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3.$$

Полезная разность температур в одноступенчатой выпарной установке

$$\Delta t_{пол} = \Delta t_{общ} - (\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3). \quad (4.15)$$

Зная общую разность температур между греющим паром перед первой ступенью и вторичным паром перед входом в конденсатор за последней ступенью, можно определить полезную разность температур во всей многоступенчатой выпарной установке по формуле

$$\Delta t_{пол} = \Delta t_{общ} - \left(\sum_1^n \Delta_1 + \sum_1^n \Delta_2 + \sum_1^n \Delta_3 \right). \quad (4.16)$$

или

$$\Delta t_{пол} = (t_1 - t_2) - \sum_1^n \Delta, \quad (4.17)$$

где t_2 — температура конденсации вторичного пара в конденсаторе, $^\circ\text{C}$.

В установках, работающих с выбросом вторичного пара из последней ступени в атмосферу, полезная разность температур будет равна

$$\Delta t_{пол} = (t_1 - 100) - \sum_1^n \Delta.$$

Вторичный пар при контакте с высококонцентрированным раствором, имеющим большую температурную депрессию, может перегреваться выше температуры насыщения при давлении в надрастворном пространстве. Однако в расчетах этот перегрев не учитывают, так как теплота перегрева затрачивается на испарение уносимых капель.

4.6.2. Распределение полезной разности температур по ступеням. Как было показано выше, суммарная полезная разность температур $\Delta t_{пол}$ соответствует общему температурному перепаду во всей выпарной установке $\Delta t_{общ}$ за вычетом всех депрессий (4.17). Одним из важных вопросов в расчете МВУ является распределение суммарной полезной разности температур $\Delta t_{пол}$ между отдельными ступенями. При заданной тепловой мощности выпарного аппарата Q_i и определенном коэффициенте теплопередачи в нем k_i разность температур Δt_i будет однозначно определять площадь поверхности нагрева F_i по формуле

$$Q_i = k_i F_i \Delta t_i.$$

Наиболее общее и простое выражение для невыгоднейшего распределения суммарной разности температур между ступенями МВУ, обеспечивающего минимальную

суммарную площадь поверхности нагрева всех аппаратов, предложено в [99]. Распределение полезной разности температур по ступеням МВУ можно произвести по одному из трех вариантов.

1. Площадь поверхности нагрева во всех аппаратах должна быть одинаковой:

$$F_1 = F_2 = F_3 = \dots = F_n.$$

При этом

$$\Delta t_{\text{пол}} = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 + \dots + \Delta t_n.$$

или

$$\frac{Q_1}{k_1 \Delta t_1} = \frac{Q_2}{k_2 \Delta t_2} = \frac{Q_3}{k_3 \Delta t_3} = \dots = \frac{Q_n}{k_n \Delta t_n}. \quad (4.18)$$

Из соотношения (4.18) можно записать

$$\Delta t_2 = \Delta t_1 \frac{Q_2}{Q_1} \frac{k_1}{k_2};$$

$$\Delta t_3 = \Delta t_1 \frac{Q_3}{Q_1} \frac{k_1}{k_3}$$

или

$$\Delta t_n = \Delta t_1 \frac{Q_n}{Q_1} \frac{k_1}{k_n}.$$

Просуммировав левые и правые части этих равенств, получим

$$\Delta t_{\text{пол}} = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n = \Delta t_1 \left(1 + \frac{Q_2}{Q_1} \frac{k_1}{k_2} + \dots + \frac{Q_n}{Q_1} \frac{k_1}{k_n} \right),$$

откуда

$$\Delta t_1 = \Delta t_{\text{пол}} \frac{\frac{Q_1}{k_1}}{\frac{Q_1}{k_1} + \frac{Q_2}{k_2} + \dots + \frac{Q_n}{k_n}} = \Delta t_{\text{пол}} \frac{\frac{Q_1}{k_1}}{\sum_1^n \frac{Q_i}{k_i}}.$$

Для любой ступени МВУ полезная разность температур может быть найдена по формуле

$$\Delta t_n = \Delta t_{\text{пол}} \frac{\frac{Q_n}{k_n}}{\sum_1^n \frac{Q_i}{k_i}}, \quad (4.19)$$

т. е. суммарная полезная разность температур распределяется по ступеням при равенстве их площадей поверхностей нагрева пропорционально отношениям тепловых нагрузок к коэффициентам теплопередачи.

В случае равенства тепловых нагрузок, т. е. если $Q_1 = Q_2 = \dots = Q_n$, имеем

$$\Delta t_n = \Delta t_{\text{пол}} \frac{1}{k_n \sum_1^n \left(\frac{1}{k_i} \right)},$$

или

$$\Delta t_n = \Delta t_1 \frac{k_1}{k_n}. \quad (4.20)$$

2. Суммарная площадь поверхности нагрева всех ступеней МВУ должна быть минимальной:

$$F_{\text{общ}} = F_1 + F_2 + \dots + F_n = F_{\text{мин}}. \quad (4.21)$$

Такое решение может быть получено исходя из следующих соображений. Суммарная площадь поверхности нагрева в двухступенчатой установке может быть выражена как

$$F_{\text{общ}} = F_1 + F_2 = \frac{Q_1}{k_1 \Delta t_1} + \frac{Q_2}{k_2 \Delta t_2}.$$

Заменим Δt_2 из значения суммарной полезной разности температур $\Delta t_{\text{пол}} = \Delta t_1 + \Delta t_2$:

$$\Delta t_2 = \Delta t_{\text{пол}} - \Delta t_1,$$

тогда

$$F_{\text{общ}} = \frac{Q_1}{k_1 \Delta t_1} + \frac{Q_2}{k_2 (\Delta t_{\text{пол}} - \Delta t_1)}. \quad (4.22)$$

Возьмем первую производную от $F_{\text{общ}}$ по Δt_1 и приравняем ее нулю, что позволит получить минимальное значение суммарной площади поверхности нагрева:

$$\frac{dF_{\text{общ}}}{d(\Delta t_1)} = -\frac{Q_1}{k_1 (\Delta t_1)^2} + \frac{Q_2}{k_2 (\Delta t_{\text{пол}} - \Delta t_1)^2} = -\frac{Q_1}{k_1 (\Delta t_1)^2} + \frac{Q_2}{k_2 (\Delta t_2)^2} = 0.$$

Вторая производная равенства (4.22) имеет значение

$$\frac{d^2 F_{\text{общ}}}{d(\Delta t_1)^2} = 2 \left(\frac{Q_1}{k_1 (\Delta t_1)^3} + \frac{Q_2}{k_2 (\Delta t_2)^3} \right),$$

т. е. положительна при всяком значении Δt_1 . Поэтому равенство

$$\frac{Q_1}{k_1 (\Delta t_1)^2} = \frac{Q_2}{k_2 (\Delta t_2)^2}$$

соответствует минимуму общей площади поверхности теплообмена. Тогда можно записать соотношение

$$\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = \sqrt{\frac{Q_1}{Q_2} \frac{k_2}{k_1}}.$$

По правилам пропорции можно получить равенство

$$\frac{\Delta t_1}{\Delta t_1 + \Delta t_2} = \frac{\Delta t_1}{\Delta t_{\text{пол}}} = \frac{\sqrt{Q_1/k_1}}{\sqrt{Q_1/k_1} + \sqrt{Q_2/k_2}},$$

откуда

$$\Delta t_1 = \Delta t_{\text{пол}} \frac{\sqrt{Q_1/k_1}}{\sum_1^n \sqrt{Q_i/k_i}}; \quad \Delta t_n = \Delta t_{\text{пол}} \frac{\sqrt{Q_n/k_n}}{\sum_1^n \sqrt{Q_i/k_i}}.$$

Заменив значение

$$\Delta t_{\text{пол}} = \Delta t_1 \frac{\sum_1^n \sqrt{Q_i/k_i}}{\sqrt{Q_1/k_1}},$$

получим

$$\Delta t_n = \Delta t_1 \sqrt{\frac{Q_n k_1}{Q_1 k_n}}, \quad (4.23)$$

т. е. суммарная полезная разность температур распределяется по ступеням пропорционально квадратным корням из отношений тепловых нагрузок к коэффициентам теплопередачи.

При одинаковых тепловых нагрузках в ступенях $Q_1 = Q_2 = \dots = Q_n$

$$\Delta t_n = \Delta t_1 \sqrt{k_1/k_n}. \quad (4.24)$$

3. Наиболее желателен при проектировании выпарной установки вариант, когда суммарная площадь поверхности нагрева минимальна и поверхности каждой ступени одинаковы, т. е.

$$F_1 = F_2 = \dots = F_n$$

и

$$F_1 + F_2 + \dots + F_n = F_{\text{мин.}}$$

Сопоставив равенства (4.18) и (4.23), можно сделать вывод, что они возможны только в случае, если подкоренное выражение равно единице, т. е. когда

$$\Delta t_n = \Delta t_1. \quad (4.25)$$

Таким образом, удовлетворение одновременно равенству площадей поверхностей нагрева во всех аппаратах и минимуму их суммы может быть обеспечено только в случае равенства полезных разностей температур во всех ступенях выпарной установки. В практике нашел также место способ распределения суммарной полезной разности температур по заданным температурам вторичных паров [89].

4.6.3. Определение количества выпаренной воды и концентрации раствора. Количество выпаренной воды определяется из уравнения материального баланса выпаривания, которое без учета потерь раствора имеет вид

$$W = G_0 - G_n,$$

где W — количество выпаренной из раствора воды; G_0 и G_n — начальное и конечное количества раствора.

Если обозначить через $G_{\text{сух}}$ количество сухого вещества в растворе, кг/с, c_0 и c_n — начальную и конечную массовые концентрации раствора в процентах общей массы, то можно записать следующее равенство:

$$G_{\text{сух}} = \frac{c_0}{100} G_0 = \frac{c_n}{100} G_n,$$

тогда

$$G_n = \frac{c_0}{c_n} G_0,$$

а уравнение материального баланса принимает вид

$$W = G_0 - \frac{c_0}{c_n} G_0 = G_0 \left(1 - \frac{c_0}{c_n} \right). \quad (4.26)$$

Обозначив через w количество воды, выпаренной из 1 кг раствора начальной концентрации, последнее уравнение можно записать как

$$\frac{W}{G_0} = w = 1 - \frac{c_0}{c_n}.$$

Количество выпаренной в первой ступени воды (индексы 0 — начальное состояние; 1 — после первой ступени и т. д.)

$$W_1 = G_0 - \frac{c_0}{c_1} G_0,$$

откуда

$$c_1 = \frac{c_0 G_0}{G_0 - W_1} = \frac{c_0}{1 - w_1}.$$

Концентрация во второй ступени

$$c_2 = \frac{c_0 G_0}{G_0 - W_1 - W_2} = \frac{c_0}{1 - w_1 - w_2}.$$

Концентрация в любой ступени

$$c_0 = \frac{c_0 G_0}{G_0 - \sum_1^n W_i} = \frac{c_0'}{1 - \sum_1^n w_i}, \quad (4.27)$$

где $\sum_1^n W_i$ — полное количество воды, выпаренной во всех n ступенях, кг/с.

4.6.4. Расход пара на многоступенчатую выпарную установку. Производительность G_n МВУ определяется по формуле

$$G_n = \frac{c_0}{c_n - c_0} \sum_1^n W_i,$$

где $\sum_1^n W_i$ — суммарное количество выпаренной влаги из раствора; n — число ступеней выпаривания в установке.

Суммарная производительность МВУ по испаренной влаге равна

$$\sum_1^n W_i = W_1 + W_2 + \dots + W_n.$$

Количество воды, выпаренной из раствора в i -й ступени выпарной установки, можно определить из уравнения теплового баланса [43, 107] (схема тепловых потоков i -й ступени представлена на рис. 4.23):

$$D_i^1 h_i^1 + \left(G_0 - \sum_1^{i-1} W \right) c_{p(i-1)} t_{i-1} = D_i^1 h_i + W_i h_i^{II} + \left(G_0 - \sum_1^{i-1} W - W_i \right) c_{pi} t_i + Q_{\text{пот}} \quad (4.28)$$

Решая уравнение (4.28) относительно количества выпаренной воды в i -й ступени, получаем

$$D_i^1 (h_i^1 - h_{ki}) + \left(G_0 - \sum_1^{i-1} W \right) (c_{p(i-1)} t_{i-1} - c_{pi} t_i) - Q_{\text{пот}} = W_i (h_i^{II} - c_{pi} t_i).$$

Разделив все члены уравнения на $(h_i^{II} - c_{pi} t_i)$, получим

$$W_i = D_i^1 \left(\frac{h_i^1 - h_{ki}}{h_i^{II} - c_{pi} t_i} \right) + \left(G_0 - \sum_1^{i-1} W \right) \left(\frac{c_{p(i-1)} t_{i-1} - c_{pi} t_i}{h_i^{II} - c_{pi} t_i} \right) - \frac{Q_{\text{пот}}}{h_i^{II} - c_{pi} t_i}. \quad (4.29)$$

Введем обозначения:

$$\frac{h_i^1 - h_{ki}}{h_i^{II} - c_{pi} t_i} = \alpha_i \text{ — коэффициент испарения, характеризующий количество}$$

вторичного пара, образующегося за счет теплоты 1 кг первичного пара, по значению $\alpha_i \leq 1$;

$$\frac{c_{p(i-1)} t_{i-1} - c_{pi} t_i}{h_i^{II} - c_{pi} t_i} = \beta_i \text{ — коэффициент самоиспарения, характери-}$$

зующий количество пара, полученного за счет самоиспарения раствора, поступающего из предыдущей ступени. В зависимости от технологической схемы выпарной установки коэффициент β_i может иметь значения: для прямоточной схемы $\beta_i > 0$; для противоточной схемы $\beta_i < 0$.

С учетом введенных обозначений уравнение (4.29) примет вид

$$W_i = \left[D_i^I \alpha_i + \left(G_0 - \sum_1^{i-1} W \right) \beta_i \right] \eta_i. \quad (4.30)$$

где $\eta_i \approx 0,98$ — доля теплоты, использованной в выпарном аппарате.

Уравнение (4.30) позволяет определять количество выпаренной воды по ступеням.

Часто при проектировании МВУ используют упрощенный метод, полагая, что $\alpha_i = 1$, $\beta_i = 0$ и $\eta_i = 1$. Тогда уравнение (4.30) приобретает вид

$$W_i = D_i^I.$$

Для многоступенчатой выпарной установки с числом ступеней n полагают, что количество воды, выпаренной в каждом корпусе, будет одинаковым:

$$W_n = D_i^I / n. \quad (4.31)$$

В реальных условиях, когда вторичный пар предыдущей ступени используется для подогрева раствора в последующих ступенях и одновременно производится отбор экстрапаров E_1, E_2, \dots, E_{n-1} (рис. 4.6,а), система уравнений для МВУ с тремя ступенями ($n=3$) будет иметь вид

$$W_1 = D_1;$$

$$W_2 = D_1 - E_1;$$

$$W_3 = D_1 - E_1 - E_2.$$

Суммируя эти уравнения, получаем

$$W_1 + W_2 + W_3 = W = 3D_1 - 2E_1 - E_2,$$

или

$$W_1 = D_1 = \frac{W}{3} + \frac{2}{3} E_1 + \frac{1}{3} E_2.$$

Для любого числа ступеней общее уравнение будет иметь вид

$$W_1 = D_1 = \frac{W}{n} + \frac{n-1}{n} E_1 + \frac{n-2}{n} E_2 + \dots + \frac{E_{n-1}}{n}, \quad (4.32)$$

где E_1, E_2, \dots, E_{n-1} — отборы экстрапара из соответствующих ступеней.

Упрощенный метод расчета используют для предварительного выбора технологической схемы и параметров работы МВУ [107].

Общий метод теплового расчета МВУ позволяет более точно определить расход греющего пара, он предусматривает учет всех коэффициентов, входящих в уравнение (4.30). Принимая коэффициенты испа-

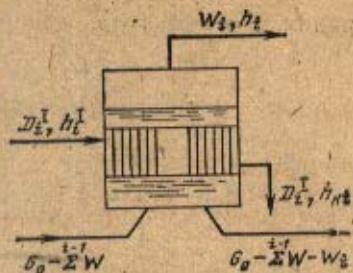


Рис. 4.23. Схема тепловых потоков i -й ступени многоступенчатой выпарной установки

Задано: подлежащий выпариванию раствор с его физическими характеристиками и производительность установки G_0 по исходному раствору; начальная и конечная концентрации c_0 и c_n ; давление греющего пара $p_{г.п}$; давление в конденсаторе p_k ; отбор экстрапара E осуществляется из первого корпуса. Считаем, что раствор на выпаривание подается предварительно подогретым до температуры кипения; выпадение кристаллов отсутствует.

Блок-схема расчета выпарной установки приведена на рис. 4.24. Ниже дано описание блоков.

Блок 1. Вводим исходные данные (G_0 , c_0 , c_n , $p_{г.п}$ и т. д.), теплофизические свойства раствора, греющего пара, охлаждающей воды (λ , c_p , γ , ν и т. д.), а также выбранные конструктивные параметры аппаратов (H , d_n , $d_{вн}$ и т. д.).

Блок 2. Определяем общее количество выпаренной во всей установке воды W . Приблизительно можно считать, что на 1 кг греющего пара образуется 1 кг вторичного пара, т. е.

$$W = D_0.$$

Количество выпаренной воды может быть рассчитано также по методу И. А. Тищенко. При этом предварительно необходимо задаться распределением температур по ступеням установки, количеством выпариваемой воды по ступеням установки (например, $W_1 : W_2 : W_3 = 1 : 0,8 : 0,6$), которые в процессе решения должны уточняться. Таким образом, в этом случае необходимо составить подпрограмму решения.

Блок 3. Определяем количество выпаренной воды по ступеням W_i с учетом отбора экстрапара:

$$W_1 = W_i + E; \quad W_2 = W_3 = W_i,$$

где $W_i = (W - E) / 3$. Если $E = 0$, то $W_1 = W_2 = W_3 = W / 3$.

Блок 4. Определяем концентрацию раствора по ступеням:

$$c_i = c_0 \left/ \left(1 - \frac{\sum_{i=1}^{i-1} W_i}{G_0} \right) \right., \quad (4.35)$$

где $i = 1, 2, 3$ — номера ступеней.

Блок 5. Распределяем перепады давлений по ступеням, предварительно принимая их одинаковыми в каждой ступени, т. е. $p_i = (p_{г.п} - p_k) / 3$, и по ним определяем температуры насыщения водяного пара в каждой ступени. Зависимость $t = f(p)$ может быть затабулирована и предварительно введена в память вычислительной машины или представлена в блоке 5 в виде функциональной зависимости.

Блок 6. Производим расчет температурной, гидростатической и гидравлической депрессий по ступеням, т. е. Δt_i^i , а также суммарных депрессий во всей выпарной установке $\Sigma \Delta$. При детальном расчете необходимо составлять частные подпрограммы для определения всех депрессий по методике, изложенной в [7, 89].

Блок 7. Определяем располагаемую $\Delta t_{общ}$ и полезную $\Delta t_{пол}$ разности температур в установке:

$$\Delta t_{общ} = t_{г.п} - t_k,$$

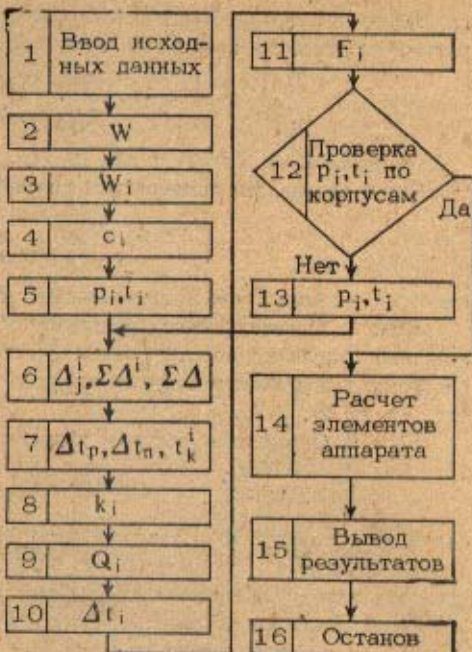


Рис. 4.24. Блок-схема расчета выпарной установки на ЭВМ

где $t_{r,n}$ — температура насыщения греющего пара в первой ступени, °С; t_k — температура конденсации вторичного пара последней ступени в конденсаторе, °С;

$$\Delta t_{\text{пол}} = \Delta t_{\text{общ}} - \sum_1^3 \Delta_i.$$

Затем определяем температуры кипения раствора в каждой ступени:

$$t_{k,p}^i = t_{\text{вр.п}}^i + \Delta_i, \quad (4.36)$$

где $t_{\text{вр.п}}^i$ — температура вторичных паров по ступеням, °С.

Блок 8. Определяем коэффициенты теплопередачи по ступеням k_i . При этом составляем отдельные подпрограммы. Расчет и функциональные зависимости этих подпрограмм аналогичны расчету коэффициентов теплопередачи в теплообменных аппаратах (см. гл. 2).

Блок 9. Определяем расходы теплоты в каждой ступени по формуле

$$Q_i = W_i r - G_{i-1} c_p(t_{i-1} - t_i), \quad (4.37)$$

где W_i , r — количество и теплота испарения воды в i -й ступени; G_{i-1} , c_p , t_{i-1} — количество, удельная теплоемкость и температура раствора, выходящего из выпарного аппарата и направляемого на дальнейшее выпаривание.

Расчет может производиться с учетом и без учета потерь теплоты в окружающую среду. При наличии расширительных сосудов в схеме следует учитывать теплоту самовскипания.

Блок 10. Производим распределение полезной разности температур по ступеням. Возможны три варианта:

1) при условии равенства поверхностей нагрева всех ступеней

$$\Delta t_i = \Delta t_1 \frac{k_1 Q_i}{k_i Q_1},$$

где i — порядковый номер ступени;

2) при условии минимальной общей площади поверхности нагрева

$$\Delta t_i = \Delta t_1 \sqrt{\frac{k_1 Q_i}{k_i Q_1}};$$

3) при условии выпаривания с минимальной общей площади поверхности нагрева при одинаковых площадях поверхности нагрева отдельных ступеней

$$\Delta t_i = \Delta t_1.$$

Блок 11. Рассчитываем площади поверхностей нагрева ступеней F_i :

$$F_i = Q_i / (k_i \Delta t_i).$$

Блок 12. Производим сравнение принятых давлений и соответственно температур по ступеням с полученными по расчету. Если расхождение составляет более 10%, принимаем новые значения давлений p_i' и температур t_i' (блок 13) и повторяем расчет.

Блок 14. По полученным результатам производим расчет элементов аппарата (греющей камеры, надраспорного пространства, патрубков и т. д.). В большинстве случаев каждый блок для расчета элементов является самостоятельной подпрограммой, поэтому в случае неправильного выбора исходных данных перерасчет может быть повторен с блока 5.

Блок 15. Осуществляем вывод на печать результатов расчета. В случае необходимости получения промежуточных результатов расчета блок печати может дополнительно находиться в любом месте блок-схемы.

4.6.6. Оптимизация выпарной установки и технико-экономические показатели ее работы. Проектирование МВУ производится с учетом условий оптимизации. Эффективность работы выпарной установки определяется прежде всего использованием вторичного пара и других вторичных энергоресурсов на выпаривание влаги из раствора в ступенях.

Производительность МВУ по исходному раствору определяется по формуле

$$G_0 = \frac{c_n}{c_n - c_0} \sum_{i=1}^n W_i. \quad (4.38)$$

Суммарная производительность выпарной станции по испаренной влаге равна

$$\sum_1^n W_i = W_1 + W_2 + W_3.$$

На рис. 4.6,и представлена технологическая схема МВУ с отбором экстрапаров после каждой ступени. Для упрощения расчета наиболее эффективного варианта принимаем, что расход греющего пара в каждой ступени соответствует количеству выпаренной воды. В расчете не учитываются также самоиспарение раствора при поступлении его из одной ступени в другую и теплотери в окружающую среду. Максимальная эффективность работы выпарной установки достигается при минимальном поступлении вторичного пара из последней ступени в конденсатор.

Обозначим количество воды, выпаренной в последней ступени, через x и количества отбираемых экстрапаров по ступеням — через $E_1, E_2, E_3, \dots, E_{n-1}$. Тогда можно составить следующие уравнения (например, при $n=5$):

$$W_5 = x;$$

$$W_4 = x + E_4;$$

$$W_3 = x + E_4 + E_3;$$

$$W_2 = x + E_4 + E_3 + E_2;$$

$$W_1 = x + E_4 + E_3 + E_2 + E_1;$$

$$W = \sum_1^{n-5} = W_i = 5x + 4E_4 + 3E_3 + 2E_2 + E_1.$$

Определим значение x из последнего, суммарного уравнения:

$$W_5 = x = \frac{W}{5} - \left(\frac{4}{5} E_4 + \frac{3}{5} E_3 + \frac{2}{5} E_2 + \frac{1}{5} E_1 \right).$$

Подставим значение x в выражение для W_1 и после объединения однозначных членов получим

$$W_1 = \frac{W}{5} + \frac{1}{5} E_4 + \frac{2}{5} E_3 + \frac{3}{5} E_2 + \frac{4}{5} E_1. \quad (4.39)$$

На основании допущения о том, что $D_1 = W_1$ и $D_i = W_i$, для выпарной станции, состоящей из n ступеней, можно записать:

для n -й ступени

$$W_n = x - \frac{W}{n} - \frac{n-1}{n} E_{n-1} - \frac{n-2}{n} E_{n-2} - \dots - \frac{E_1}{n}, \quad (4.40)$$

для первой ступени

$$D_1 = W_1 = \frac{W}{n} + 1 \frac{E_{n-1}}{n} + 2 \frac{E_{n-2}}{n} + 3 \frac{E_{n-3}}{n} + \dots + (n-1) \frac{E_1}{n}. \quad (4.41)$$

Расход воды на конденсацию пара

$$B_0 = [W - E_1 - 2E_2 - \dots - (n-1) E_{n-1} - nW_n] \frac{g_0}{n}, \quad (4.42)$$

где g_0 — удельный расход воды на конденсацию пара.

В противоточных выпарных установках расход электроэнергии на циркуляцию раствора определяют по формуле

$$N = \sum_1^n A_{ц} n_{т} N_{ц}, \quad (4.43)$$

где $A_{ц}$ — расход циркулирующей жидкости в одной трубе; $N_{ц}$ — расход электроэнергии на циркуляцию 1 кг жидкости; $n_{т}$ — число циркуляционных труб в аппарате.

Эти величины определяются из выражений

$$A_{ц} = \frac{\pi D^2}{4} \omega_{ц} \rho_{ж}; \quad (4.44)$$

$$N_{ц} = \varepsilon H_p / \eta; \quad (4.45)$$

$$n_{т} = F_i / (\pi D H_i). \quad (4.46)$$

Здесь $\omega_{ц}$ — скорость циркуляции; $H_p = \Delta p / \rho_{ж}$ — напор, создаваемый насосом; η — КПД двигателя; D — диаметр труб; H_i — высота труб; F_i — площадь поверхности теплообмена; ε — коэффициент запаса мощности.

Капитальные затраты на МВУ определяются по выражению

$$K = \sum_1^n (C_{A_i} + C_{B_i}), \quad (4.47)$$

где C_{A_i} — стоимость i -й ступени; C_{B_i} — стоимость вспомогательного оборудования i -й ступени, включая стоимость арматуры, приборов и т. д.; n — число ступеней.

Суммарные затраты на единицу массы выпаренного раствора можно представить в виде

$$Z = \mathcal{E} + aK,$$

где K — капитальные затраты; a — нормативный коэффициент окупаемости; \mathcal{E} — эксплуатационные затраты, связанные с работой МВУ;

$$\mathcal{E} = N + L.$$

Здесь N — энергозатраты, которые рассчитывают как сумму расходов на греющий пар, электроэнергию и охлаждающую воду, руб/ч.

Энергозатраты в общем виде составляют

$$N = a_1 D_0 + a_2 E_0 + a_3 B_0, \quad (4.48)$$

где D_0 — расход греющего пара, кг/ч; E_0 — расход электроэнергии, кВт·ч; B_0 — расход охлаждающей воды, кг/ч; a_1, a_2, a_3 — соответственно стоимости пара, руб/кг, электроэнергии, руб/(кВт·ч), воды, руб/т; L — трудозатраты на единицу времени работы МВУ, руб/ч.

Трудозатраты, отнесенные к единице времени работы МВУ, определяются суммой

$$L = L_1 + L_2 + L_3,$$

где L_1 — прямые трудозатраты; L_2 — цеховые затраты; L_3 — общезаводские затраты.

Удельная себестоимость 1 кг выпаренной влаги в общем виде составит

$$C = \mathcal{E} / \sum_1^n W_i. \quad (4.49)$$

Эта величина является основным определяющим критерием оптимальности, однако могут быть и другие критерии оптимальности, рассчитанные на единицу количества выпускаемой продукции (руб/т) или на единицу капитальных затрат (руб/руб).

4.6.7. Расчет выпарных аппаратов. Методика расчета поверхности нагрева выпарных аппаратов ничем не отличается от аналогичных расчетов рекуперативных теплообменников (гл. 2). Площадь поверхности нагрева выпарного аппарата определяют по формуле

$$F = \frac{Q}{k\Delta t},$$

где Q — тепловая мощность аппарата, определяемая расходом греющего пара; k — общий коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{кон}} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{кин}}};$$

Δt — полезная разность температур в рассчитываемом аппарате.

Коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к поверхности нагревательных труб $\alpha_{кон}$ определяют по формулам, приводимым в курсах теплопередачи, например по формуле Нуссельта [35]:

$$\alpha_{кон} = 1,34 \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho^2 r}{\mu H \Delta t}}, \quad (4.50)$$

где кроме общих обозначений для констант раствора H — высота вертикальных труб в аппарате, м; $\Delta t = t_n - t_c$ — разность температур конденсирующегося пара и стенки. Более совершенными для расчета теплообмена при конденсации пара являются формулы С. С. Кутателадзе и Д. А. Лабунцова [35].

Коэффициент теплоотдачи при кипении раствора $\alpha_{кин}$ в греющих трубах с вертикальным расположением при естественной циркуляции можно определить по формуле [72]

$$Nu = 54 K^{0,6} Pr^{0,3}, \quad (4.51)$$

или

$$\alpha_{кин} = 780 \frac{\lambda^{1,2} \rho_{ж}^{0,5} \rho_0^{0,05} q^{0,6}}{0,5 \rho_0^{0,66} c^{0,3} \mu^{0,2}}, \quad (4.52)$$

где

$$Nu = \frac{\alpha_{кин}}{\lambda} \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_{ж} g}};$$

$$K = \frac{q}{\rho_{ж} r \omega_n} = \frac{q}{\rho_{ж}^{0,78} \left(\frac{\rho_0}{\rho_{ж}}\right)^{1,1}};$$

$$Pr = \mu c / \lambda.$$

Здесь λ — теплопроводность раствора, Вт/(м·К); $\rho_{ж}$, ρ_n — плотности жидкости и пара, кг/м³; ρ_0 — плотность пара при $p = 0,098$ МПа, кг/м³; σ — поверхностное натяжение, Н/м; r — скрытая теплота парообразования, Дж/кг; c — удельная теплоемкость раствора, Дж/(кг·К); μ — динамическая вязкость раствора, Н·с/м²; q — плотность теплового потока, Вт/м²; ω_n — произведение среднего диаметра пузырьков, возникающих при кипении, на число пузырьков, образующихся в единицу времени, м/с.

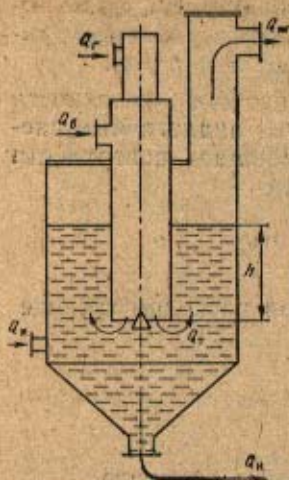


Рис. 4.25. Схема тепловых и материальных потоков в выпарном аппарате с погружной горелкой

Пределы применимости формул (4.51) и (4.52) ограничиваются диапазонами изменения параметров: $p = (0,01-7,2)$ МПа; $P_r = 0,8-100$; $q = (9-150) \cdot 10^3$ Вт/м².

После конструктивного расчета греющей камеры (определения длины и диаметров труб, площадей проходных сечений трубного и межтрубного пространств, диаметров греющей камеры и обечаек аппарата, перегородок и т. д.) производят расчет циркуляции раствора. Для устранения инкрустации поверхности нагрева скорость раствора на входе в греющие трубы должна быть не менее 2,5 м/с. При многократной циркуляции раствора существует понятие «кратности циркуляции» Z , т. е. отношения количества циркулирующего в трубах выпарного аппарата раствора $G_{ц}$ к количеству выпаренной в нем влаги W :

$$Z = G_{ц}/W.$$

В выпарных аппаратах кратность циркуляции $Z = 20-40$. Методика расчета циркуляции излагается в специальной литературе [5, 43].

Паровое или надрастворное пространство в выпарном аппарате определяют по методике, изложенной на с. 124.

4.6.8. Расчет выпарных аппаратов с погружными горелками. Расчет выпарных аппаратов с погружными горелками производят следующим образом.

При известных начальной (c_0) и конечной (c_1) концентрациях раствора, а также исходном количестве его G_0 определяют количество водяного пара, образующегося при испарении, по формуле

$$W = G_0(1 - c_0/c_1).$$

Количество продукта, выгружаемого из аппарата, определяется как

$$G_1 = G_0 - W.$$

Количество теплоты, необходимой для нагрева и испарения раствора,

$$Q_r = W(h - c_p t_{пр}) + G_1 c_p (t_p - t_0),$$

где h — энтальпия водяного пара в газовой смеси при температуре t_p :

$$h = (r_0 + c_{п} t_p) \cdot 0,001 d;$$

c_r , $c_{п}$ — удельные теплоемкости сухого газа и пара при $t_{пр} = t_p + 2$, °С; d — влагосодержание парогазовой смеси, г/кг сухого газа; t_p , $t_{пр}$ — температура раствора и парогазовой смеси, °С; t_0 — температура окружающей среды, °С.

Количество газообразного топлива, необходимого для работы погружной горелки,

$$B = Q_r / Q_{н}^p, \quad (4.53)$$

где $Q_{н}^p$ — низшая теплота сгорания газообразного топлива.

Затем составляют тепловой баланс и выполняют конструктивный расчет аппарата (рис. 4.25).

1. Тепловые потоки в выпарном аппарате можно выразить уравнением теплового баланса

$$Q_r + Q_n + Q_v + Q_{п} = Q_{ст} + Q_{к} + Q_0.$$

В этом уравнении обозначено: Q_r — теплота, получаемая при сгорании топлива в погружной горелке; Q_n — физическая теплота, поступающая с воздухом; Q_v — физи-

ческая теплота топлива; Q_n — теплота, поступающая с исходным раствором; Q_{nr} — теплота, уходящая с парогазовой смесью; Q_k — теплота, уходящая с раствором; Q_o — потери теплоты в окружающую среду.

2. Теплота сгорания топлива в погружной горелке Q_r расходуется в основном на нагревание и испарение раствора, поэтому без учета потерь теплоты аппаратом в окружающую среду

$$Q_r = V_r c_r (t_r - t_{nr}) = W (h - c_p t_{nr}) + G_1 c_p (t_p - t_o). \quad (4.54)$$

3. Расход топлива в погружной горелке, работающей на природном газе, определяется по формуле (4.53).

4. Расход воздуха для полного сгорания топлива при коэффициенте избытка $\alpha = 1,1$ – $1,3$ составит

$$V_a = \alpha V_a^0.$$

Теоретический расход воздуха V_a^0 , $\text{м}^3/\text{м}^3$, необходимого для полного сгорания 1 м^3 газообразного топлива, можно определить по формуле

$$V_a^0 = [0,5(\text{CO} + \text{H}_2) + 2\text{CH}_4 + 3\text{C}_2\text{H}_4 + 3,5\text{C}_2\text{H}_6 + 5\text{C}_3\text{H}_8 + 6,5\text{C}_4\text{H}_{10} + 1,5\text{H}_2\text{S} - \text{O}_2] 100/21. \quad (4.55)$$

5. Количество продуктов сгорания, $\text{м}^3/\text{м}^3$:
диоксида углерода

$$V_{\text{CO}_2} = 0,01 (\text{CH}_4 + 2\text{C}_2\text{H}_6 + 3\text{C}_3\text{H}_8 + 4\text{C}_4\text{H}_{10} + 5\text{C}_5\text{H}_{12} + \text{CO}_2);$$

минимальный объем азота

$$V_{\text{N}_2}^{\text{мин}} = 0,79V_a + 0,01N_2^{\text{мин}};$$

минимальный объем сухих продуктов сгорания

$$V_{\text{сух}}^{\text{мин}} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2}^{\text{мин}};$$

полный объем сухих продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха α

$$V_{\text{сух}}^0 = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2}^{\text{мин}} + (\alpha - 1) V_a^0;$$

объем водяных паров

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,01 (2\text{CH}_4 + 3\text{C}_2\text{H}_6 + 4\text{C}_3\text{H}_8 + 5\text{C}_4\text{H}_{10} + 6\text{C}_5\text{H}_{12}) + 1,6\alpha V_a^0;$$

суммарный объем продуктов сгорания

$$V_{\text{д.г}}^0 = V_{\text{сух}}^0 + V_{\text{H}_2\text{O}}^0. \quad (4.56)$$

6. Теоретическую температуру горения газа, $^{\circ}\text{C}$, при полном сгорании топлива без потерь теплоты определяют по формуле

$$t_r = \frac{Q_{a^0} + H_r + H_a}{\Sigma V c_p}, \quad (4.57)$$

где Q_{a^0} — низшая рабочая теплота сгорания газа, $\text{МДж}/\text{м}^3$; H_r — физическая теплота, внесенная с горючим газом, $\text{МДж}/\text{м}^3$; H_a — физическая теплота, внесенная с воздухом, $\text{МДж}/\text{м}^3$; $\Sigma V c_p$ — сумма произведений объемов и удельных изобарных теплоемкостей составных частей продуктов полного сгорания 1 м^3 горючего газа.

7. Энтальпию продуктов полного сгорания газообразного топлива (дымовых газов) рассчитывают по уравнению

$$H = V_{\text{д.г}} c_{\text{д.г}} t_{\text{д.г}} = V_{\text{CO}_2} c_{\text{CO}_2} t_{\text{д.г}} + V_{\text{H}_2\text{O}} c_{\text{H}_2\text{O}} t_{\text{д.г}} + V_{\text{N}_2} c_{\text{N}_2} t_{\text{д.г}} + V_{\text{O}_2} c_{\text{O}_2} t_{\text{д.г}}. \quad (4.58)$$

Теплофизические свойства и параметры дымовых газов, получаемых при сжигании природного газа, можно найти в [98].

8. Объемный расход дымовых газов на выходе из сопла погружной горелки, м³/ч,

$$V_{д.г.} = BV_{д.г.}^0 \quad (4.59)$$

9. Скорость истечения дымовых газов из погружной горелки

$$w = \frac{V_{д.г.}}{3600 \cdot 0,785d_c^2} \quad (4.60)$$

где d_c — диаметр сопла погружной горелки, м.

10. Режим истечения дымовых газов характеризуется числом Рейнольдса

$$Re_{ист} = (wd_c) / \nu'_{г.}$$

где $\nu'_{г.}$ — кинематическая вязкость газа при температуре раствора t_p , которая может быть принята равной температуре мокрого термометра.

11. Оптимальная глубина погружения горелки в жидкость определяется из соотношения [108]

$$h_{опт} = 85D \frac{(D/d_c)^2}{Re_{ист}} \quad (4.61)$$

где D — диаметр поперечного сечения аппарата.

12. Режим барботажа газового потока через жидкость в аппарате оценивают по $Re_r = w_a D / \nu'_{г.}$, где w_a — скорость газового потока, м/с, приведенная к свободному поперечному сечению аппарата:

$$w_a = \frac{V_{д.г.}}{3600 \cdot 0,785 \cdot D^2} \quad (4.62)$$

13. По температурам дымовых газов t_r и раствора t_p определяют влагосодержание дымовых газов, уходящих из барботажного слоя жидкости:

$$d_{д.а.} = u_d \left(\frac{273 + t_r}{273 + t_p} \right)^n,$$

где u_d — коэффициент: для воды $u_d = 108$, для растворов минеральных солей $u_d = 102$, для растворов серной кислоты $u_d = 98$; n — показатель степени, принимаемый равным 1,4.

14. Критерий теплового напряжения для выпарного аппарата $П_q$ определяют по формуле [98]

$$П_q = \frac{qD^2}{\lambda_r \Delta t_{ср}} = 0,01 Re_r^{1,25} (h/D)^{1,25} \quad (4.63)$$

15. Удельное объемное тепловое напряжение

$$q = П_q \Delta t_{ср} \lambda_r / D^2 \quad (4.64)$$

16. Температурный напор при барботаже определяют по уравнению

$$\Delta t_{ср} = \frac{(t_r - t_{нр}) - (t_{гр} - t_{пр})}{\ln \frac{t_r - t_{нр}}{t_{гр} - t_{пр}}} \quad (4.65)$$

17. При найденном тепловом напряжении объем раствора в аппарате определяют по тепловой нагрузке погружной горелки:

$$V_{ж.} = Q_r / q \quad (4.66)$$

18. Полный объем аппарата при коэффициенте загрузки $\eta = 0,6$

$$V_a = V_{ж.} / \eta \quad (4.67)$$

19. Конструктивные размеры выпарного аппарата и погружной горелки после расчета выбирают по ГОСТ и ведомственным нормам.

4.7. Кристаллизационные установки

4.7.1. Процессы кристаллизации солей в растворах. Кристаллизация — процесс выделения твердой фазы в кристаллическом виде из растворов или расплавов.

Процесс кристаллизации используют в различных производствах с целью выделения растворенных веществ из раствора, разделения смесей на фракции при переработке растворов неорганических веществ, очистки веществ от примесей.

Процесс кристаллизации происходит в две стадии: образование зародышей кристаллов в пересыщенном растворе, рост кристаллов или наращивание граней образовавшихся зародышей [23].

Если раствор однородный и свободен от примесей, то зародыши возникают при взаимодействии молекул твердого тела, имеющих пониженную кинетическую энергию. Группирование зародышей приводит к образованию центров кристаллизации. В значительной мере на процесс кристаллизации оказывает влияние перемешивание раствора и его температура [10].

В обычных условиях ненасыщенные растворы находятся в состоянии равновесия. В процессе выпаривания такого раствора концентрация его возрастает и может быть доведена до полного насыщения.

Если такой насыщенный раствор подвергнуть дальнейшему выпариванию, то в результате нарушения равновесия в нем возникнут центры кристаллизации, а затем по мере охлаждения раствора эти зародыши начнут расти, образуя полногранные кристаллы. Форма кристаллов оказывает существенное влияние на способ отделения их из раствора. Крупные прямоугольные и ромбические кристаллы легко отделяются при фильтрации раствора, а мелкие взвеси — в центрифугах.

В зависимости от природы веществ из пересыщенных растворов можно получать безводные кристаллы или кристаллогидраты с различным числом молекул воды. Так, при температуре 50 °С сульфат меди кристаллизуется в виде кристаллогидрата $\text{CuSO}_4 \cdot 5\text{H}_2\text{O}$, а при более высокой температуре получают кристаллогидрат с меньшим содержанием молекул воды — $\text{CuSO}_4 \cdot 3\text{H}_2\text{O}$.

В любых пересыщенных растворах кристаллы будут выделяться до тех пор, пока раствор не станет равновесным, т. е. насыщенным при выбранной температуре охлаждения. После выделения твердой фазы из раствора получают маточник (насыщенный раствор), который возвращают в выпарной аппарат для выпаривания воды и получения пересыщенного раствора.

Присутствие в растворе примесей может повышать скорость образования центров кристаллизации, однако некоторые из них способствуют уменьшению этой скорости и даже приостанавливают рост кристаллов. Иногда для ускорения образования центров кристаллизации применяют «затравку» в виде мелкого порошка растворенного вещества, который вводят в раствор перед кристаллизацией. Так, например, широко применяют «затравки» при кристаллизации сахарозы.

Регулируя температуру, при которой осуществляется процесс кристаллизации, можно в некоторых случаях изменять крупность полученных кристаллов.

В производственных условиях применяют два метода кристаллизации: выпаривание раствора (кристаллизацию с удалением паров растворителя) и охлаждение раствора. Первый метод применяют для веществ, у которых растворимость мало зависит от температуры либо повышается с понижением температуры, второй — для веществ, у которых растворимость падает с понижением температуры.

4.7.2. Кристаллизаторы. В соответствии с методом кристаллизации аппараты можно разделить на кристаллизаторы типа выпарных аппаратов и кристаллизаторы-охладители, работающие под вакуумом или при охлаждении раствора с помощью хладоносителей, поступающих в змеевики.

В зависимости от требуемой производительности применяют кристаллизаторы периодического или непрерывного действия.

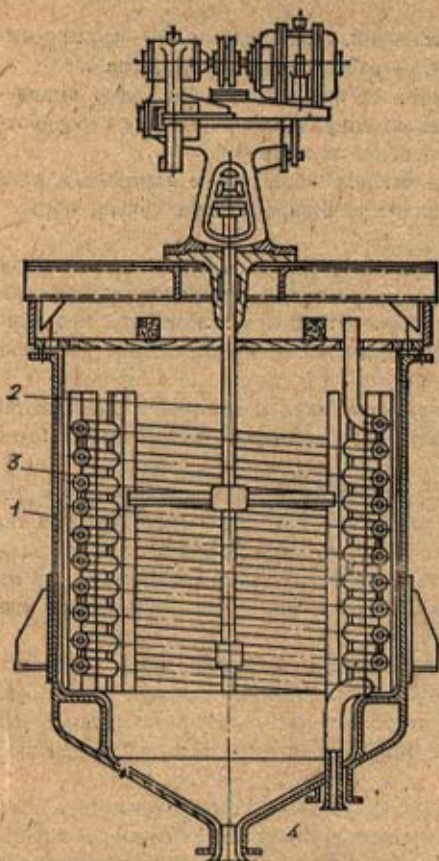


Рис. 4.26. Кристаллизатор емкостного типа со змеевиком и лопастной мешалкой:

1 — корпус; 2 — вал мешалки; 3 — змеевик

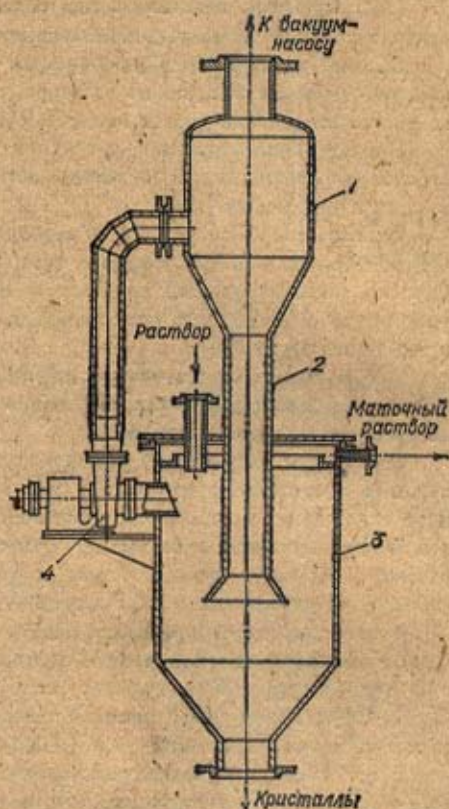


Рис. 4.27. Вакуум-кристаллизатор непрерывного действия

В малотоннажных производствах применяют кристаллизаторы, оборудованные перемешивающими устройствами, теплообменными рубашками или змеевиками. На рис. 4.26 показано устройство кристаллизатора емкостного типа со змеевиком, расположенным внутри аппарата, и лопастной мешалкой.

В некоторых производствах для получения крупных кристаллов и облегчения их удаления из аппарата используют вакуум-кристаллизатор непрерывного действия, представленный на рис. 4.27. Этот кристаллизатор состоит из испарителя 1, барометрической трубы 2, сборника 3 и центробежного насоса 4. Удаление части растворителя путем выпаривания раствора производится под вакуумом, который создается с помощью парожеткорных или водокольцевых вакуум-насосов. Циркуляция раствора обеспечивается центробежным насосом. В аппарате происходит кристаллизация под вакуумом и выделение солей, которые по барометрической трубе поступают в нижний сосуд для осаждения и последующего удаления через нижний штуцер.

Маточный раствор из аппарата удаляется через верхней боковой штуцер сосуда и направляется на дальнейшую упарку в испаритель. Некоторая его часть отбирается для выпаривания и получения пересыщенного раствора в выпарных аппаратах.

Тепловой и конструктивный расчеты кристаллизаторов сводятся к определению площади поверхности теплообмена холодильников, при которой обеспечивается требуемый режим кристаллизации. Метод расчета аналогичен расчету выпарного аппарата с принудительной циркуляцией раствора. Производительность кристаллизатора определяется материальным расчетом на основе экспериментальных данных по растворимости и тепловых балансов циркулирующих потоков.

Обозначим содержание кристаллизующегося вещества в массовых долях: a_0 — в исходном растворе G_0 ; a_1 — в маточном G_1 ; $a_{кр}$ — в кристаллах.

Если в процессе кристаллизации образуются кристаллогидраты, то в структуру кристалла вовлекаются молекулы растворителя и тогда

$$a_{кр} = M_{безв} / M_{кр}, \quad (4.68)$$

где $M_{безв}$ — молекулярная масса кристаллизующегося вещества; $M_{кр}$ — молекулярная масса кристаллогидрата.

Для безводно кристаллизующегося вещества уравнение материального баланса имеет вид

$$G_0 a_0 = G_1 a_1 + G_{кр} a_{кр}. \quad (4.69)$$

Для кристаллизатора периодического действия уравнение материального баланса по всему количеству вещества

$$G_0 = G_1 + G_{кр} + W, \quad (4.70)$$

Количество полученных кристаллов находится совместным решением уравнений (4.69) и (4.70):

$$G_{кр} = \frac{G_1(a_1 - a_0) - W a_0}{a_0 - a_{кр}} = \frac{G_0(a_1 - a_0) + W a_1}{a_1 - a_{кр}}. \quad (4.71)$$

Количество удаленного из раствора пара

$$W = G_0(1 - a_0/a_{кр}). \quad (4.72)$$

На основе материального баланса кристаллизатора составляют уравнение теплового баланса

$$G_0 c_{р0} t_0 + G_{кр} q_{кр} = G_1 c_{р1} t_1 + G_{кр} c_{ркр} t_{кр} + W h + Q, \quad (4.73)$$

где $c_{р0}$, $c_{р1}$, $c_{ркр}$ — удельные теплоемкости исходного раствора, маточного раствора, кристаллов; $q_{кр}$ — удельная теплота кристаллизации; h — энтальпия паров растворителя; t_0 , t_1 , $t_{кр}$ — температуры исходного раствора, маточного раствора и кристаллов; Q — теплотери в окружающую среду.

При кристаллизации в вакууме $Q = 0$. Тогда

$$G_0 c_{р0} (t_0 - t_1) + G_{кр} q_{кр} - W r = 0, \quad (4.74)$$

где r — теплота испарения растворителя при вакууме.

Объем кристаллизатора V , м³, определяется по формуле

$$V = G_0 \tau / (0,8 \rho_0),$$

где τ — время кристаллизации; 0,8 — коэффициент заполнения кристаллизатора раствором; ρ_0 — плотность исходного раствора; G_0 — количество исходного раствора (расход).

Кристаллизация расплавов применяется для получения продукта в виде чешуек, пластинок или гранул в производствах удобрений, красителей, пластмасс, реактивов.

Контрольные вопросы

1. Что называют растворами? Как выражается их концентрация?
2. Что называют температурной депрессией? Как она изменяется в зависимости от концентрации и давления?
3. Перечислите основные теплофизические свойства водных растворов и их влияние на процесс выпаривания.
4. Назовите и объясните технические способы выпаривания растворов.
5. Изобразите схемы выпарных установок с аппаратами поверхностного типа.
6. Объясните схемы контактного выпаривания растворов.
7. Для каких целей применяют выпарные установки с тепловыми насосами?
8. Какое значение имеет многоступенчатый принцип выпаривания?
9. Объясните назначение конденсаторов пара и подогревателей раствора в схемах выпарных установок.
10. Назовите источники вторичной теплоты в выпарных установках и пути ее использования.
11. Какие типы аппаратов целесообразно применять для выпаривания кристаллизующихся, пенящихся, вязких, коррозионно-активных, маломинерализованных растворов?
12. Типы каплеуловителей для сепарации и каплеулавливания при выпаривании растворов. Значение надрастворного пространства в выпарном аппарате.
13. Дайте характеристику конденсаторам, применяемым в выпарных установках.
14. Как определить располагаемую и полезную разности температур для теплового расчета выпарной установки?
15. Перечислите способы распределения полезной разности температур между ступенями выпарки.
16. Напишите материальный баланс процесса выпарки и определите концентрации раствора по ступеням выпарной установки.
17. Назовите исходные данные для расчета расхода первичного пара и площади поверхности нагрева аппарата в выпарной установке.
18. Перечислите основные этапы расчета выпарной установки на ЭВМ.
19. Изложите последовательность расчета выпарного аппарата с погружными горелками.
20. Объясните принцип работы кристаллизатора.

Глава пятая

СМЕСИТЕЛЬНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

5.1. Области применения смесительных теплообменников

В химической, металлургической, пищевой промышленности, при производстве строительных материалов, минеральных удобрений широкое распространение получили аппараты с непосредственным смешиванием газообразного и жидкого теплоносителей — скрубберы, кондиционеры и т. п. Этому способствуют широкая область применения (для нагревания, охлаждения, увлажнения, осушки газов, пылеулавливания, абсорбции, ректификации и т. д.); простота конструкции; высокие коэффициенты теплообмена, развитые поверхности контакта фаз и как следствие — небольшие габариты; большие объемные расходы обрабатываемого газа; широкий диапазон регулирования параметров.

Отсутствие в газожидкостных теплообменниках разделительной стенки обеспечивает смешение теплоносителей. Непосредственный контакт газа и жидкости обуславливает протекание не только теплообменных, но и массообменных (испарение, конденсация и т. д.) процессов.

Наиболее распространенной в промышленности парой газ — жидкость является воздух — вода. Поэтому для проектирования смесительных теплообменников необходимо знание особенностей тепло- и массообмена влажного воздуха с водой или влажной твердой поверхностью.

Теплотехнические расчеты процессов, протекающих с участием влажного воздуха, проводят, как правило, с использованием H, d -диаграммы, поскольку последняя способствует упрощению, быстроте определения параметров влажного воздуха, а также наглядности представления протекающих процессов.

5.2. Понятие о влажном газе и принципы построения H, d -диаграммы

Газовую смесь, одним из компонентов которой является водяной пар, называют влажным газом. Наличие во влажном газе составляющей, способной при понижении температуры частично переходить в жидкую или твердую фазу и выпадать из смеси, вызывает различное поведение сухого и влажного газов в тепловых процессах.

Для количественных характеристик параметров влажного газа водяной пар считают идеальным газом, смесь газов и пара — подчиняющейся уравнениям идеального газа, состояние пара в смеси — зависящим только от температуры.

Наиболее распространенным используемым в промышленности влажным газом является влажный воздух, т. е. смесь сухого воздуха и водяного пара. Поэтому все количественные зависимости, излагаемые ниже, относятся к влажному воздуху.

Будем рассматривать объем влажного воздуха $V, \text{ м}^3$ (рис. 5.1), в котором содержится L кг сухого воздуха и D кг водяного пара при барометрическом давлении p и температуре T . Для количественной оценки соотношения во влажном газе газа и пара введем понятия абсолютной влажности $\rho_n, \text{ кг/м}^3$, влагосодержания d или $x, \text{ г влаги/кг сухого воздуха}$ и относительной влажности φ .

Абсолютной влажностью воздуха ρ_n называют массу водяного пара, кг, содержащегося в 1 м^3 газа, т. е. абсолютная влажность воздуха численно равна плотности пара при данном парциальном давлении p_n и температуре смеси T . Тогда

$$\rho_n = D/V \quad (5.1)$$

или, полагая справедливым уравнение Клапейрона,

$$\rho_n = p_n / (R_n T), \quad (5.2)$$

где R_n — газовая постоянная водяного пара, $R_n = 461,6 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$.

Масса пара, содержащегося в воздухе, может изменяться от нуля ($p_n = 0$) до некоторого максимума, при котором пар будет находиться в насыщенном состоянии ($p_n = p_s$), определяемого при постоянном давлении p_0 температурой смеси T , поскольку $p_n = f(T)$.

Согласно (5.2) будем иметь

$$\rho_{n, \text{ макс}} = p_s / (R_n T). \quad (5.3)$$

Влагосодержанием называют отношение массы пара к массе сухого воздуха, содержащегося в том же объеме влажного газа. Из-за малых масс пара во влажном воздухе влагосодержание d выражают в граммах на 1 кг сухого воздуха:

$$d = 1000D/L. \quad (5.4)$$

При использовании единицы измерения $1 \text{ кг влаги/кг сухого воздуха}$ влагосодержание обозначают через x . Очевидно, что $d = 1000x$.



Рис. 5.1. Объем влажного газа

Относительной влажностью φ называют степень насыщения газа паром и выражают ее отношением абсолютной влажности ρ_n к максимально возможной при тех же давлении и температуре, т. е.

$$\varphi = \rho_n / \rho_{n, \text{макс}}. \quad (5.5)$$

Если влажный воздух рассматривать как смесь идеальных газов, то

$$\varphi = \frac{p_n R_n T}{R_n T p_s} = \frac{p_n}{p_s}. \quad (5.6)$$

Во многих случаях расхождение в определении φ по (5.5) и (5.6) не превышает 2%.

Принимая, что влажный воздух подчиняется закону Дальтона, согласно которому барометрическое давление p_6 равно сумме парциальных давлений пара p_n и сухого воздуха p_s , получаем

$$d = \frac{D}{L} 1000 = \frac{p_n V R_n T}{R_n T p_n V} 1000 = \frac{M_n p_n}{M_n p_n} 1000 = 622 \frac{p_n}{p_n} = 622 \frac{p_n}{p_6 - p_n}, \quad (5.7)$$

где M_n , M_n — молекулярные массы водяного пара и воздуха ($M_n=18$, $M_n=29$); R_n , R_n — газовые постоянные водяного пара и воздуха, $R_n=287$ Дж/(кг·К).

С учетом (5.6) можно записать

$$d = 622 \frac{\varphi p_s}{p_6 - \varphi p_s}; \quad (5.8)$$

$$x = 0,622 \frac{\varphi p_s}{p_6 - \varphi p_s}. \quad (5.9)$$

К числу параметров, характеризующих влажный воздух как теплоноситель, относятся энтальпия. Поскольку в процессах теплообмена с участием влажного воздуха масса сухой его части остается неизменной, при теплотехнических расчетах удобно пользоваться значением энтальпии влажного воздуха H , отнесенным к массе сухого воздуха.

Используя принцип аддитивности, количество теплоты, содержащейся в объеме влажного воздуха V (рис. 5.1), можно выразить как

$$L h_s + D h_n = L H, \quad (5.10)$$

где h_s и h_n — энтальпии сухого воздуха и пара, кДж/кг.

Тогда с учетом (5.4)

$$H = h_s + 0,001 d h_n. \quad (5.11)$$

Из термодинамики известно, что энтальпия h_n может быть выражена в виде двучлена, суммирующего теплоту парообразования при 0°C r_0 и теплоту перегрева пара от 0°C до $t^\circ\text{C}$:

$$H = c_s t + 0,001 d (r_0 + c_n t), \quad (5.12)$$

где c_s , c_n — удельные изобарные теплоемкости воздуха и пара; при условиях, близких к нормальным, $c_s=1,0036$ кДж/(кг·К) $\approx 1,0$ кДж/(кг·К); $c_n=1,97$ кДж/(кг·К) $\approx 2,0$ кДж/(кг·К).

Окончательно энтальпия влажного воздуха, кДж/кг сухого воздуха,

$$H = 1,0 t + 0,001 d (2493 + 1,97 t). \quad (5.13)$$

В 1918 г. проф. Л. К. Рамзиным была разработана H , d -диаграмма, представляющая собой графическую зависимость основных параметров влажного воздуха при по-

стоянием давления. Порядок построения такой диаграммы подробно изложен в [26, 74]. На координатных осях откладывают значения энтальпии H , кДж/кг сухого воздуха (на оси ординат), и влагосодержания d , г влаги/кг сухого воздуха (на оси абсцисс). На диаграмме нанесены линии $H=\text{const}$, $d=\text{const}$, $t=\text{const}$, $\varphi=\text{const}$, $p_n=f(d)$, линии изменения состояния воздуха при адиабатном испарении воды, температура которой не равна 0°C , $\tau=\text{const}$. При выборе прямоугольных координат H , d угол, под которым к оси d направлены изотермы, составляет приблизительно 89° , что затрудняет практическое использование диаграммы. Поэтому для удобства практического использования H , d -диаграммы применяют косоугольную систему координат, в которой линии $d=\text{const}$ расположены вертикально, а линии $H=\text{const}$ — под углом 135° к ним (рис. 5.2,а). В косоугольной координатной сетке на линии $d=0$ наносят точку a , соответствующую $H=0$. От точки a в принятом масштабе вверх откладывают положительные значения энтальпии, вниз — отрицательные, соответствующие отрицательным значениям температур.

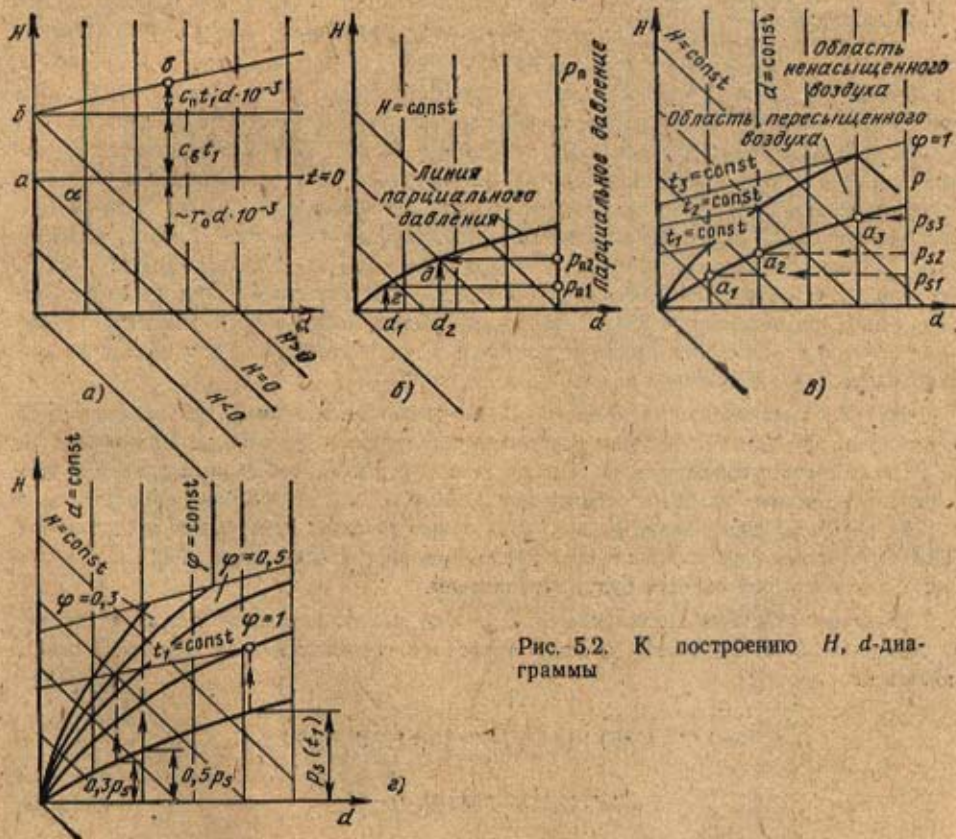


Рис. 5.2. К построению H , d -диаграммы

Для построения линии $t=\text{const}$ используют уравнение (5.13). Угол α между изотермой $t=0$ и изоэнтальной $H=0$ определяют из зависимости (5.13):

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{dH}{dd} = \frac{r_0}{1000} = 2,493. \quad (5.14)$$

Отсюда $\alpha \approx 45^\circ$, а изотерма $t=0^\circ\text{C}$ представляет собой горизонтальную линию. При $t > 0$ каждую изотерму строят по двум точкам (например, изотерму t_1 — по точкам b и a рис. 5.2,а). Очевидно, что с ростом t составляющая энтальпии $c_{n1} t_1 d \cdot 10^{-3}$ увеличивается, что приводит к нарушению параллельности изотерм.

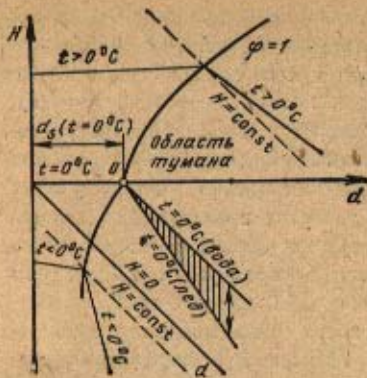


Рис. 5.3. Область трех фаз воды в H, d -диаграмме

Построение линий $\varphi = \text{const}$ можно начинать с линии $\varphi = 1$ ($p_n = p_s$). Используя термодинамические таблицы водяного пара или эмпирические зависимости для $p_s = f(t)$, находят для нескольких произвольных температур t_1, t_2 и т. д. соответствующие значения p_{s1}, p_{s2} и т. д. Точки пересечения изотерм t_1, t_2 и т. д. с линиями $\varphi = \text{const}$, соответствующими p_{s1}, p_{s2} и т. д., определяют линию насыщения или линию $\varphi = 1$ (см. построение на рис. 5.2,а). Область диаграммы, лежащая выше кривой $\varphi = 1$, характеризует ненасыщенный воздух, область диаграммы ниже $\varphi = 1$ характеризует воздух, находящийся в насыщенном состоянии. Изотермы в области ниже линии $\varphi = 1$ (в области тумана) претерпевают излом и имеют направление, практически совпадающее с линиями $H = \text{const}$. Последнее вытекает из полного уравнения энтальпии влажного воздуха, содержащего капельную влагу.

Задаваясь различной относительной влажностью φ и вычисляя при этом $p_n = \varphi p_s$, строят линии $\varphi = \text{const}$ аналогично построению линии $\varphi = 1$ (рис. 5.2,з). При $t = 99,4^\circ\text{C}$, что соответствует температуре кипения воды при атмосферном давлении, кривые $\varphi = \text{const}$ претерпевают излом, поскольку при $t \geq 99,4^\circ\text{C}$ $p_{n, \text{макс}} = p_b$. При определении φ по (5.5) и точном определении p_n и $p_{n, \text{макс}}$ линии $\varphi = \text{const}$ будут выше изотермы $t = 99,4^\circ\text{C}$ и отклонятся влево от вертикали. При определении φ по (5.6) линии $\varphi = \text{const}$ в аналогичной области будут вертикальными.

Пользуясь свойством аддитивности энтальпии, можно энтальпию влажного воздуха, содержащего сухой воздух и воду в трех ее состояниях (пар, жидкость, лед), записать как

$$H = 1,0t + (2493 + 1,97t) \cdot d \cdot 10^{-3} + 4,19\Delta d_{\text{ж}} t_{\text{ж}} \cdot 10^{-3} + \Delta d_{\text{л}} (2,1t_{\text{ж}} - 334,94) \cdot 10^{-3}, \quad (5.16)$$

где $\Delta d_{\text{л}}$, $\Delta d_{\text{ж}}$ — массы воды, содержащиеся в воздухе в виде льда и жидкости, г/кг сухого воздуха; $t_{\text{ж}}$ — температура воды, $^\circ\text{C}$.

Общее уравнение для энтальпии воздуха (5.16) с учетом того, что зависимость давления насыщения паров над льдом количественно отличается от давления насыщения над жидкостью, позволяет представить H, d -диаграмму в области $t = 0^\circ\text{C}$ более подробно (рис. 5.3). При замерзании воды энтальпия влажного воздуха уменьшается, что обуславливает больший излом изотермы ($t < 0^\circ\text{C}$). Заштрихованная область соответствует смеси, содержащей воду в трех фазах.

На рис. 5.4 приведена действительная H, d -диаграмма влажного воздуха для барометрического давления $p_b = 0,9932 \cdot 10^6$ Па (745 мм рт. ст.).

Для построения линии $\varphi = \text{const}$ следует сначала нанести в определенном масштабе линию парциальных давлений пара \bar{p} в зависимости от влагосодержания. Поскольку p_n согласно (5.7) зависит не только от влагосодержания d , но и от барометрического давления p_b , то H, d -диаграммы строят для $p_b = \text{const}$. Тогда линия парциального давления строится (рис. 5.2,б) согласно

$$p_n = \frac{p_b d}{622 + d}. \quad (5.15)$$

Задаваясь значениями d_1, d_2, \dots, d_n (рис. 5.2,б) и определяя по (5.15) соответственно p_{n1}, p_{n2} и т. д., находят точки g, δ и т. д., соединяя которые, получают линию парциального давления водяного пара.

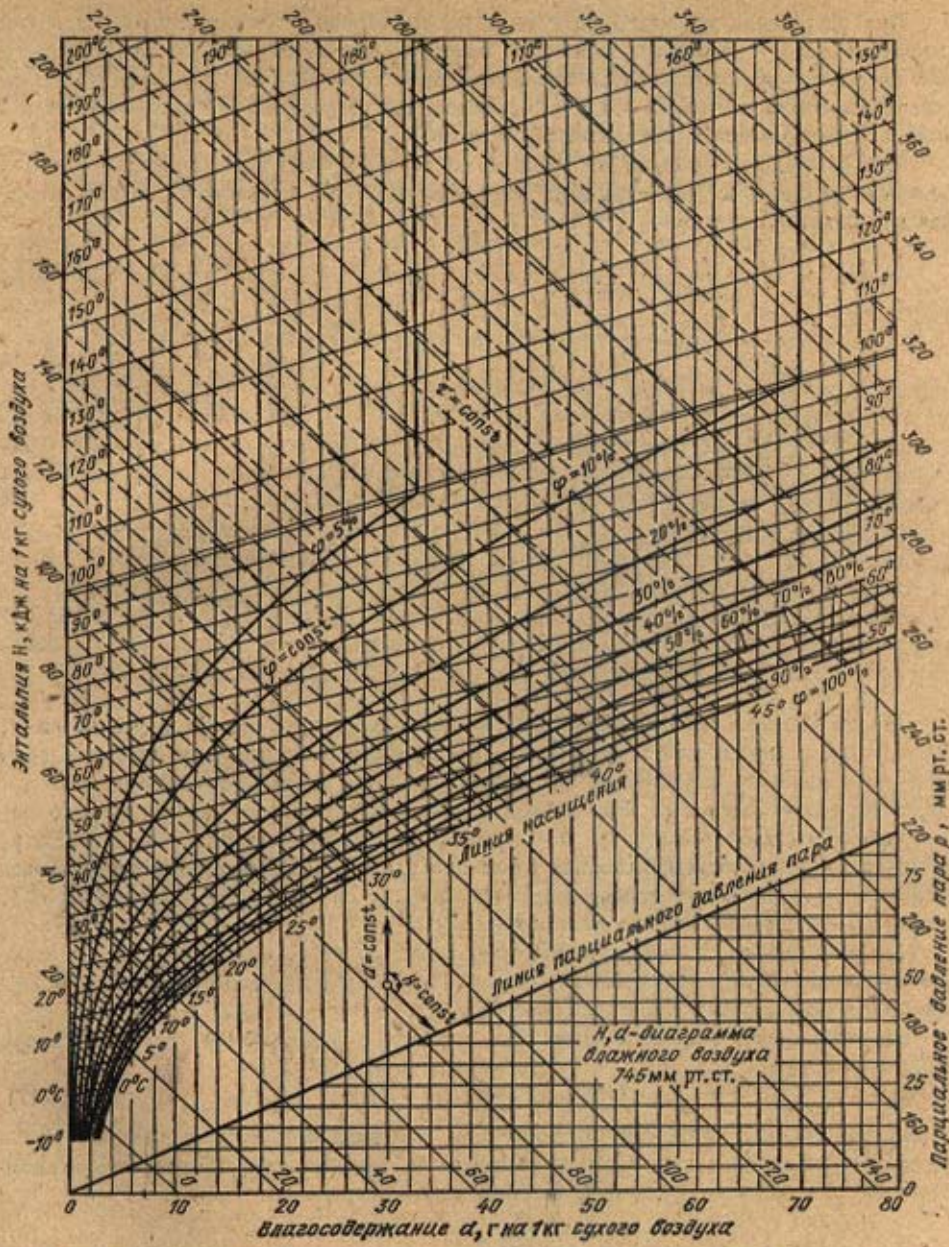


Рис. 5.4. h, d -диаграмма влажного воздуха ($p_0 = 0,9932 \cdot 10^5$ Па = 745 мм рт. ст.)

5.3. Графическое изображение основных процессов изменения состояния воздуха

К числу наиболее распространенных в промышленной теплоэнергетике тепловых и теплообменных процессов, протекающих при постоянном давлении с участием влажного воздуха, относят: нагревание и охлаждение в рекуперативных теплообменных устройствах, смешение потоков с различными исходными параметрами, адиабатное испарение воды, тепловлажностную обработку воздуха в смесительных аппаратах (скрубберах).

При нагревании влажного воздуха в рекуперативном теплообменном устройстве изменяются его температура, энтальпия, относительная влажность. Однако соотношение масс влаги и сухого воздуха при этом остается неизменным ($d = \text{const}$). Следовательно, изменение состояния воздуха в процессе его нагревания от точки 1 до точки 2 (рис. 5.5) изображается вертикальным отрезком.

При охлаждении воздуха от точки 1 до точки 3 его влагосодержание d также остается неизменным. При этом энтальпия и температура понижаются, а относительная влажность повышается.

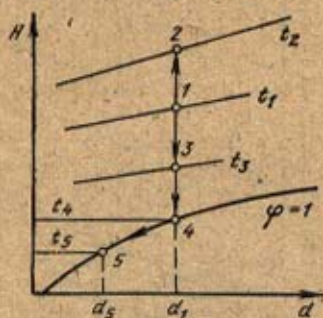


Рис. 5.5. Изменение состояния влажного воздуха в процессе рекуперативного нагрева и охлаждения

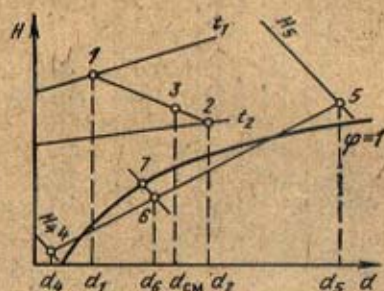


Рис. 5.6. Изображение смешения потоков воздуха различных состояний

При дальнейшем охлаждении воздух достигнет полного насыщения ($\varphi=1$, точка 4). Температура t_4 называется температурой точки росы. Снижение температуры воздуха от t_4 до t_3 приведет к частичной конденсации водяных паров, образованию тумана и снижению влагосодержания. При этом состояние воздуха будет соответствовать насыщению при данной температуре, т. е. процесс охлаждения воздуха ниже температуры точки росы в исходном состоянии будет проходить с понижением влагосодержания по линии $\varphi=1$. Изменение влагосодержания от d_1 до d_5 определяет количество влаги, удаляемой в капельном виде из влажного воздуха.

При смешении двух потоков влажного воздуха L_1 и L_2 , имеющих разные начальные параметры t_1, d_1 (точка 1 рис. 5.6) и t_2, d_2 (точка 2), состояние смеси можно определять аналитически или с помощью H, d -диаграммы.

Для определения энтальпии смеси $H_{см}$ запишем с учетом (5.10) уравнение сохранения энергии

$$L_1 H_1 + L_2 H_2 = (L_1 + L_2) H_{см}. \quad (5.17)$$

Введем понятие *кратности смешения* или *коэффициента рециркуляции* k — отношение количества воздуха, имеющего большее влагосодержание (в рассматриваемом случае L), к количеству воздуха с меньшим влагосодержанием L_1 , т. е.

$$k = L_2 / L_1. \quad (5.18)$$

Тогда из (5.17) получаем

$$H_{см} = \frac{H_1 + k H_2}{1 + k}. \quad (5.19)$$

Из уравнения сохранения массы влаги во влажном воздухе легко получить

$$L_1 d_1 + L_2 d_2 = (L_1 + L_2) d_{см}; \quad (5.20)$$

$$d_{см} = \frac{d_1 + k d_2}{1 + k}. \quad (5.21)$$

Графическая интерпретация выражений (5.19) и (5.21) в H, d -диаграмме позволяет сделать вывод о том, что точка, соответствующая состоянию смеси двух потоков,

лежит на прямой, соединяющей точки 1 и 2. Выражение (5.19) и уравнение (5.21) есть уравнения прямой; кратность смещения k определяется отношением отрезков 2-3 и 1-3. При $k \rightarrow \infty$ $H_{см} \rightarrow H_2$, а при $k \rightarrow 0$ $H_{см} \rightarrow H_1$. При смешении двух потоков, состояния которых характеризуются точками 4 и 5 (рис. 5.6), возможен случай, когда состояние смеси (точка 6) окажется в области пересыщенного состояния воздуха. Такое смешение сопровождается образованием капельной влаги (тумана). В этом случае воздух будет насыщен, его состояние характеризуется точкой 7, переход в которую из точки 6 осуществляется по изохоральной. Разность влагосодержаний $\Delta d = d_6 - d_7$ определяет количество сконденсированной влаги. Кратность смещения определяется отношением отрезков 5-6 и 4-6.

5.4. Аппараты с непосредственным контактом газов и жидкости

Аппараты с непосредственным контактом газов и жидкости (одноступенчатые контактные) используют в промышленности для снижения температуры отходящих газов (утилизации их теплоты), в системах кондиционирования воздуха, для очистки газов от жидкой и твердой дисперсных фаз, для выпаривания растворов и т. д. В таких аппаратах могут одновременно протекать процессы тепло- и массообмена и пылеулавливания. Единой общепризнанной классификации контактных аппаратов в настоящее время не существует. Однако среди аппаратов, предназначенных для осуществления процессов тепло- и массообмена и пылеулавливания, можно выделить [84] полые скрубберы, насадочные скрубберы, барботажные и тарельчатые колонны, скрубберы с подвижным слоем шаровой насадки, трубы Вентури. В каждой из выделенных групп контактных аппаратов существует более узкая классификация. Например полые скрубберы делят по назначению на охлаждающие и увлажнительно-охлаждающие (испарительные). Скрубберы (трубы) Вентури по способу подвода орошающей жидкости делят на аппараты с центральным подводом жидкости через конфузур, с периферийным орошением, с пленочным орошением, с предварительным дроблением орошающей жидкости и т. д.

Наибольшее распространение среди смешительных теплообменников, работающих с полным или значительным (более двух третей) испарением орошающей жидкости, получили полые скрубберы, представляющие собой колонны круглого или прямоугольного сечения (рис. 5.7).

Орошающая жидкость, подаваемая сверху, дробится на капли механическими форсунками грубого распыла, работающими под давлением 0,3—0,4 МПа. При этом факелы распыла должны перекрывать все поперечное сечение скруббера. Поток газа со скоростью 0,7—1,5 м/с, как правило, направляется противоточно по отношению к каплям, снизу вверх. В скрубберах с установленными для уменьшения уноса жидкой фазы каплеуловителями скорость газа в пересчете на полное поперечное сечение аппарата может достигать значений 5—8 м/с.

Наиболее приемлемые для инженерной практики методики расчетов испарительных полых скрубберов базируются на полученных эк-

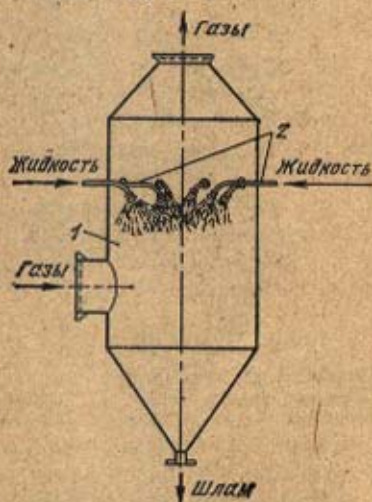


Рис. 5.7. Полый скруббер:
1 — корпус; 2 — форсунки

периментально значениях объемных коэффициентов теплопередачи k_v .
 В [84] рекомендуется соотношение

$$k_v = Z(116,5 + 526G_{ж}/G_r)(1 + t_{cp}/1000), \quad (5.22)$$

где $G_{ж}$, G_r — массовые расходы орошающей жидкости и обрабатываемого газа; t_{cp} — средняя по длине скруббера температура газа; Z — коэффициент, учитывающий направление движения фаз; для прямотока $Z=1$, для противотока $Z=2$.

Применение полых скрубберов объясняется простотой их конструкции, высокими — до $6-8 \cdot 10^3$ Вт/(м³·К) — значениями k_v , широким диапазоном регулирования параметров, возможностью работы с загрязненной орошающей водой, большими расходами обрабатываемого газа и т. д.

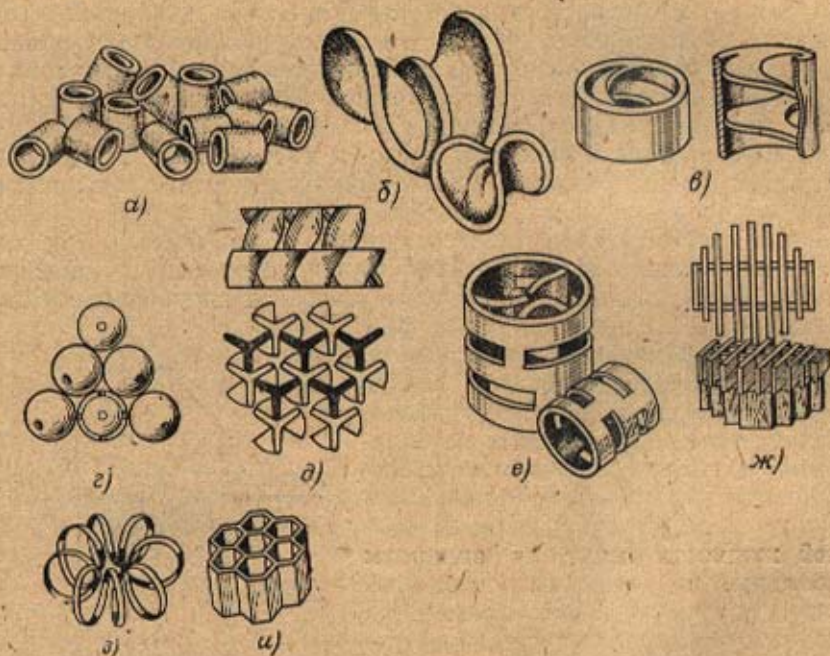


Рис. 5.8. Скрубберные насадки:

а — кольца Рашига; б — седла Берля; в — кольца с перегородками; г — шары; д — пропеллерная насадка; е — кольца Палля; ж — хордовая насадка; з — спирали; и — керамические блоки

Насадочные скрубберы представляют собой колонны, заполненные телами различной формы. Насадка из твердого материала предназначена для распределения жидкости по развитой поверхности и тем самым обеспечивает большую поверхность контакта между газом и жидкостью. Газ поступает обычно в нижнюю часть колонны, что позволяет осуществить противоток двух фаз. В качестве насадок широко используются кольца Рашига, «седла» различной конфигурации, деревянные рейки и т. д. На рис. 5.8 изображено несколько типов насадок. Они могут выполняться из керамики, пластмасс, металла и т. д. Важнейшими требованиями к насадке являются обеспечение большой поверхности контакта фаз, низкий перепад давления в слое, а также равномерное распределение потоков газа и жидкости по сечению аппарата. Преимуществом насадочных аппаратов по сравнению с безнасадочными является большая компактность, однако они обладают и большим гид-

равлическим сопротивлением. Насадка склонна к забиванию пылью при обработке запыленных газов.

Рассмотрим процесс тепло- и массообмена в насадочном скруббере при противоточном движении воздуха и воды. По условию задачи известны параметры воздуха на входе (H' , t' , d'), расходы воздуха L и охлаждающей воды G_B , а также температура воды на входе t_B' и выходе t_B'' . Необходимо определить параметры воздуха на выходе из скруббера и построить процесс его осушки (увлажнения) в H, d -диаграмме. Из уравнения теплового баланса для скруббера имеем

$$LH' + G_B c_B t_B' = LH'' + (G_B \pm \Delta W) c_B t_B'', \quad (5.23)$$

где ΔW — количество влаги, сконденсировавшейся из воздуха. Так как $\Delta W \ll G_B$, то в практических расчетах величиной ΔW обычно пренебрегают.

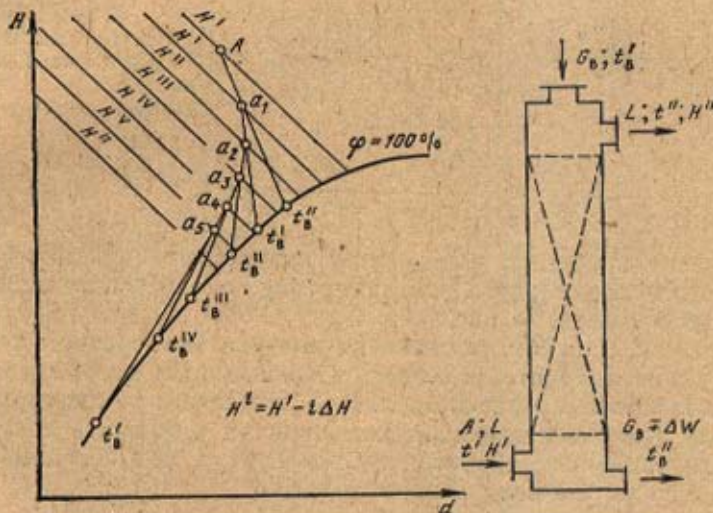


Рис. 5.9. Изображение осушки воздуха в скруббере

Для построения на H, d -диаграмме процесса осушки весь аппарат по высоте разбивают на n участков (рис. 5.9). Тем самым весь перепад энтальпий $H' - H''$ разбивают на n участков; $H' - H'' = n\Delta H$, где ΔH — перепад энтальпий на каждом участке. Следовательно, значения H в промежуточных сечениях можно определить так: в I промежуточном сечении энтальпия равна $H^I = H' - \Delta H$, во II сечении $H^{II} = H' - 2\Delta H$, в i -м сечении $H^i = H' - i\Delta H$.

Для каждого участка скруббера, находящегося между двумя соседними сечениями, можно составить уравнение теплового баланса. Так, например, для участков I и II

$$LH' + G_B c_{pB} t_B^I = G_B c_{pB} t_B^{II} + LH^I, \quad (5.24)$$

$$LH^I + G_B c_{pB} t_B^{II} = G_B c_{pB} t_B^I + LH^{II}. \quad (5.25)$$

В этих уравнениях t_B^I и t_B^{II} — температуры воды соответственно в I и II сечениях. По уравнению (5.24) определяют неизвестную температуру воды t_B^I , зная которую, по уравнению (5.25) находят t_B^{II} . Аналогично можно составить уравнения теплового баланса для следующих участков и определить температуру воды в каждом промежуточном сечении.

Процесс осушки воздуха строится по ступеням на H, d -диаграмме следующим образом. На диаграмму наносят точку A , соответствующую начальным параметрам воздуха, а также значения энтальпий H^I, H^{II}, \dots , H^n в каждом сечении. Далее на линии $\varphi=100\%$ отмечают значения температуры воды в каждом сечении $t_w'', t_w', t_w^{II}, \dots, t_w'$. На первом участке воздух с параметрами точки A смешивается с насыщенным воздухом, имеющим $\varphi=100\%$ и $t_w=t_w''$. Далее через точку A проводят линию смешения и при пересечении с линией $H=\text{const}$ получают точку a , характеризующую параметры воздуха в этом промежуточном сечении. Для последующих участков рассуждения аналогичны.

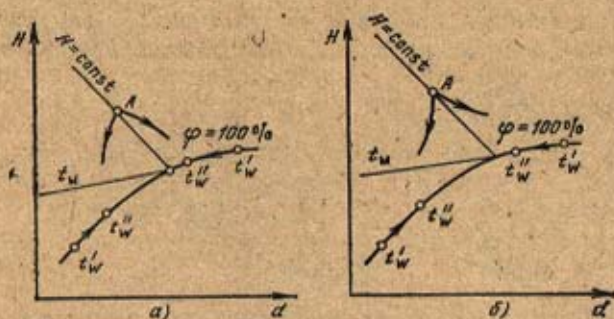


Рис. 5.10. Изображение процессов смешения воздуха и воды на H, d -диаграмме:

a — прямоток; b — противоток

Построение процессов увлажнения воздуха при противотоке и увлажнения (осушки) воздуха при прямотоке подобно описанному. Такие процессы изображены на рис. 5.10.

В процессах сушки и увлажнения воздуха температуры теплоносителей по длине аппарата изменяются по сложным соотношениям. Поэтому использование в расчетах логарифмического температурного напора между теплоносителями может привести к большой погрешности. Для определения средней разности температур между теплоносителями в этом случае рекомендуется формула

$$\Delta t = 1 / \Sigma \frac{b}{\Delta t_{\text{пр}}}, \quad (5.26)$$

где b — отношение изменения температуры воздуха в ступени к полному изменению его температуры в смесительном аппарате; $\Delta t_{\text{пр}}$ — разность температур между теплоносителями для одной ступени.

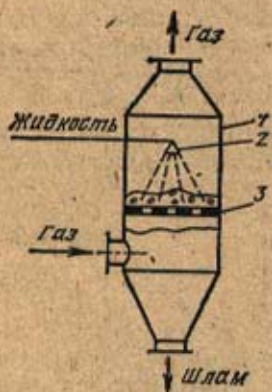


Рис. 5.11. Пенный тарельчатый скруббер:

1 — корпус; 2 — соразительное устройство; 3 — тарелка

Тарельчатые скрубберы (рис. 5.11) также используют для очистки газов. Они могут работать в барботажном и пенном режимах. В первом случае газ проходит через слой жидкости в виде пузырьков, на поверхности которых и происходит осаждение частиц пыли, во втором на скрубберной тарелке имеет место пенообразование и очистка газов от частиц осуществляется поверхностью пены. Так как межфазная поверхность при пенном режиме больше, чем при барботажном, то аппараты, работающие в пенном режиме, более эффективны и находят более широкое применение в промышленности, чем барботажные.

В пенных скрубберах широко применяют провальные тарелки (рис. 5.11), в которых

подвод газа вверх и слив жидкости вниз осуществляется через одни и те же круглые или щелевые отверстия в тарелках. В первом случае диаметр отверстий $d_0=3-8$ мм, свободное сечение S_0 составляет 15—25 % площади тарелки, шаг между отверстиями — от 6 до 18 мм. Во втором случае ширина щели $b=4-5$ мм, свободное сечение $S_0=0,2-0,25$ м²/м². Минимальная скорость газов, при которой создается пенный режим, составляет 1,0—1,2 м/с. Расчет максимальной скорости $\omega_{кр}$, м/с, ведут методом последовательного приближения по уравнению [84]

$$\lg \omega_{кр} = 1350 \frac{S_0^2 d_3}{A} + 0,154,$$

где d_3 — эквивалентный диаметр отверстий тарелки, м; для дырчатых тарелок $d_3=d_0$, для щелевых — $d_3=2b$; A определяют из выражения

$$A=38,8(W_* / W_{ст})^{-0,57} m^{0,7} (\rho_{ж} / \rho_{г})^{0,35}.$$

Здесь $W_{ст}$ — стандартная плотность орошения, равная 1 кг/(м²·с). Плотность орошения W_* находят из выражения

$$W_* = m \omega_{г} \rho_{ж},$$

где m — удельное в расчете на 1 м³/с газа орошение водой, обычно оно составляет 0,3—1 м³/м³.

При расчете гидравлического сопротивления предварительно задаются скоростью газа в аппарате $\omega_{г}$, принимая ее равной 2—2,3 м/с. Рабочая скорость газов $\omega_{г}$ должна составлять от 0,9 до 0,95 $\omega_{кр}$. Полное гидравлическое сопротивление тарелки, Па, определяется по уравнению

$$\Delta p_{г} = A \frac{\omega_{г}^2 \rho_{г}}{2S_0} + \Delta p_{с},$$

где $\Delta p_{с}$ — гидравлическое сопротивление за счет действия сил поверхностного натяжения. Для щелевых тарелок $\Delta p_{с}=2\sigma/b$. Для дырчатых тарелок для расчета $\Delta p_{с}$ рекомендуется формула

$$\Delta p_{с} = \frac{4\sigma}{1,3d_0 + 0,08d_0^2}.$$

Скрубберы с псевдооживленным слоем легких инертных тел (главным образом из полимерных материалов) работают в режимах псевдооживления. Обрабатываемый газ подают снизу (рис. 5.12) под опорно-распределительную перегородку 1 с расположенной на ней дисперсной насадкой 2. Последняя сверху закрывается ограничительной перегородкой 3, на которую распыливается через форсунки 4 орошающая жидкость. Для уменьшения каплеуноса в верхней части аппарата расположен брызгоотделитель 5. Повышение скорости газа в псевдооживленном слое смоченных шаров (до 5—6 м/с в расчете на свободное сечение аппарата) увеличивает турбулентность газового потока и как следствие — скорость испарения жидкости, за счет чего и интенсифицируется охлаждение газа. При начальных температурах обрабатываемого газа в пределах 200—250 °С коэффициент теплоотдачи от газа к жидкости в расчете на единицу площади поперечного



Рис. 5.12. Скруббер с псевдооживленной насадкой

сечения можно рассчитать [84] по формуле

$$Nu = 2,62 Re_r^{0,79} \left(\frac{H_{ст}}{d_{ш}} \right)^{0,3} \quad (5.27)$$

где $Re = w_r \sqrt{\sigma / \rho_{ж} g} / \nu_r$ — число Рейнольдса; σ , $\rho_{ж}$ — коэффициент поверхностного натяжения и плотность орошающей жидкости; $d_{ш}$ — диаметр шаров насадки (рекомендуют $d_{ш} = 0,02 \div 0,04$ м); $H_{ст}$ — высота неподвижного слоя насадки, принимаемая равной $(5 \div 8) d_{ш}$.

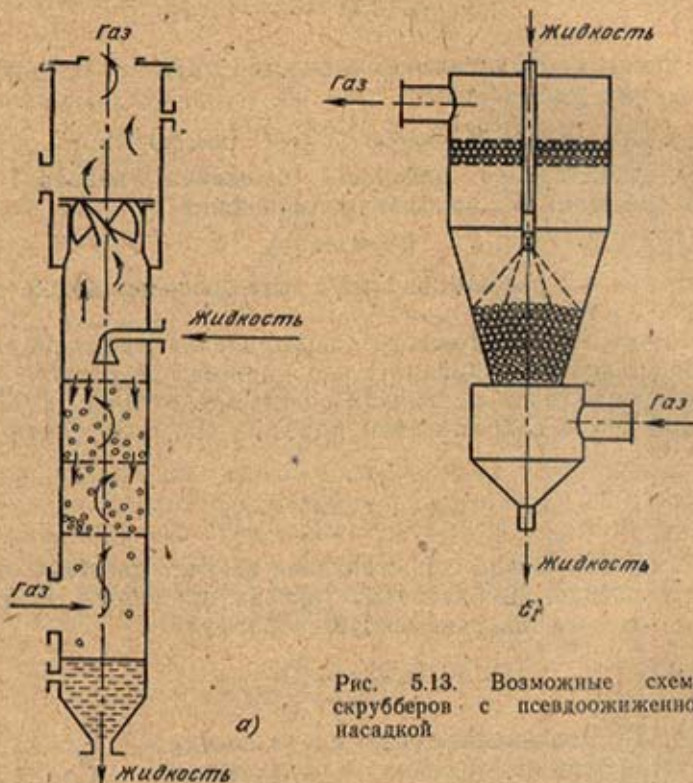


Рис. 5.13. Возможные схемы скрубберов с псевдоожиженной насадкой

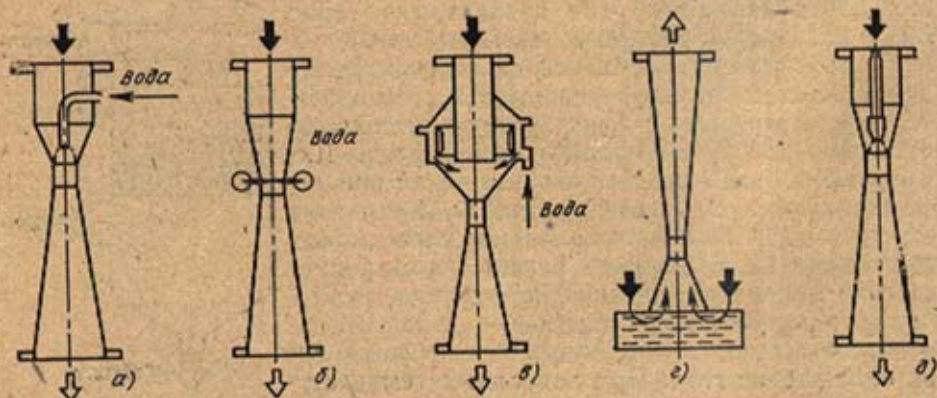


Рис. 5.14. Конструкции труб Вентури:

а — центральный подвод жидкости; б — периферийное орошение; в — пленочное орошение; г — форсуночное орошение; д — форсуночное орошение

Для рационального режима работы аппарата следует принимать удельную плотность орошения в пределах $(0,5 \div 0,7) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{м}^3$, свободное сечение опорно-распределительной и ограничительной перегородок — соответственно $0,5—0,6$ и $0,8—0,9 \text{ м}^2/\text{м}^2$.

Для улучшения распределения орошающей жидкости, уменьшения уноса брызг, стабильности работы в широком диапазоне скоростей газа применяют цилиндрические или конические (рис. 5.13) аппараты с двумя и более слоями насадки.

Скрубберы Вентури используются не только для охлаждения газов, но и как высокоэффективные пылеуловители, обеспечивающие очистку газа до очень низкой остаточной концентрации пыли. Конструктивно скруббер Вентури представляет собой трубу типа конфузор-диффузор, в которой скорость движения газов достигает $100—150 \text{ м/с}$. Орошающая жидкость, способы подвода которой показаны на рис. 5.14, дробится газовым потоком на капли. Скорость капель на выходе из горловины трубы Вентури составляет $0,25—0,45$ скорости газа.

Ярко выраженная гидродинамическая нестационарность при капельобразовании значительно интенсифицирует теплообмен в скрубберах Вентури. Значения объемного коэффициента теплоотдачи в расчете на единицу объема трубы Вентури при скоростях в горловине трубы $85—140 \text{ м/с}$ изменяются в пределах $(100 \div 160) \cdot 10^3 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{ч} \cdot \text{К})$. Влияние скорости газа на коэффициент теплоотдачи аналогично влиянию скорости газа в насадочных скрубберах, т. е. $\alpha \sim \omega^{0,7}$. Повышение скорости газа в горловине трубы не только интенсифицирует процесс теплообмена, но и увеличивает энергетические затраты: при ω_r до 60 м/с на обработку 1000 м^3 газа расходуется не более $0,7 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$, при ω_r до 90 м/с — $0,7—2,0 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$, при $\omega_r > 90$ — свыше $9,0 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$. Оптимальные с точки зрения аэродинамики размеры трубы Вентури в обозначениях рис. 5.15 приведены в [84]: $\alpha_1 = 25 \div 28^\circ$; $l_1 = (d_1 - d_r) / 2 \text{ tg } \frac{\alpha_1}{2}$;

$$l_1 = 0,15d_r; \alpha_2 = 6 \div 7^\circ; l_2 = (d_2 - d_r) / 2 \text{ tg } \frac{\alpha_2}{2}.$$

Выпускаемые промышленностью скрубберы Вентури имеют производительность по газу на входе $(3 \div 85) \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$, диаметр горловины трубы $d_r = 115 \div 420 \text{ мм}$, расход орошающей жидкости $2—168 \text{ м}^3/\text{ч}$, габаритные размеры — от $540 \times 610 \times 2500$ до $2060 \times 2060 \times 8140 \text{ мм}$.

5.5. Массообменные аппараты систем кондиционирования

Системы кондиционирования воздуха (СКВ) предназначены для создания и автоматического поддержания в обслуживаемых помещениях заданных параметров воздуха, прежде всего его температуры и влажности. Например, в цехах прецизионного машиностроения для обеспечения пужной точности изготовления изделий требуется поддержание постоянной температуры воздуха на уровне $20 \pm 0,5^\circ\text{C}$ и относительной влажности $45—50\%$. Кондиционирование воздуха способствует уменьшению брака и повышению производительности труда. Установки кондиционирования воздуха могут быть центральными — они располагаются вдали от обслуживаемого помещения, и местными — они располагаются в самом обслуживаемом помещении или в непосредственной близости от него. В СКВ может обрабатываться либо только наружный воз-

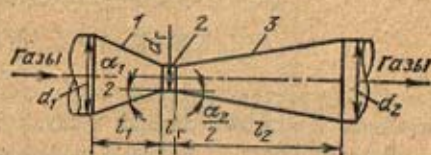


Рис. 5.15. Труба Вентури: 1 — конфузор; 2 — горловина; 3 — диффузор

дух (прямоточные СКВ), либо смесь наружного воздуха с частью воздуха, выбрасываемого из помещения (рециркуляционные СКВ).

Теплоту и влагу внутри кондиционируемого помещения могут выделять люди ($Q_{\text{л}}$, $W_{\text{л}}$) и производственное оборудование ($Q_{\text{об}}$, $W_{\text{об}}$). Обработываемые в помещении материалы в зависимости от их начальной температуры могут поглощать или выделять теплоту и влагу ($Q_{\text{м}}$, $W_{\text{м}}$). Кроме того, теплоту выделяют осветительные приборы ($Q_{\text{осв}}$), она проникает через окна ($Q_{\text{сол}}$ — солнечная энергия); существуют также теплопритоки (теплооттоки) через ограждения (стены $Q_{\text{от}}$) и двери ($Q_{\text{дв}}$). С учетом этих составляющих тепловой и влажностный балансы кондиционируемого помещения можно записать так:

$$\Sigma Q = Q_{\text{л}} + Q_{\text{об}} + Q_{\text{осв}} \pm Q_{\text{м}} \pm Q_{\text{дв}} \pm Q_{\text{от}} \pm Q_{\text{сол}} = G(H' - H''); \quad (5.28)$$

$$\Sigma W = W_{\text{л}} + W_{\text{об}} \pm W_{\text{м}} \pm W_{\text{дв}} \pm W_{\text{от}} = G(d'' - d'). \quad (5.29)$$

Здесь G — расход воздуха через кондиционируемое помещение; H' , H'' , d' , d'' — энтальпии и влагосодержания воздуха на входе в помещение и выходе из него.

В зависимости от времени года, местных климатических условий и производственного процесса воздух, подаваемый в помещение, может подвергаться охлаждению или нагреванию, осушке или увлажнению.

В общем случае при наличии тепло- и массообмена между влажным воздухом и водой уравнение для теплового потока может быть записано в виде *

$$q = \alpha(t - t_n) + jr, \quad (5.30)$$

где $j = \beta_p(\rho - \rho_n)$ — поток пара к поверхности конденсации путем концентрационной диффузии, а ρ_n и ρ — парциальные плотности пара непосредственно у межфазной поверхности и вдали от нее.

Коэффициент массоотдачи β_p отнесен к разности концентраций (плотностей) диффундирующего вещества. При конденсации пара выделяется теплота jr . Коэффициенты конвективной теплоотдачи α и массоотдачи β_p могут быть определены по известным критериальным уравнениям. Если критериальные уравнения теплообмена экспериментально получены для большого количества поверхностей теплообмена, то в области исследования массообмена экспериментального материала меньше. Поэтому часто при расчете теплообменников для влажного воздуха (например, в кондиционировании, сушильной и холодильной технике) вводят ряд упрощающих предположений, позволяющих рассчитывать аппарат без вычисления коэффициента массообмена β_p .

Широкое применение нашел метод, основанный на использовании соотношения Льюиса и уравнения Меркеля. Соотношение Льюиса вытекает из условия подобия между процессами массообмена и теплообмена. Его обычно представляют в виде

$$\alpha / \beta_a = c_p, \quad (5.31)$$

где коэффициент массоотдачи β_a , отнесенный к разности влагосодержаний, связан с β_p уравнением $\beta_a = \beta_p \rho$.

Соотношение Льюиса справедливо лишь тогда, когда имеет место аналогия между теплообменом и массообменом, т. е. когда можно пренебречь влиянием поперечного потока массы и стефановского потока на поля скоростей, температур и парциальных давлений, и в случае, когда содержание пара в смеси невелико (например, для влажного воздуха). Используя соотношение Льюиса, Меркель получил выражение для переноса теплоты при тепло- и массообмене, где в качестве движущей силы используется энтальпийный потенциал.

Рассмотрим, например, стационарный процесс конденсации влаги из парогазовой смеси на поверхности стенки, смоченной жидкостью¹. Масса жидкости, сконденсиро-

¹ Уравнение Меркеля справедливо также и для случая испарения влаги в воздух.

вавшейся на элементарной площадке dF поверхности раздела фаз за единицу времени, равна

$$dG_n = \beta_p (\rho - \rho_n) dF = j d. \quad (5.32)$$

Если в качестве движущей силы в вышеприведенном уравнении взять разность влагосодержаний воздуха (d — вдали от поверхности и d_n — у поверхности жидкости), то уравнение (5.32) примет вид

$$dG_n = \beta_d (d - d_n) dF.$$

Количество теплоты, переданной стенке при конденсации пара,

$$dQ_{cT} = dG_n r = \beta_d (d - d_n) r dF.$$

Количество теплоты, переданной стенке чисто конвективным путем,

$$dQ_n = \alpha (t - t_n) dF.$$

Тогда общее количество теплоты dQ_n , переданной стенке, составит

$$dQ_n = dQ_{cT} + dQ_n = (\alpha (t - t_n) + \beta_d (d - d_n) r) dF.$$

Первую составляющую теплового потока Q_n часто называют явной теплотой, а Q_{cT} — скрытой; Q_n обычно называют полной теплотой.

Используя соотношение Льюиса (5.31) и пренебрегая физической теплотой влаги по сравнению с теплотой фазового перехода в выражении для энтальпии влажного пара, можно написать

$$dQ_n = \beta_d (H - H_n) dF.$$

Интегрируя это выражение по всей поверхности теплообменника, для случая постоянной температуры стенки получаем

$$Q_n = \beta_d \Delta H_{\text{эор}} F, \quad (5.33)$$

где

$$\Delta H_{\text{эор}} = \frac{\Delta H_0 - \Delta H_n}{\ln \frac{\Delta H_0}{\Delta H_n}};$$

$$\Delta H_0 = H' - H_n;$$

$$\Delta H_n = H'' - H_n.$$

Соотношение Льюиса и уравнение Меркеля справедливы при относительно низких температурах, которые имеют, например, место в СКВ и холодильной технике. При температурах воды 25°C и выше нельзя пренебрегать физической теплотой воды, вносимой ею в воздух; в этом случае погрешность расчета может составлять более 10%. Данный метод также трудно применять для расчета теплообмена между влажным воздухом и оребренной стенкой, на которой имеется слой испаряющейся (конденсирующейся) влаги. В этом случае для определения эффективности оребрения необходимо знать комплекс $mh_p = h_p \sqrt{2\alpha / (\lambda \delta)}$ [см. формулы (2.266)], где коэффициент теплоотдачи α учитывает конвективный теплообмен и фазовый переход. Приведенным выше методом вычислить эти составляющие не представляется возможным. Этого недостатка можно избежать, используя для расчета теплообмена аппаратов метод, основанный на применении коэффициента влаговыпадения.

Выше было показано, что при наличии тепло- и массообмена между воздухом и водой тепловой поток dQ_n на участке dF можно представить как сумму двух составляющих: $dQ_n = dQ_{cT} + dQ_n$. Отношение общего количества переданной теплоты к явному количеству теплоты называется коэффициентом влаговыпадения ξ :

$$\xi = \frac{dQ_n}{dQ_n} = 1 + \frac{dQ_{cT}}{dQ_n} = \frac{H' - H''}{c_p (t' - t'')} \quad (5.34)$$

В этом случае расчет массообменных аппаратов производят аналогично расчету рекуперативных теплообменников без выпадения влаги, но во всех расчетных соотношениях вместо коэффициента теплоотдачи α используют эффективный коэффициент теплоотдачи $\alpha_e = \alpha \xi$, учитывающий конвективный теплообмен и фазовый переход. Трудность расчета данным методом заключается в том, что не всегда известны параметры влажного воздуха на выходе и решение приходится находить методом последовательного приближения.

При расчете СКВ часто необходимо знать, как изменится температура и влажность воздуха при его осушке или увлажнении. Например, при увлажнении ($t_w > t_p$) воздуха путем впрыска воды в количестве G_n влагосодержание воздуха изменится на $\Delta d = d'' - d'$:

$$G_n = L(d'' - d'),$$

где L — расход воздуха; d' и d'' — начальное и конечное влагосодержания воздуха.

Расход теплоты, затраченной на испарение воды,

$$Q_c = G_n r.$$

Количество теплоты, полученной от воздуха за счет понижения его температуры от t' до t'' ,

$$Q_n = L c_p (t' - t'').$$

Тогда уравнение теплового баланса будет иметь вид

$$L c_p (t' - t'') + L (d'' - d') r = G_n c_p (t_n'' - t_n'), \quad (5.35)$$

где t_n' и t_n'' — начальная и конечная температуры воды.

Пренебрегая физической теплотой водяного пара в выражении для энтальпии влажного воздуха, уравнение (5.35) можно записать в общем виде:

$$L(H' - H'') = G_n c_{pв} (t_n'' - t_n').$$

Если начальная температура воды равна температуре мокрого термометра, процесс увлажнения воздуха можно считать адиабатным. Тогда $t_n' = t_n'' = t_m$ и $L c_p (t' - t'') - L (d'' - d') r = 0$.

Уравнения теплового и материального балансов в общем виде для случаев осушки и увлажнения воздуха можно записать как

$$L(H' - H'') = \pm G_n c_{pв} (t_n'' - t_n'),$$

где знак «+» к увлажнению воздуха, а знак «-» — к осушке.

Термовлажностную обработку воздуха проводят в специальных тепло-массообменных аппаратах, в которых осуществляется непосредственный контакт между воздухом и водой (форсуночные камеры, орошаемые насадки). Последние по принципу действия и конструкции аналогичны насадочным скрубберам.

В форсуночных камерах жидкость распыливается форсунками в газовую среду. Такие аппараты часто называют камерами орошения. Они нашли широкое применение для СКВ при увлажнении и осушке воздуха. Поверхностью тепло- и массообмена между жидкостью и воздухом является поверхность образующих капель. Так, при распылении 1 кг воды на капли диаметром d_k образуется следующая поверхность капель F_k :

d_k , мм	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,8
F_k , м ²	120	60	30	20	15	12	7,5

В отечественной практике кондиционеростроения наибольшее распространение получили тангенциальные угловые форсунки. Расход воды в форсунке зависит от диаметра выходного отверстия d_ϕ , мм, и давления воды и может быть вычислен по выражению

$$G_n = 38,5 d_\phi^{1,38} p_\phi^{0,48}.$$

В данном выражении давление p_{ϕ} выражается в избыточных атмосферах. Рекомендуется давление воды перед форсунками брать не менее 0,1 МПа и не более 0,25 МПа. При низких давлениях ($p_{\phi} < 0,1$ МПа) не достигается раскрытие факела распыла и может не обеспечиваться перекрытие каплями воды всего сечения аппарата.

На рис. 5.16 показана принципиальная схема типовой двухрядной камеры орошения, широко распространенной на практике. В поддоне 1 клапаном 8 поддерживается постоянный уровень водопроводной воды, избыток которой удаляется через сливное устройство 2. Всасываемая насосом через фильтр 9 вода подается к коллекторам 6. На коллекторах располагаются вертикальные стойки 4 с форсунками 5. Расстояние между форсунками выбирается таким, чтобы обеспечивалось перекрытие факелом распыла всего сечения оросительного пространства. На входе в камеру установ-

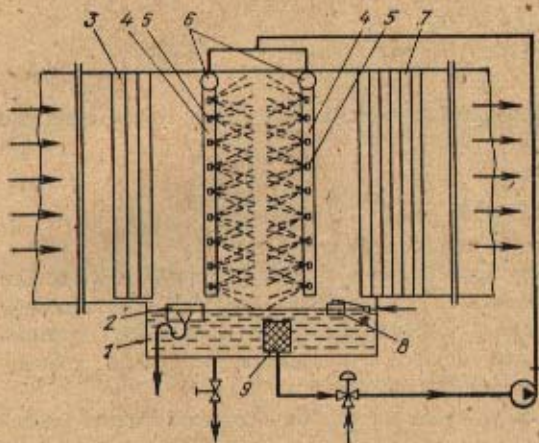


Рис. 5.16. Принципиальная схема типовой двухрядной горизонтальной камеры орошения

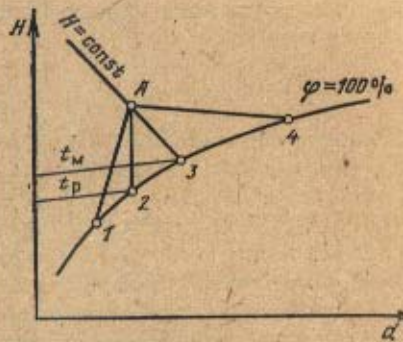


Рис. 5.17. Возможные изменения состояния воздуха при обработке его водой

лено воздухораспределительное устройство 3, а на выходе — каплеулавливающее (сепаратор влаги) 7. В таких камерах орошения массовая скорость воздуха обычно поддерживается в пределах 3—3,2 кг/(м²·с).

Процессы теплообмена в смесительных аппаратах зависят от начальных температур воды и воздуха. На H, d -диаграмме (рис. 5.17) показаны возможные направления процессов для постоянных начальных параметров воздуха. Луч $A-1$ характерен для осушки воздуха. Это имеет место тогда, когда температура воды ниже температуры точки росы. В случае, если $t_w = t_p$ (луч $A-2$), процесс охлаждения воздуха происходит по линии $d = \text{const}$. Процесс $A-3$ протекает по линии $H = \text{const}$: воздух охлаждается до температуры мокрого термометра t_m и увлажняется. Этот процесс — адiabатный и практически осуществляется в камерах орошения рециркуляционной водой без подвода к ней или отвода от нее теплоты. Процесс $A-4$ протекает тогда, когда температура воды выше t_m . При этом влажность воздуха и его энтальпия увеличивается, а температура воды понижается.

Охлаждение влажного воздуха в рекуперативных теплообменниках при температуре поверхности $t_{ст}$ ниже температуры точки росы ($t_{ст} < t_p$) сопровождается конденсацией пара из влажного воздуха и, следовательно, переносом теплоты конденсации к поверхности теплообмена. В этом случае согласно (5.34) выражение для полного теплового потока Q_n может быть записано как $dQ_n = \xi dQ_n$ и далее

$$dQ_n = \xi \alpha (t - t_{ст}) dF,$$

где α — коэффициент теплоотдачи при конвективном теплообмене. Произведение $\alpha \xi$ можно применять как эффективный коэффициент теплоотдачи, учитывающий перенос теплоты и массы. При этом в расчетные уравнения необходимо подставлять эффектив-

ное значение коэффициента теплоотдачи

$$Q_n = k \Delta t_{\text{пор}} F;$$

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha \xi} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_x}. \quad (5.36)$$

Здесь α_x — коэффициент теплоотдачи со стороны холодного теплоносителя; $\delta_{\text{ст}}$ и λ — толщина и теплопроводность разделительной стенки. Термическим сопротивлением пленки конденсата при расчетах обычно пренебрегают.

При наличии оребрения на наружной поверхности теплообмена (со стороны воздуха) коэффициент теплопередачи k , отнесенный к внутренней (неоребренной) поверхности, рассчитывается по уравнению

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha \xi \psi \eta} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_x},$$

где ψ — коэффициент оребрения.

Для вычисления эффективности ребристой поверхности η используется комплекс mh_p в виде

$$mh_p = h_p \sqrt{\frac{2\alpha \xi}{\lambda \delta}}.$$

Коэффициент k называется коэффициентом полной теплопередачи.

Пример 5.1. Определить объем хордовой насадки скруббера, необходимого для охлаждения $L=2,8$ кг/с воздуха с начальными температурой $t' = 150^\circ\text{C}$ и энтальпией $H' = 418$ кДж/кг. Охлаждение производится водой в количестве $G_B = 3,5$ кг/с с температурой на входе $t_B' = 15^\circ\text{C}$. Коэффициент компактности насадки $\beta = 48$ м²/м³; свободный объем $v = 0,77$ м³/м³; приведенный диаметр $d_r = 0,064$ м.

Температура воды на выходе из скруббера должна быть несколько ниже температуры мокрого термометра; принимаем

$$t_B'' = 55^\circ\text{C}.$$

Решение. Из уравнения теплового баланса для скруббера определяем энтальпию воздуха на выходе:

$$H'' = H' - \frac{G_B c_{\text{рв}} (t_B'' - t_B')}{L} = 418 - \frac{3,5 \cdot 4,19 (55 - 15)}{2,8} = 208 \text{ кДж/кг}.$$

Разбиваем насадку скруббера на десять участков; строим ступенчатый процесс на H, d -диаграмме (как это было показано ранее), результаты сводим в таблицу (табл. 5.1).

Таблица 5.1. Определение средней разности температур между теплоносителями

№ сечения	h^i , кДж/кг	t^i , °C	t_B^i , °C	$\Delta t_{\text{пр}}^i$, °C	$b = \frac{\Delta t_{\text{пр}}^i}{t^i - t_B^i}$	$\Delta t = t^i - t_B^i$, °C	$\frac{b}{\Delta t} \cdot 10^3$
0	418	150	55	0	0	95	0
1	397	118	51	32	0,337	67	5,02
2	376	104	47	14	0,147	57	2,58
3	355	92	43	12	0,126	52	2,42
4	334	83	39	9	0,095	44	2,16
5	313	78	35	5	0,053	43	1,23
6	292	73	31	5	0,053	42	1,26
7	271	68	27	5	0,053	41	1,29
8	250	63	23	5	0,053	40	1,34
9	229	59	19	4	0,042	40	1,05
10	208	55	15	4	0,042	40	1,05

Примечание. $\gamma \frac{b}{\Delta t} = 0,0194$, откуда $\Delta t = \frac{1}{0,0194} = 51,5^\circ\text{C}$.

Скорость газа u' в насадочной колонне при работе в режиме начала подвисания определяется из уравнения

$$Re = 0,045 Ar^{0,57} (L/G_s)^{0,43},$$

где

$$Re = 4u'\rho/(\beta\mu).$$

Находим

$$Ar = \frac{d_r^3 \rho \rho_{вг}}{\mu^2} = \frac{0,064^3 \cdot 0,946 \cdot 995 \cdot 9,8}{(21,9 \cdot 10^{-6})^2} = 5,04 \cdot 10^8;$$

$$Re = 0,045 (5,04 \cdot 10^8)^{0,57} \left(\frac{2,8}{3,5}\right)^{0,43} = 1,39 \cdot 10^4,$$

$$\text{откуда } u' = \frac{Re \beta \mu}{4\rho} = \frac{1,39 \cdot 10^4 \cdot 48 \cdot 21,9 \cdot 10^{-6}}{4 \cdot 0,946} = 3,85 \text{ м/с.}$$

Принимая скорость воздуха в свободном сечении $u = 0,5u' = 1,93$ м/с, находим диаметр скруббера:

$$D = \sqrt{\frac{4G_w}{\pi u \rho}} = \frac{4 \cdot 2,8}{3,14 \cdot 1,93 \cdot 0,946} = 1,40 \text{ м.}$$

Коэффициент массоотдачи [77]

$$\beta_d = 0,0047 \left(\frac{u\rho}{\nu}\right)^{0,8} d_r^{-0,2} = 0,0047 \left(\frac{1,93 \cdot 0,946}{0,77}\right)^{0,8} \cdot 0,064^{-0,2} = 16,2 \cdot 10^{-3} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}.$$

Используя соотношение Льюиса, определяем коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha = c_p \beta_d = 1,001 \cdot 10^3 \cdot 16,2 \cdot 10^{-3} = 16,3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Необходимая площадь поверхности насадки

$$F = \frac{Q_d}{\alpha \Delta t} = \frac{L c_p (t' - t'')}{\alpha \Delta t} = \frac{2,8 \cdot 1,001 \cdot 10^3 (150 - 55)}{16,3 \cdot 51,5} = 316 \text{ м}^2.$$

Объем насадки

$$V = \frac{F}{\beta} = \frac{316}{48} = 6,58 \text{ м}^3.$$

С учетом запаса 20 % получаем $V = 7,90 \text{ м}^3$.

Высота насадки

$$h = \frac{4V}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 7,90}{3,14 \cdot 1,40^2} = 5,13 \text{ м.}$$

Контрольные вопросы

1. Почему энтальпию и влагосодержание воздуха рассчитывают на 1 кг сухого воздуха?
2. Как трансформируется H, d -диаграмма (для влажного воздуха), если увеличится удельная теплоемкость газа; изменится химический состав пара?
3. Как при помощи H, d -диаграммы определить параметры и условия, при которых воздух двух различных состояний при смешении выделяет капельную влагу?
4. Объясните, почему изотермы в H, d -диаграмме не параллельны?
5. Определите количество капельной влаги, образующейся при рекуперативном охлаждении 10 кг влажного воздуха ($d = 150$ г/кг, $t_1 = 75^\circ\text{C}$) до $t_2 = 35^\circ\text{C}$.
6. При тепло- и массообмене между воздухом и водой какой физический смысл имеют составляющие теплового потока, учитывающие явный (Q_d), скрытый (Q_c) и полный тепловые потоки?

7. Для чего применяется насадка в скрубберах?
8. Чем характеризуются насадки в скрубберах и какие требования предъявляются к ним?
9. Какой физический смысл имеет коэффициент влаговыведения?
10. При каких условиях в смесительных теплообменниках с влажным воздухом происходит осушка воздуха?

Глава шестая

СУШИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Удаление влаги с поверхности, а также из внутренних слоев различных веществ и материалов (обезвоживание) можно отнести к числу наиболее распространенных процессов в технологиях промышленности и сельского хозяйства. При обезвоживании в материале могут происходить структурно-механические, реологические, химические, биохимические и другие изменения, способствующие, например, повышению прочности строительных материалов (кирпича и древесины); увеличению теплоты сгорания топлив (угля, торфа); уменьшению массы и объема транспортируемых материалов; удлинению срока хранения продуктов и т. д.

Среди существующих методов обезвоживания выделяют: физико-химический, механический и тепловой. Физико-химический метод основан на поглощении влаги из высушиваемого материала путем их соприкосновения с гигроскопическими веществами, например хлористым кальцием, силикагелем. Он применяется в мелкомасштабных производствах и лабораториях и поэтому нами подробно не рассматривается. Механическим обезвоживанием называют процесс разделения систем жидкость — твердое тело под действием механических сил (давления, гравитационных, центробежных). Удаление влаги путем подвода теплоты к высушиваемому материалу называют тепловым методом обезвоживания. Последние два метода наиболее распространены в промышленной технологии и сельском хозяйстве.

В качестве удерживаемых твердыми материалами жидкостей могут быть вода, метанол, бензин, метанола-ацетоновая смесь, бензино-изопропиловая смесь и др. Ниже рассматриваются закономерности удаления жидкости, способы расчета и конструкции сушильных установок на примере наиболее распространенной в веществах и материалах жидкости — воды.

6.1. Механическое обезвоживание

Механическое обезвоживание — разделение гетерогенных систем (например, суспензий) на твердую и жидкую фазы — процесс, широко распространенный в химической, топливной, фармацевтической и других отраслях промышленности. Механическое обезвоживание применяют на стадиях получения конечного продукта, оно обычно предшествует тепловой сушке.

Суспензии с содержанием твердой фазы от 1—3 до 50 % путем механического обезвоживания могут быть превращены в осадки с содержанием влаги от 70—80 до 5—10 %.

Оборудование для разделения суспензий по способу создания и значению движущей силы процесса делится на: *отстойники*, где разделение осуществляется в поле сил тяжести (рис. 6.1); *вакуум-фильтры* (рис. 6.2), движущая сила процесса в которых

создается разрежением под фильтровальной перегородкой и перепад давлений при этом составляет 0,02—0,07 МПа; *отстойные и фильтрующие центрифуги* (рис. 6.3), разделение в которых осуществляется за счет центробежной силы, движущая сила (перепад давлений) в серийно выпускающихся центрифугах составляет 0,1—0,3 МПа; *фильтры*, работающие под давлением, перепад давлений в которых достигает 1 МПа.

Выбор и применение типа оборудования обусловлены рядом факторов, основными из которых являются свойства перерабатываемой суспензии (дисперсность твердой фазы, концентрация ее в суспензии, абразивность, вязкость, токсичность, коррозионные свойства жидкой фазы и др.) и требования, предъявляемые к конечному продукту (влагосодержание, наличие примесей и др.).

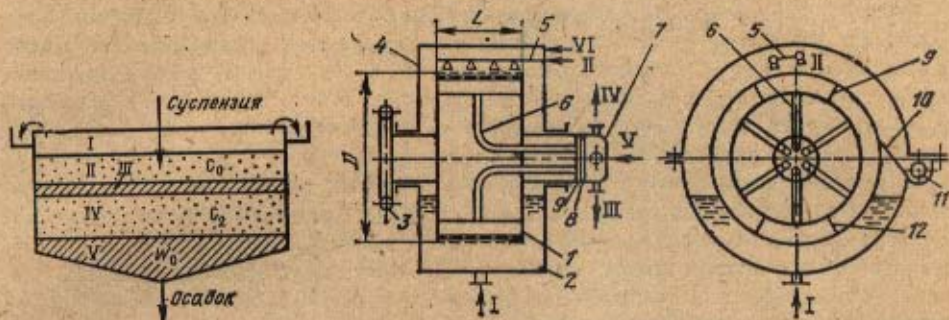


Рис. 6.1. Принципиальная схема отстойника:

I — осветленная жидкость; II — исходная суспензия с равномерно распределенной концентрацией твердой фазы c_0 ; III — переходная зона; IV — суспензия с изменяющейся концентрацией c_1 ; V — уплотненная фаза с влагосодержанием w_0 .

Рис. 6.2. Схема барабанного вакуум-фильтра:

I — суспензия; II — подача промывной жидкости; III — фугат; IV — вывод промывной жидкости; V — газ на продувку; VI — инертный газ; 1 — барабан; 2 — корыто; 3 — привод барабана; 4 — крышка; 5 — коллектор промывной жидкости; 6 — отводная трубка; 7 — распределительная головка; 8 — скелетный диск распределительной головки; 9 — продольная перегородка; 10 — нож для удаления осадка; 11 — шнек для выгрузки осадка; 12 — продольная перегородка.

Вакуум-фильтры (барабанные, ленточные, дисковые) — высокопроизводительные аппараты непрерывного действия, которые могут быть применены лишь для хорошо фильтрующихся суспензий, образующих крупнокристаллические осадки с размером частиц более 20—30 мкм. Так как пределы отжима в этих фильтрах ограничены, получить осадки с низким содержанием влаги в них невозможно.

Центрифуги в зависимости от конструкции ротора могут быть фильтрующими и отстойными. В фильтрующей центрифуге на перфорированном роторе закреплена фильтрующая перегородка — сетка или ткань, на которой за счет центробежной силы откладывается твердая фаза. Фугат — жидкость, которая, проходя через осадок и фильтрующую перегородку, удаляется из центрифуги. В осадительных центрифугах осадок образуется на поверхности ротора. Жидкая фаза, имеющая меньшую плотность, накапливается над осадком и затем различными способами выводится из центрифуги.

Центрифуги могут быть периодического или непрерывного действия, а в зависимости от способа выгрузки осадка — ножевыми, шнековыми или пульсирующими. В ножевых центрифугах осадок с движущегося ротора срезается перемещающимися в ра-

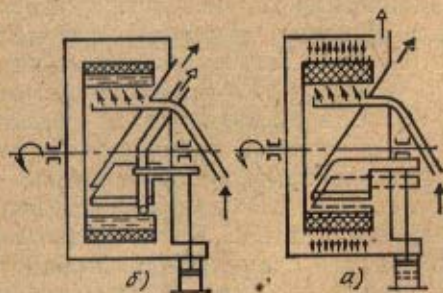


Рис. 6.3. Принципиальные схемы центрифуг:

а — фильтрующая; б — отстойная

диальном направлении ножами, в щековых транспортируется к разгрузочным отверстиям щеком, вращающимся с меньшей, чем ротор, скоростью, в пульсационных продвигается по ротору к разгрузочным люкам пульсирующим поршнем.

Фильтрующие центрифуги позволяют получить крупнокристаллические осадки с малым содержанием влаги (до 6—10 %); использовать же их для отделения тонкодисперсных осадков практически невозможно, так как остатки его после съема на фильтрующей перегородке уплотняются до такой степени, что не пропускают фугат.

Отстойные центрифуги (например, со щековой выгрузкой) имеют высокую производительность при разделении крупнокристаллических суспензий. Однако довольно высокое влагосодержание получающихся осадков и унос твердой фазы с фугатом (особенно для тонкодисперсных осадков) ограничивают область их применения.

Фильтры, работающие под давлением (листовые, патронные, фильтр-прессы), применяют для разделения суспензий с самыми различными свойствами. Листовые и патронные фильтры наряду с отстойниками применяют в тех случаях, когда разделению подлежат малоконцентрированные (1—5 %) суспензии; в этом случае они используются как сгустители, а сгущенные суспензии затем дополнительно обезвоживают на вакуум-фильтрах, центрифугах или фильтр-прессах.

В последнее время широкое распространение получили автоматизированные фильтр-прессы с механизированной выгрузкой осадка. Процесс фильтрования в этих фильтрах полностью автоматизирован, а отжатый осадок срезается с перемещающейся после раскрытия фильтра ткани ножом. Наличие в этих фильтрах эластичных диафрагм для отжима осадка (перепад давлений при отжиме достигает 0,1 МПа) позволяет получать осадки с низким влагосодержанием.

6.2. Свойства влажных материалов как объектов сушки

Тепловая сушка представляет собой сложный теплотехнологический процесс, приводящий не только к обезвоживанию, но и, как было сказано выше, к существенному изменению свойств и характеристик высушиваемого материала. В соответствии с задачами изучаемого курса будем в дальнейшем рассматривать только тепловой метод обезвоживания материалов — сушку. Под сушкой будем также понимать совокупность тепловых и массообменных процессов, происходящих внутри влажного материала (внутренняя задача сушки) и за пределами его поверхности (внешняя задача сушки) и обеспечивающих его обезвоживание.

Знание свойств сушимого материала как объекта сушки позволяет выбрать рациональный метод и режим сушки, спроектировать рациональную сушильную установку для его обезвоживания. Выявление общих физических закономерностей в процессах переноса теплоты и массы внутри влажных материалов, а также рассмотрение их структурно-механических характеристик позволило А. В. Лыкову [54] предложить классификацию сушимых материалов. Согласно этой классификации все влажные материалы делят на три группы: капиллярно-пористые, коллоидные и капиллярно-пористые коллоидные.

Капиллярно-пористые материалы при обезвоживании практически не изменяют свои размеры. При глубоком обезвоживании и механическом воздействии они могут быть превращены в дисперсные материалы, например обожженные керамические материалы, активированный уголь, песок и т. п. Коллоидные материалы при изменении содержания в них влаги существенно изменяют геометрические размеры, сохраняя эластичные свойства. К ним относятся, например, желатина, мучное тесто и т. д. Капиллярно-пористые коллоидные материалы имеют капиллярно-пористую структуру, однако стенки капилляров, как правило, эластичны, способны к набуханию при увлажнении и усыханию при

обезвоживании. Материалы этой группы обладают свойствами материалов двух вышеназванных групп. Большинство влажных материалов относится к третьей группе, например торф, ткани, кожа, древесина и др. Изучение закономерностей переноса теплоты и массы при сушке типичных представителей каждой из групп позволяет качественно прогнозировать процесс сушки принадлежащих к этой группе материалов.

При сушке влага из внутренних слоев влажного материала перемещается к поверхности и затем испаряется в окружающую среду. На преодоление сил сцепления молекул влаги друг с другом и со скелетом материала требуются затраты энергии. Поэтому свойства влажных материалов, а также скорость процессов переноса в них зависят от форм связи влаги с материалом.

Согласно классификации П. А. Ребиндера, в основу которой положена энергия связи влаги с материалом, выделяют по порядку убывания энергии связи три формы: *химическую, физико-химическую и физико-механическую*. Химически связанная с материалом влага образуется в точных количественных соотношениях и включает ионную (влага в виде гидроксильных ионов) и молекулярную (в виде кристаллогидратов) влагу. Эти связи могут быть разрушены или в результате химической реакции, или при прокаливании. Такая влага при сушке, как правило, из материалов не удаляется, поэтому в дальнейшем нами не рассматривается. Физико-химическая влага (связь в не строго определенных количественных соотношениях) представляет собой влагу в виде адсорбированного пара из окружающей среды поверхностью в порах, пустотах и капиллярах, составляющих материальный скелет вещества (адсорбционно связанная влага), и влагу, проникающую в материал за счет осмотического давления, вызывающего избирательную диффузию влаги из окружающей среды через полупроницаемую оболочку (осмотически связанная влага). Адсорбционно связанную влагу по значению энергии связи делят на влагу моно- и полимолекулярной адсорбции. Первая из них имеет физические свойства, несколько отличные от свойств обычной воды (она обла-



Рис. 6.4. Классификация форм связи влаги с материалом

дает свойствами упругого твердого тела; температура замерзания ее снижается до -70°C , плотность повышается). К осмотически связанной влаге относят и структурную, приобретенную при образовании и росте тела, например растительных клеток в древесине. Эта влага по своим свойствам не отличается от обычной жидкости. Физико-механическая влага (влага, удерживаемая в неопределенных количествах) включает влагу, находящуюся в микро- и макрокапиллярах, порах, пустотах, а также влагу смачивания, проникающую в материал при непосредственном соприкосновении его с жидкостью.

Микрокапиллярами называют капилляры, в которых длина свободного пробега молекул много меньше диаметров капилляров. В них давление насыщенного пара над поверхностью мениска меньше давления насыщенного пара над открытой плоской поверхностью жидкости, поэтому возможен процесс капиллярной конденсации пара. Для нормальных условий капилляр радиусом $R < 10^{-5}$ см относится к микрокапиллярам.

Влага, содержащаяся в макрокапиллярах, называется свободной.

Несмотря на то что в действительности нет четкой границы между отдельными формами связи и видами влаги (одна форма может изменяться за счет другой), на рис. 6.4 показаны схематически формы связи и виды влаги коллоидного капиллярно-пористого тела.

Количество влаги $G_{вл}$, содержащейся в материале в расчете на единицу массы абсолютно сухого материала G_c , называют *влажностью материала*:

в долях

$$w^c = G_{вл}/G_c; \quad (6.1)$$

в процентах

$$w^c = G_{вл} \cdot 100/G_c. \quad (6.2)$$

В сушильной технике используют иногда понятие *влажности материала* в расчете на единицу общей массы, т. е.:

в долях

$$w^o = G_{вл}/(G_c + G_{вл}), \quad (6.3)$$

в процентах

$$w^o = G_{вл} \cdot 100/(G_c + G_{вл}). \quad (6.4)$$

Очевидна связь между влажностями на сухую и общую массу:

в долях

$$w^c = w^o/(1 - w^o) \text{ и } w^o = w^c/(1 + w^c); \quad (6.5)$$

в процентах

$$w^c = 100w^o/(100 - w^o) \text{ и } w^o = 100w^c/(100 + w^o). \quad (6.6)$$

Так как масса абсолютно сухого материала в процессе сушки остается неизменной, то использование понятия влагосодержания предпочтительнее, что значительно упрощает расчеты процесса обезвоживания.

6.3. Общие сведения о процессе сушки материалов

Для осуществления процесса сушки к влажному материалу необходимо подводить теплоту. В зависимости от способа подвода теплоты различают сушильные установки: конвективные, кондуктивные, терморрадиационные, электромагнитные, комбинированные (конвективно-радиационные, конвективно-кондуктивно-радиационные и т. д.).

За исключением специальных случаев (сушка в замороженном состоянии, сушка со сбросом давления и т. д.), сушка представляет собой перемещение влаги внутри материала в зону фазового превращения, затем парообразование и удаление пара в окружающую среду. Испарение влаги создает перепад влагосодержания между внутренними и поверхностными слоями в материале, что вызывает непрерывное движение влаги в направлении к поверхности материала и уменьшение его локального u и среднего w^c влагосодержаний (рис. 6.5).

Во влажном теле существуют изменяющиеся во времени влажная зона и зона испарения [49, 98]. В первой из них распределение влагосодержания и температуры удовлетворительно описывается уравнениями параболы, а во второй оно линейно. У поверхности влажной зоны, где испаряется наибольшее количество влаги, сушильный агент (при конвективной сушке) находится в состоянии насыщения (относительная влажность $\phi = 1,0$). У внешней поверхности зоны испарения парциальное давление паров удаляемой жидкости равно давлению паров в сушильном агенте. Поскольку это давление меньше давления насыщенного пара над свободной поверхностью жидкости, его значение зави-

сит от влагосодержания и температуры материала. Постоянное изменение этих величин во времени (рис. 6.5) обуславливает переменность влагосодержания сушильного агента $d_{1/2}$ у поверхности материала. По условиям сушки влагу, содержащуюся в материале, можно разделить на равновесную и удаляемую.

Равновесной влагой называют ту часть общей влаги в материале, которая не может быть удалена при данных условиях сушки. Влагосодержание материала, соответствующее этому количеству влаги, называют равновесным w_p^c . Количество содержащейся в материале влаги, которая находится в равновесии с насыщенной газообразной средой ($\varphi=1,0$), определяет гигроскопическое влагосодержание w_r^c . Если вла-

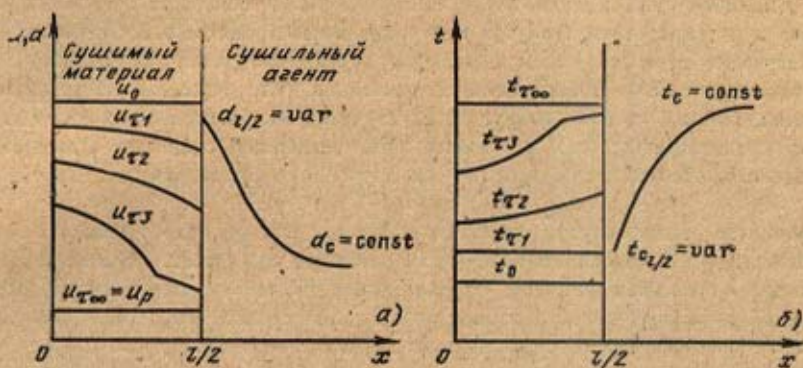


Рис. 6.5. Общая схема тепло- и массообмена влажного тела с сушильным агентом:

а — поля влагосодержания; б — поля температуры

госодержание материала w^c меньше w_r^c , то давление пара в материале p_n меньше давления насыщенного пара над свободной поверхностью жидкости p_n и зависит от влагосодержания и температуры материала. При $w^c > w_r^c$ $p_n = p_n$ и зависит только от температуры материала. Эта температура при конвективной сушке соответствует температуре адиабатного испарения жидкости. В определенных условиях температура смоченного термометра соответствует температуре испаряющейся жидкости. Тогда температуру адиабатного испарения можно называть температурой мокрого термометра t_x .

При постоянных параметрах режима конвективной сушки (температура сушильного агента $t_c = \text{const}$, его относительная влажность $\varphi_c = \text{const}$ и скорость $w_c = \text{const}$) в интервале влагосодержаний от начального $w_n^c > w_r^c$ до w_r^c будет сохраняться постоянной не только температура материала, но и плотность потока влаги q_m от его поверхности в окружающую среду. В этом случае вся теплота, подводимая к влажному материалу, расходуется только на испарение влаги, т. е.

$$q_m = \alpha(t_c - t_x) / r, \quad (6.7)$$

где α — коэффициент теплоотдачи от сушильного агента к влажной поверхности материала; t_c и t_x — соответственно температуры сушильного агента и поверхности материала; r — теплота парообразования.

Коэффициент теплоотдачи к влажному телу α , как показывают многочисленные экспериментальные данные [49], выше, чем коэффициент теплоотдачи к сухому телу. Увеличение коэффициента теплоотдачи можно объяснить гипотезой об объемном испарении, выдвинутой А. В. Лыковым. Согласно этой гипотезе испарение влаги происходит

не только внутри или на поверхности сушимого тела, но и в небольшом пространстве над поверхностью тела, куда выносятся субмикроскопические капли влаги, увлекаемые потоком сушильного агента с поверхности тела.

Существующие в настоящее время полуэмпирические или эмпирические зависимости [49] позволяют рассчитывать α , а следовательно, и q_m при удалении влаги в интервале влагосодержаний от $\omega_{н}^c$ до $\omega_{г}^c$. Однако определение общей продолжительности сушки до требуемого конечного влагосодержания материала $\omega_{н}^c$, лежащего в интервале $\omega_p^c \leq \omega_{н}^c < \omega_{г}^c$, возможно лишь при известных закономерностях кинетики сушки.

6.3.1. Динамика сушки. Динамику сушки определяют изменения локальных влагосодержания u и температуры t внутри материала в пространстве и во времени.

При изучении переноса массы и теплоты внутри материала (внутренняя задача сушки) используют или молекулярно-кинетический, или термодинамический метод исследования. Первый из них базируется на изучении микроскопической картины происходящих при этом процессов и осмысливании физической сущности отдельных составляющих сложного явления, второй — на изучении макроскопической картины переноса.

Перемещение влаги внутри материала происходит в виде жидкости и пара. С уменьшением влагосодержания материала доля пара возрастает. Перенос газообразного вещества обусловлен [49, 98]: направленным движением отдельных молекул за счет взаимной диффузии молекул пара и воздуха; стесненной (кнудсеновской) диффузией в капиллярах, размер которых меньше средней длины свободного пробега молекул; термодиффузией и тепловым скольжением; бародиффузией (переносом молекул компонента с большей массой в область повышенного давления); молярным переносом (поток Пуазейля), когда перемещаются скопления молекул под действием разности давлений в разных точках тела. Движение жидкости обуславливается действием капиллярных, осмотических, гравитационных, термокапиллярных и других сил.

Сложная структура реального влажного материала, непрерывное изменение средних и локальных влагосодержаний и температуры создают сложную картину процессов переноса, не поддающуюся строгому количественному анализу. Имеющиеся в настоящее время зависимости, описывающие отдельные явления переноса [41, 49], отражают картину массопереноса во влажных телах лишь качественно.

Для количественного описания полей влагосодержания и температуры используют термодинамический метод, являющийся обобщением многочисленных наблюдений за свойствами макроскопических систем. Согласно этому методу перенос субстанции происходит при наличии разности потенциалов переноса в разных точках пространства, причем от большего потенциала к меньшему. В состоянии термодинамического равновесия, т. е. в таком состоянии, в которое приходит изолированная макроскопическая система по истечении достаточно большого времени, потенциалы соприкасающихся тел и отдельных их участков одинаковы.

В соответствии со сказанным плотность потока массы во влажном теле

$$q_m = -k_{v0} \nabla \theta, \quad (6.8)$$

где k_{v0} — коэффициент массопроводности; $\nabla \theta$ — градиент потенциала переноса массы.

Аналогично связи потенциала переноса теплоты и энтальпии $h = c_p t$ существует связь между потенциалом переноса массы и влагосодержанием материала

$$u = c_m \theta, \quad (6.9)$$

где c_m — удельная изотермическая массоемкость, кг/(кг·°М).

Удельная изотермическая массоемкость численно равна массе влаги, которую необходимо добавить к телу, чтобы увеличить его потенциал на один массообменный

градус. Абсолютное значение c_m зависит от капиллярно-пористой структуры тела и потенциала переноса.

В теории массопереноса в качестве эталонного тела принимают фильтровальную бумагу. Ее изотермическую удельную массеюмкость считают постоянной и равной $0,01\omega_r^0$, где ω_r^0 — максимальное гигроскопическое влагосодержание эталонного тела при 25°C ($\omega_r^0=0,277$ кг/кг). Тогда потенциал переноса массы

$$\theta = \frac{\omega_s^c}{0,277} 100, \quad (6.10)$$

где ω_s^c — влагосодержание эталонного тела, находящегося в термодинамическом равновесии с исследуемым телом.

Прямые измерения потенциала переноса массы требуют знания точного значения удельной изотермической массеюмкости.

В однородном теле или системе однородных тел при изотермических условиях $c_m = \text{const}$, тогда

$$\nabla\theta = \frac{\nabla u}{c_m}, \quad (6.11)$$

и плотность потока массы q_m вычисляют из соотношения

$$q_m = \frac{k_{\nabla\theta} \rho_0}{c_m \rho_0} \nabla u, \quad (6.12)$$

где ρ_0 — плотность сухого материала.

Величина $k_{\nabla\theta}/(c_m \rho_0) = a_m$ является в этих условиях основным коэффициентом переноса массы и называется коэффициентом диффузии влаги. Иногда a_m называют коэффициентом потенциалопроводности или влагопроводности. Коэффициент диффузии влаги характеризует свойства тела в отношении развития полей потенциала переноса влаги. Единицы его измерения аналогичны единицам измерения температуропроводности.

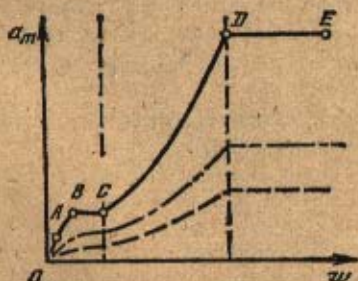


Рис. 6.6. Характер изменения коэффициента диффузии свободной влаги от влагосодержания и температуры материала:

—, —, — — — — — температуры материала, соответственно $t_1 < t_2 < t_3$

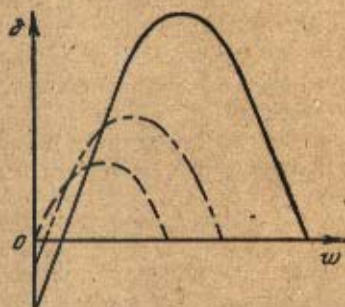


Рис. 6.7. Характер изменения термодиффузионного коэффициента от влагосодержания и температуры материала:

—, —, — — — — — температуры материала, соответственно $t_1 < t_2 < t_3$

Коэффициент диффузии влаги зависит от коллоидно-физических свойств тела, его влагосодержания и температуры. Если влага переносится в виде пара, то повышение влагосодержания капиллярно-пористого материала сопровождается в основном увеличением коэффициента диффузии влаги a_m (рис. 6.6). В области влажного состояния, где перенос влаги происходит в виде жидкости, значение a_m может возрастать или оставаться постоянным [47]. Участок AB (рис. 6.6) соответствует перемещению влаги мономолекулярной адсорбции, участок BC — влаги полимолекулярной адсорбции. В диапазоне влагосодержаний участков AB и BC влага перемещается только в виде

пара. На участке CD ее перемещение осуществляется в виде пара и жидкости (капиллярная влага). При больших влагосодержаниях (участок DE) осмотически и капиллярно связанная влага перемещается в виде жидкости. Приведенные на рис. 6.6 крайние качественно характеризуют изменение коэффициента диффузии влаги капиллярно-пористого коллоидного тела при его постоянной температуре.

Как установлено экспериментально, изменение температуры тела вызывает существенное изменение a_m , зависимость $a_m=f(t)$ степенная, причем показатель степени $n=7+20$ [50].

Для расчета a_m рекомендуют формулу [50]

$$a_m = \frac{C}{1 - A\rho_0} \left(\frac{T}{1000} \right)^n, \quad (6.13)$$

где $A=0,035$, $n=20$, $C=(0,7+50) \cdot 10^5$ для капиллярно-пористых тел; $A=0,020$, $n=10$, $C=0,6+13$ для капиллярно-пористых коллоидных тел.

Подробные экспериментальные данные значений коэффициента диффузии влаги a_m для различных материалов приведены в [99].

При неизотермических условиях помимо переноса влаги под действием градиента влагосодержания существует перенос влаги под действием градиента температуры ∇t , т. е. термовлагопроводность. Тогда поток влаги, вызванный термовлагопроводностью, $q_m/(m^2 \cdot ч)$,

$$q_m = -a_t \nabla t = -a_m \delta \rho_0 \nabla t, \quad (6.14)$$

где a_t — коэффициент термического переноса влаги; δ — термоградиентный коэффициент, численно равный перепаду влагосодержания в стационарном состоянии при отсутствии влагопереноса в двух точках тела, разность температур в которых составляет $1^\circ C$.

Термоградиентный коэффициент δ , как и коэффициент диффузии влаги, зависит от свойств материала, влагосодержания и температуры. Зависимость $\delta=f(w)$ (рис. 6.7) имеет один максимум и два значения влагосодержания, при которых $\delta=0$. Максимум обычно соответствует границе между связанной и свободной влагой. При очень низких влагосодержаниях, когда вся влага переносится в виде пара, термоградиентный коэффициент отрицателен, т. е. перемещение пара происходит в сторону больших температур.

Если внутри материала существуют одновременно неравномерные поля влагосодержания и температуры, то интенсивность переноса влаги, $q_m/(m^2 \cdot ч)$,

$$q_m = q_{m\tau u} + q_{m\tau t} = -a_m \rho_0 \nabla a - a_m \delta \rho_0 \nabla t. \quad (6.15)$$

При интенсивном нагревании влажного тела (при атмосферном давлении до температур, близких к $100^\circ C$, и выше) возможны случаи, когда сопротивление скелета материала будет настолько велико, что при интенсивном парообразовании внутри возникнет устойчивый (нерелаксируемый) градиент избыточного давления, который будет служить еще одной движущей силой процесса массопереноса ∇P . Поток массы, вызванный этой движущей силой, подобен фильтрации (полярный перенос), и поэтому плотность этого потока может быть рассчитана согласно закону Дарси:

$$q_{m\tau P} = -k_{\tau P} \nabla P, \quad (6.16)$$

где $k_{\tau P}$ — коэффициент паропроницаемости.

Тогда общая плотность потока массы

$$q_m = q_{m\tau u} + q_{m\tau t} + q_{m\tau P} = -a_m \rho_0 \nabla a - a_m \delta \rho_0 \nabla t - k_{\tau P} \nabla P. \quad (6.17)$$

Выражение (6.17) является основным уравнением переноса массы внутри влажного материала в стационарных условиях.

Для нестационарных условий при наличии только двух движущих сил (градиентов влагосодержания и температуры) А. В. Лыковым [49] получены дифференциальные уравнения переноса массы и теплоты:

$$\frac{\partial u}{\partial \tau} = a_m \nabla^2 u + a_{m1} \partial \nabla^2 t; \quad (6.18)$$

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \alpha \nabla^2 t + \epsilon \frac{r}{c} \frac{\partial u}{\partial \tau}, \quad (6.19)$$

где r — удельная теплота испарения; \bar{c} — приведенная удельная теплоемкость ($\bar{c}\rho_0 = c\rho$; здесь c, ρ — истинные удельная теплоемкость и плотность материала); ϵ — критерий фазового превращения, равный доле потока влаги в виде пара от общего ее потока.

При $\epsilon=1$ влага переносится в виде пара, а при $\epsilon=0$ — в виде жидкости.

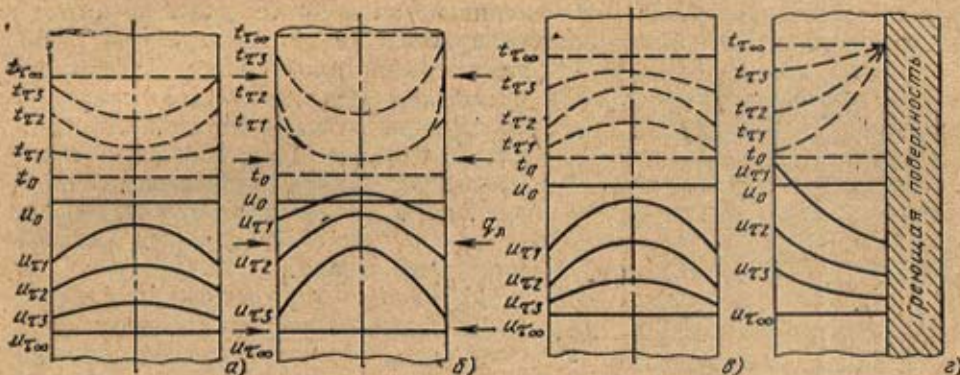


Рис. 6.8. Эволюция полей влагосодержания и температуры материала

Решение системы уравнений (6.18) и (6.19) позволило бы определять не только изменение полей влагосодержания и температуры во времени, но и изменение их средненинтегральных значений, интенсивность и продолжительность сушки. Однако ограниченность сведений о константах переноса и критерия фазового превращения позволяет получать количественные сведения о процессе сушки на базе уравнений А. В. Лыкова лишь для небольшого круга частных задач [49, 100].

Несмотря на трудность использования уравнений (6.17) — (6.19) для расчета процессов сушки с их помощью можно производить качественную оценку процессов, увязывая наиболее рационально способ и режим сушки с технологией обработки исследуемого материала.

На рис. 6.8 показаны типичные поля влагосодержаний и температур материала при различных способах подвода теплоты. При сушке нагретым воздухом (рис. 6.8,а), как правило, влагосодержание центральных слоев тела выше, чем поверхностных, а температура последних выше, чем центральных. Такое распределение влагосодержания и температуры приводит к тому, что поток влаги $q_{m \nabla u}$ под действием ∇u направлен от центра к поверхности, а поток $q_{m \nabla t}$, под действием ∇t направлен от поверхности тела вглубь. Поскольку суммарный поток q_m направлен к поверхности тела (происходит обезвоживание материала), поток $q_{m \nabla t}$ является препятствующим фактором, уменьшающим q_m .

При терморрадиационной сушке (рис. 6.8,б) градиент температуры ∇t значительно выше, чем при конвективной, что определяет, как видно из рисунка, в первый момент превышение влагосодержания центральных слоев по сравнению с исходным. Градиент влагосодержания в этом случае выше, чем при конвективной сушке, а это может привести в ряде случаев к ухудшению качества материала (например, при сушке материалов, склонных к растрескиванию: чем выше ∇u , тем выше напряжения в материале).

Используя особенности электромагнитной (высокочастотной) сушки (рис. 6.8,а), когда энергия к высушиваемому материалу, помещенному в поле электрического конденсатора, подводится по всему объему, можно добиться того, что потоки массы за счет влажопроводности $q_{m \text{ вл}}$ и термовлажопроводности $q_{m \text{ вт}}$ будут направлены в одну сторону (от центра к поверхности). Такое наложение потоков обеспечивает наиболее интенсивную сушку. При кондуктивной сушке (рис. 6.8,а) влага в виде жидкости движется под действием ∇u к греющей поверхности, испаряется и в виде пара удаляется с внешней поверхности. При сушке материалов, пропитанных суспензией (например, при покрытии красителем) кондуктивная сушка может вызвать скопление красящего вещества у греющей поверхности.

Таким образом, знание закономерностей перемещения массы внутри материала, полей влагосодержания и температуры, значений и характера изменения движущих сил позволяет обоснованно выбирать способы и режимы его сушки.

6.3.2. Кинетика сушки. Изменения во времени средних по объему высушиваемого материала влагосодержания ω^c и температуры t называют кинетикой сушки. Закономерности $\omega^c = f(\tau)$ и $t = f(\tau)$ кладут в основу определения продолжительности сушки до заданного конечного влагосодержания, количества испаренной влаги и теплоты на сушку. Графическую зависимость $\omega^c = f(\tau)$ называют кривой сушки.

Изменение влагосодержания в единицу времени $d\omega^c/d\tau$ называют скоростью сушки, а графические зависимости вида $d\omega^c/d\tau = f(\omega^c)$, $d\omega^c/d\tau = f(\tau)$ — кривыми скорости сушки.

Изменение температуры в единицу времени $dt/d\tau$ называют скоростью изменения температуры материала, а графические зависимости вида $dt/d\tau = f(t)$, $dt/d\tau = f(\tau)$ — кривыми скорости изменения температуры материала.

Рассмотрим кинетические закономерности сушки материала при удалении из него свободной и связанной влаги на примере конвективной сушки с постоянными параметрами режима: температура $t_c = \text{const}$, относительная влажность $\varphi_c = \text{const}$ и скорость сушильного агента $\omega_c = \text{const}$ (рис. 6.9). Как видно из рисунка, на кривой сушки можно выделить ряд характерных периодов. Период прогрева (участок $0a$) характеризуется увеличением температуры материала от t_n до t_m , если $t_n < t_m$ (если же $t_n > t_m$, то t_n снижается до t_m), уменьшением среднего влагосодержания от ω_n^c до промежуточного значения и увеличением скорости сушки $d\omega^c/d\tau$ от нуля до максимального значения N .

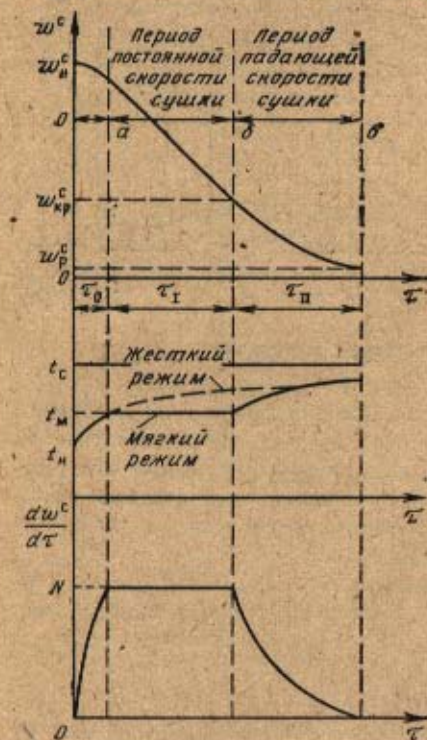


Рис. 6.9. Типичные кривые сушки, скорости сушки и изменения температуры материала при конвективном способе подвода теплоты

Участок ab носит название периода *постоянной скорости* или первого (I) периода сушки. Изменение влагосодержания во времени в этом периоде происходит линейно и зависит от условий теплообмена между сушильным агентом и сушимым материалом.

Поскольку между скоростью сушки и плотностью потока влаги из материала q_m существует взаимосвязь,

$$\frac{d\omega^c}{d\tau} = \frac{q_m(\tau)F}{\rho_0 V} \quad (6.20)$$

где ρ_0 — плотность сухого материала; F и V — площадь поверхности и объем материала.

Поскольку q_m согласно выражению (6.7) для периода постоянной скорости является величиной постоянной, то для материала, не подверженного в процессе сушки усадке, $dw^c/d\tau = \text{const}$ и, следовательно, изменение w^c во времени линейно. Температура материала при мягких режимах сушки t_m не изменяется в течение всего периода постоянной скорости и равна температуре мокрого термометра, а парциальное давление пара у поверхности испарения равно давлению насыщения при температуре мокрого термометра. При жестких режимах сушки, когда интенсивность испарения достаточно велика, средняя температура материала в периоде постоянной скорости сушки непрерывно растет (штриховая кривая на рис. 6.9).

Период постоянной скорости сушки продолжается до критического влагосодержания $w_{кр}^c$ (рис. 6.9), при котором внутридиффузионное (сопротивление переносу влаги внутри материала) и внешнедиффузионное (сопротивление переносу пара в пограничном слое) сопротивления равны. В этот момент времени на поверхности испарения влагосодержание материала равно гигроскопическому или меньше его, а в центре значительно больше гигроскопического. Поэтому критическое влагосодержание можно определить как среднеинтегральное влагосодержание материала, при котором на поверхности достигается гигроскопическое влагосодержание и начинается период *падающей скорости* сушки или второй (II) период сушки. Критическое влагосодержание материала тем больше гигроскопического, чем больше его толщина. Температура материала во II периоде (участок *бв*) непрерывно повышается, стремясь к температуре сушильного агента t_c , а скорость сушки непрерывно убывает от своего максимального значения N до нуля. Второй период также называется *периодом падающей скорости сушки*. Скорость сушки принимает нулевое значение при достижении материалом равновесного влагосодержания w_p^c , которое соответствует такому динамическому равновесию, при котором поток влаги из материала за счет испарения и поток влаги к поверхности материала из окружающей среды (конденсация) равны, т. е. количество влаги в материале остается постоянным во времени.

Виды кривых скорости сушки (рис. 6.10) определяются формой связи влаги с материалом. Простейшая (линейная) зависимость l скорости сушки в периоде падающей скорости от влагосодержания характерна для тонких волокнистых материалов (бумага, тонкий картон). Линия 2 соответствует сушке коллоидных тел, линия 3 — сушке капиллярно-пористых тел. Для этих материалов характерно одно значение критического влагосодержания.

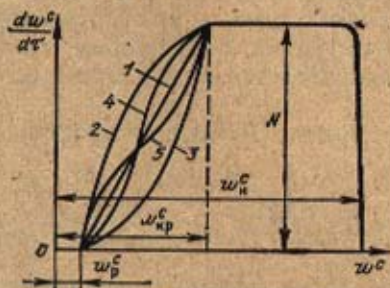


Рис. 6.10. Кривые скорости сушки наиболее распространенных групп материалов

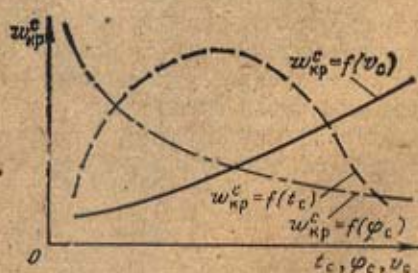


Рис. 6.11. Влияние режимных параметров конвективной сушки на критическое влагосодержание

Материалам, имеющим различные формы связи влаги с материалом и сложную структуру, присущи более сложные кривые скорости сушки 4, 5. Кривая 4 характерна для сушки, например, глины, а кривая 5 — для сушки сухарей. На этих кривых наблюдается второе значение критического влагосодержания $\omega_{кр2}$. Для многих материалов эта точка соответствует началу удаления адсорбционно-связанной влаги, тогда как на участке от $\omega_{кр1}$ до $\omega_{кр2}$ удаляется влага из микрокапилляров.

Критическое влагосодержание при конвективной сушке зависит от вида и размера материала и параметров режима сушки t_c , ω_c и φ_c . Характер их влияния на $\omega_{кр}$ приведен на рис. 6.11.

Если в периоде постоянной скорости сушки не происходит углубление зоны испарения, то для определения $\omega_{кр}^c$ рекомендуется следующее соотношение [49]:

$$\omega_{кр}^c = \omega_r^c + \frac{1}{F} \frac{q_m R}{a_m \rho_0}, \quad (6.21)$$

где ω_r^c — максимальное гигроскопическое (соответствующее равновесному при $\varphi=1$) влагосодержание материала, которое может быть во многих случаях принято равным критическому влагосодержанию на поверхности материала (табл. 6.1); F — коэффициент формы, для пластины $F=3$, для цилиндра $F=4$, для шара $F=5$; a_m — коэффициент диффузии свободной влаги в материале; R — характерный размер материала.

Таблица 6.1. Максимальное гигроскопическое влагосодержание

Материал	$t, ^\circ\text{C}$	$\omega_r^c, \%$	Материал	$t, ^\circ\text{C}$	$\omega_r^c, \%$
Асбестовое волокно	24	1,00	Кирпич силикатный	40	1,82
Бумага:				0	2,0
газетная	24	13,00		-40	2,38
писчая	24	17,5	Кокс	—	2,85
упаковочная	24	17,2	Пенобетон	40	2,90
Вата:			Силикагель	—	23,8
гигроскопическая	—	28,6	Торф	20	8,33
стеклянная	—	0,62	Уголь подмосковный	—	2,32
Гипсошлакобетон	20	11,5	Хлопчатобумажная ткань	—	13,9
Дерево	20	23,8	Цементно-песчаный раст-	20	1,78
Каолин	24	1,43	вор		
Кирпич красный	40	1,00	Шлакобетон	20	2,94
	0	1,25			
	-40	1,54			

В завершение рассмотрения кинетики сушки отметим, что в первом периоде, когда удаляется в основном свободная влага, лимитирующими являются процессы внешнего тепло- и массообмена, а во втором, когда удаляется связанная влага, — процессы переноса теплоты и массы внутри влажного материала.

Поскольку скорость сушки в первом периоде $W=\text{const}$, продолжительность сушки в этом периоде

$$\tau_1 = \frac{\omega_n^c - \omega_{кр}^c}{100N} = \frac{\rho_0 V}{q_m F} \cdot \frac{\omega_n^c - \omega_{кр}^c}{100}, \quad (6.22)$$

где ω_n^c , $\omega_{кр}^c$ — начальное и критическое влагосодержания материала.

Точное аналитическое определение времени сушки во втором периоде чрезвычайно сложно, так как коэффициенты внутреннего переноса

теплоты и массы, зависящие от влагосодержания и температуры, в этом периоде существенно меняются. А. В. Лыковым предложен упрощенный метод расчета кинетики второго периода сушки. Сущность этого метода заключается в том, что действительная кривая скорости сушки в периоде падающей скорости заменяется прямой, проведенной из точки w_p до пересечения с прямой $N = \text{const}$, так чтобы заштрихованные площадки были равны. На рис. 6.12 показаны замены действительных кривых скорости сушки трех различных материалов. В результате та-

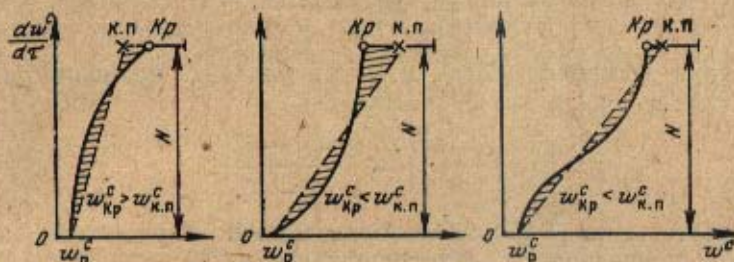


Рис. 6.12. Графический метод определения приведенного критического влагосодержания

кой замены критическая точка в зависимости от характера кривой скорости сушки смещается вправо или влево. При этом влагосодержание, соответствующее точке пересечения проведенной прямой с прямой, характеризующей постоянную скорость сушки в первом периоде, называется *приведенным критическим влагосодержанием* $w_{к.п}^c$. Введение величины $w_{к.п}^c$ позволяет существенно упростить аналитическое выражение для скорости сушки во втором периоде для произвольного момента времени:

$$-dw^c/d\tau = k(w^c - w_{к.п}^c), \quad (6.23)$$

где k — коэффициент сушки, зависящий от режима сушки, c^{-1} :

$$k = N / (w_{к.п}^c - w_p^c) = \kappa N; \quad (6.24)$$

здесь κ — относительный коэффициент сушки, зависящий от свойств материала и его начальной влажности.

Таблица 6.2. Относительный коэффициент сушки некоторых материалов

Материал	Толщина, 10^3 м	Влагосодержание, %		κ , 1/%
		критическое	равновесное	
Асбест	10	170	0,1—3	0,0108
	10	65	0,1—3	0,0275
Гваюла	10—30	66—102	1—1,5	0,0178
Гипс	10	—	0—2	0,0710
Глина	30	40—42	0—3	0,0509
Картофель	3—5	400	2—10	0,0710
Кожа	2	85—110	0,5—2,5	0,0180
Кок-сагыз	10—30	64—100	1—1,5	0,0154
Макаронаы	7,0	35—51	8—18	0,0442
Мел	5	18	0—1	0,20
Морковь	2—5	840	2—5	0,0021
Натуральный каучук	10—30	56—120	1—1,7	0,0180
Опилочно-днатовый кирпич	56	100—110	4—15	0,0146
Пено-днатовый кирпич	56	140—150	10—25	0,0180
Соль	10	5	0	0,320
Фрезерный торф	5—45	330—400	7—8	0,0052

В табл. 6.2 приведены значения относительного коэффициента сушки κ и некоторых материалов. Для случаев, когда значение равновесного влагосодержания w_p^c близко к нулю, относительный коэффициент сушки κ рассчитывают согласно [49] по формуле

$$\kappa = 1,8/w_p^c. \quad (6.25)$$

Тогда для второго периода сушки

$$-\frac{dw^c}{d\tau} = 1,8N \frac{w^c - w_p^c}{w_n^c}. \quad (6.26)$$

Интегрируя уравнение (6.26), можно определить продолжительность сушки во втором периоде от $w_{к.п}^c$ до w_k^c :

$$\tau_{II} = \frac{1,28w_n^c}{N} \lg \frac{w_{к.п}^c - w_p^c}{w_k^c - w_p^c}. \quad (6.27)$$

При известном из (6.25) значении κ можно определить значение критического приведенного влагосодержания:

$$w_{к.п}^c = \frac{1}{\kappa} + w_p^c. \quad (6.28)$$

Общая продолжительность процесса сушки определяется суммированием продолжительностей сушки в первом и втором периодах:

$$\tau = \tau_I + \tau_{II};$$

$$\tau = \frac{1}{N} \left[w_n^c - w_p^c - \frac{1}{\kappa} - 1,28w_n^c \lg \kappa (w_k^c - w_p^c) \right]. \quad (6.29)$$

При вычислении κ по (6.25) продолжительность сушки

$$\tau = \frac{F_0 V}{q_m F} \left[0,44w_n^c - w_p^c - 1,28w_n^c \lg \frac{1,8(w_k^c - w_p^c)}{w_n^c} \right]. \quad (6.30)$$

Ввиду сложности аналитического расчета процесса сушки широкое распространение получили эмпирические соотношения для расчета продолжительности сушки конкретных материалов. Например, продолжительность сушки материала от w_n^c до w_k^c согласно [101] рассчитывают по формуле

$$\tau = \frac{w_n^c - w_k^c}{N} \frac{1}{[1 - C(w_n^c - w_k^c)]}, \quad (6.31)$$

где C — постоянная величина, зависящая от вида материала.

Для расчета времени сушки текстильных и лубоволокнистых материалов в [102, 103] рекомендовано соотношение

$$\tau = \frac{1}{N} \left[w_n^c - w_k^c + A \int_{w_k^c}^{w_{кр}^c} \frac{dw^c}{(w_k^c - w_p^c)^n} + B (w_{кр}^c - w_k^c) \right], \quad (6.32)$$

где A, B, n — эмпирические константы, зависящие от вида материала (например, для льняного мокрого волокна $A=0,34, B=0,84, n=1,23$; для короткого волокна кенафа $A=0,567, B=0,64, n=0,9$).

При наличии хотя бы одной экспериментальной кривой сушки расчет τ для любых условий сушки того же материала проводят по методу В. В. Красникова [106]. В основу метода положено допущение о том,

что произведение скорости сушки N на текущее время τ независимо от режима сушки остается величиной постоянной, т. е.

$$N_1\tau_1 = N_2\tau_2 = \dots = N_n\tau_n = \text{const}, \quad (6.33)$$

где N_1, N_2, \dots, N_n — скорости сушки в периоде постоянной скорости при различных режимах; $\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_n$ — текущее время сушки, в течение которого влагосодержание изменилось от w_n^c до w^c . Отсюда следует, что все экспериментальные кривые сушки данного материала при различных режимах (семейство кривых 1—3 на рис. 6.13,а) при одном и том же w_n^c , перенесенные в новую систему координат $w^c - w_p^c$, $N\tau$, совмещаются в единую кривую, названную обобщенной кривой кинетики сушки (рис. 6.13,б).

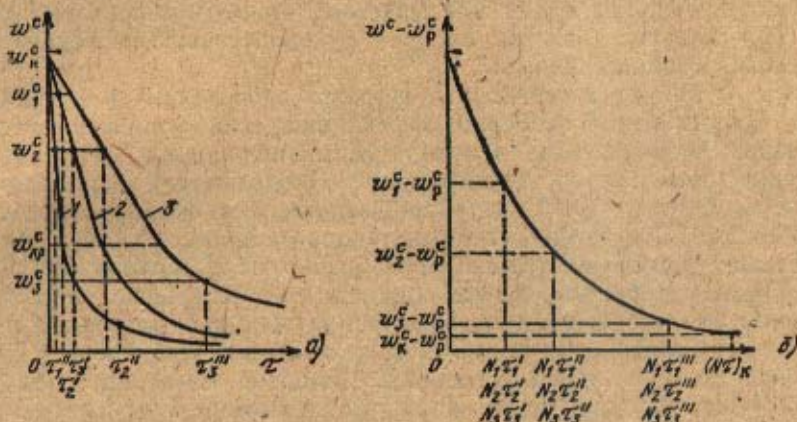


Рис. 6.13. Обобщенная кривая кинетики сушки

При $w_n^c \neq \text{const}$ и $w_p^c \approx \text{const}$ выполняется равенство

$$N_1\tau_1 = N_2 \left(\tau_2 + \frac{w_{n1}^c - w_{n2}^c}{N_2} \right) = \dots = N_n \left(\tau_n + \frac{w_{n1}^c - w_{nl}^c}{N_n} \right). \quad (6.34)$$

Тогда в соответствии с рис. 6.13 время сушки от w_n^c до w_k^c

$$\tau = \frac{(N\tau)_{w_n^c} - (N\tau)_{w_k^c}}{N}, \quad (6.35)$$

где $(N\tau)_{w_n^c}$, $(N\tau)_{w_k^c}$ — обобщенное время, найденное соответственно при w_n^c и w_k^c ; N — скорость сушки в первом периоде при заданных по условиям проектирования параметрах режима, определяемая по (6.7), (6.20).

Обобщенные кривые часто аппроксимируются полиномом по степеням $(w^c - w_p^c)$. Для синтетических тканей толщиной до 5 мм в [104] получено соотношение

$$N\tau = 83,46(w^c - w_p^c) + 0,173(w^c - w_p^c)^2 - 3,76 \cdot 10^{-3}(w^c - w_p^c)^3 + 3 \cdot 10^{-5}(w^c - w_p^c)^4. \quad (6.36)$$

6.4. Конвективная сушка

Наибольшее распространение в промышленности и сельском хозяйстве для обезвоживания материалов получили конвективные сушильные установки. Теплота для сушки материалов в них передается кон-

векцией от горячего газообразного сушильного агента к влажному материалу. Сушильный агент одновременно служит не только теплоносителем, но и влагопоглотителем, поскольку уносит из сушильной установки образовавшиеся в процессе сушки пары влаги. В качестве сушильного агента используют воздух, топочные и другие инертные по отношению к высушиваемому материалу газы (азот, гелий, диоксид углерода и др.), перегретый водяной пар или пар удаляемого из материала растворителя.

При выборе сушильного агента следует учитывать прежде всего технологические особенности сушки. Например, пищевые продукты не рекомендуется сушить топочными газами. Использовать инертный сушильный агент следует, если пары удаляемой из материала жидкости взрыво- или пожароопасны и т. д. В случае возможности использования нескольких сушильных агентов следует руководствоваться технико-экономическими соображениями.

Воздух — наиболее дешевый и широко используемый сушильный агент. Его применение особенно эффективно, если сушимый материал не ухудшает свои свойства в присутствии кислорода и не подвержен разложению при высоких температурах. Экономически оправдано нагревание воздуха до 500 °С в теплообменниках из жаропрочной стали и до 800—1000 °С в регенеративных теплообменниках.

Топочные (дымовые) газы целесообразно использовать при сушке термостойких материалов, не изменяющих качественные показатели при соприкосновении с продуктами горения топлива. Чем выше температура используемых топочных газов, тем интенсивнее процесс сушки, тем компактнее сушильная установка. Диапазон температур топочных газов 250—1200 °С. Для сушки используют дымовые газы из топок производственных котельных, из котлов ТЭЦ, нагревательных, плавильных и обжиговых печей или сооружают специальные топочные устройства, в которых сжигают топливо и отходы технологического производства.

Азот используют в качестве сушильного агента редко и в тех случаях, когда по тем или иным причинам нежелателен контакт сушимого материала или паров удаляемой влаги с кислородом. Поскольку азот получают в специальных воздуходелительных установках, применяют его в сушилках, работающих по замкнутому циклу. Экономически оправданный уровень начальных температур этого сушильного агента — около 400 °С. В аналогичных случаях можно применять в качестве сушильного агента гелий. Коэффициенты теплоотдачи от гелия существенно выше, чем от воздуха или азота, но, с другой стороны, стоимость получения гелия выше, чем азота. Поэтому в таких случаях требуется тщательный технико-экономический анализ.

Для сушки многих капиллярно-пористых материалов целесообразно и экономически выгодно применять в качестве сушильного агента перегретый водяной пар атмосферного давления из специального источника или перегретый пар удаляемой из материала влаги растворителя. Использование в качестве сушильного агента перегретого водяного пара атмосферного давления имеет ряд термодинамических, технологических и технико-экономических преимуществ по сравнению с воздухом или топочными газами [59, 104]:

1) возрастают коэффициенты внутреннего переноса теплоты и массы вследствие более высокой (равной температуре насыщения при данном давлении) температуры материала;

2) повышаются движущая сила переноса массы (разность концентраций у поверхности материала и в ядре потока сушильного агента) и коэффициент самодиффузии молекул пара в пар в пограничном слое,

что обеспечивает более высокие плотности потока массы при удалении свободной влаги;

3) интенсифицируется внешний теплообмен перегретого пара с материалом;

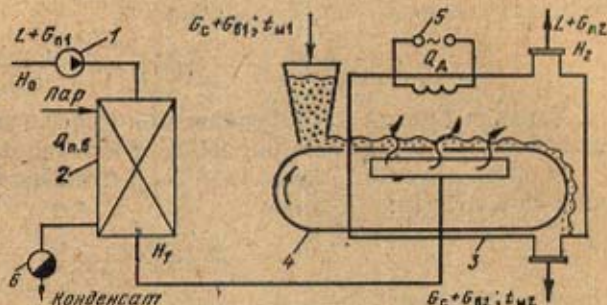
4) повышенная температура материала способствует снижению критического влагосодержания, увеличению длительности первого периода сушки;

5) появляется возможность применения высокотемпературного сушильного агента вследствие отсутствия в нем свободного кислорода (исключено возгорание, окисление материала);-

6) снижаются капитальные и эксплуатационные затраты, так как удельная объемная теплоемкость перегретого водяного пара на 20—30% выше, чем воздуха;

Рис. 6.14. Принципиальная схема непрерывно действующей конвективной сушилки:

1 — вентилятор; 2 — calorifier; 3 — сушилка; 4 — транспортер; 5 — дополнительный подогреватель; 6 — конденсатоотводчик



7) уменьшается удельный расход теплоты за счет реализации замкнутой циркуляции сушильного агента и утилизации большей части теплоты.

Наиболее существенно преимущества перегретого пара проявляются при температурах выше 150—180 °С, причем чем выше температура, тем более эффективно применение перегретого пара.

6.4.1. Материальный и тепловой балансы конвективных сушильных установок. При проектировании сушильных установок составление материального и теплового балансов позволяет установить расходы сушильного агента, теплоты, тепловую экономичность установки, изменение параметров сушильного агента и т. д. Результаты балансовых расчетов в совокупности с кинетическими характеристиками процесса сушки являются исходными данными для конструктивного расчета установки и ее отдельных узлов.

Рассмотрим простейшую конвективную сушильную установку (рис. 6.14), в которой сушильный агент нагнетается вентилятором 1, водяным паром нагревается в calorifiere 2, однократно используется для сушки материала в сушилке 3 и выбрасывается в окружающую среду. Влажный материал транспортером 4 подается в сушилку, высушивается при контакте с сушильным агентом (продувание через слой) и выводится из установки. Установка работает непрерывно в стационарном режиме.

Материальный баланс. Принимаем, что сушимый материал и сушильный агент состоят из абсолютно сухой части и влаги (в виде жидкости в материале, пара в сушильном агенте), т. е. $G_M = G_C + G_B$, $G_{C,n} = L_C + G_B$ (G_M и $G_{C,n}$ — соответственно расходы материала и сушильного агента). Поскольку вся влага, испаренная из материала, уносится сушильным агентом, материальный баланс установки имеет вид

$$L_C + G_{B1} + G_C + G_{B1} = L_C + G_{B2} + G_C + G_{B2}. \quad (6.37)$$

Индексы 1 и 2 относятся к параметрам соответственно на входе в сушилку и выходе из нее. Будем полагать, что в сушилке массы абсолютно сухой части материала и сушильного агента не изменяются, т. е. $L_c = \text{const}$ и $G_c = \text{const}$. Поэтому материальный баланс для системы влажный материал — сушильный агент следует записывать только применительно к переносимому компоненту — влаге. Количество влаги в сушильном агенте на выходе G_{n2} возрастает, причем

$$G_{n1} + G_{n1} = G_{n2} + G_{n2}, \quad (6.38)$$

или

$$W = G_{n1} - G_{n2} = G_{n2} - G_{n1}, \quad (6.39)$$

где W — количество выделяемой материалом влаги, кг/с.

С учетом определений понятий влагосодержания сушильного агента d , г влаги/кг сухого воздуха, и материала, w^c , %, запишем окончательно материальный баланс сушилки:

$$G_c \left(\frac{w_1^c - w_2^c}{100} \right) = L \frac{d_2 - d_1}{1000}. \quad (6.40)$$

Левая и правая части уравнения (6.40) выражают количество испаренной влаги W . Таким образом, W можно вычислить, если известны:

а) количество L , начальное d_1 и конечное d_2 влагосодержания сушильного агента:

$$W = L \frac{d_2 - d_1}{1000}, \quad (6.41)$$

б) любые три из четырех характеристик сушимого материала — начальное w_1^c и конечное w_2^c влагосодержания материала, его исходная G_1 и конечная G_2 массы:

$$W = G_1 \frac{w_1^c - w_2^c}{100 + w_1^c} = G_2 \frac{w_1^c - w_2^c}{100 + w_2^c}. \quad (6.42)$$

Можно определить W по двум характеристикам — G_1 и G_2 .

Из выражения (6.41) определяют удельный (на 1 кг испаренной влаги) расход сухого сушильного агента:

$$l = \frac{L}{W} = \frac{1000}{d_2 - d_1}. \quad (6.43)$$

При проектировании сушилки, в том числе и при выборе вспомогательного оборудования и соединительных трубопроводов, следует помнить, что объемный расход сушильного агента V зависит от его влагосодержания:

$$V = \frac{L(1 + d/1000)}{\rho}, \quad (6.44)$$

где ρ — плотность сушильного агента, рассчитываемая по формуле

$$\rho = 0,289 \frac{p}{T} \frac{1000 + d}{622 + d}. \quad (6.45)$$

Материальный баланс для непрерывно действующих сушилок составляют для потоков массы, для периодически действующих — в целом на цикл их работы.

Тепловой баланс. Для упрощения записи теплового баланса представим сушимый материал на входе состоящим из транзитной части $G_2 = G_c + G_{n2}$ и испаряемой влаги W , т. е.

$$G_c + G_{n1} = G_2 + W. \quad (6.46)$$

Для сушилки (рис. 6.14) приходная часть теплового баланса должна включать:

а) теплоту, переданную сушильному агенту в калорифере,

$$Q_{п.в} = L(H_1 - H_0), \quad (6.47)$$

где H_1, H_0 — энтальпии сушильного агента на выходе из калорифера и окружающего воздуха;

б) дополнительные тепловыделения Q_d в сушилке (например, от дополнительного нагревателя 5 или от инфракрасных излучателей — при конвективно-радиационной сушке и т. п.);

в) физическую теплоту, вносимую сушильным агентом LH_0 , транзитной частью сухим материалом $G_2 c_{M1} t_{M1}$, испаряемой влагой $c_{в.л} W t_{M1}$, транспортным устройством (транспортером) $G_{тр} c_{тр1} t_{тр1}$.

Расходная часть теплового баланса состоит из потерь теплоты:

с уходящим сушильным агентом LH_2 ;

с уходящим материалом $G_2 c_{M2} t_{M2}$;

с уходящим транспортным устройством $G_{тр} c_{тр2} t_{тр2}$;

в окружающую среду внешней поверхностью сушилки $Q_5 = \sum k_i F_i \Delta t_i$, где $k_i, F_i, \Delta t_i$ — соответственно средние коэффициент теплопередачи, площадь поверхности и разность температур на i -м участке сушилки.

Теплопередача через различные части конструкций стенок иногда существенно различается (интенсивность теплообмена горизонтальных и вертикальных участков стен неодинакова, температурный напор на разных участках различен и т. п.). Поэтому Q_5 есть сумма потерь теплоты различными участками ограждений. При проектировании значений Q_5 задаются, а затем проверяют расчетом, добиваясь равенства заданного и расчетного значений. Таким образом,

$$L(H_1 - H_0) + Q_d + LH_0 + G_2 c_{M1} t_{M1} + c_{в.л} W t_{M1} + G_{тр} c_{тр1} t_{тр1} = \\ = LH_2 + G_2 c_{M2} t_{M2} + G_{тр} c_{тр2} t_{тр2} + Q_5. \quad (6.48)$$

Если в сушилку поступает материал с частично замороженной влагой, то в расходную часть добавляют составляющую, равную расходу теплоты на подогрев льда до 0°C и превращение его в жидкость при 0°C . В приходную часть со знаком минус или плюс включается теплота химических превращений Q_x при наличии эндотермических или экзотермических реакций.

Перепишем тепловой баланс (6.48) в следующем виде:

$$L(H_1 - H_2) = G_2 (c_{M2} t_{M2} - c_{M1} t_{M1}) + G_{тр} (c_{тр2} t_{тр2} - c_{тр1} t_{тр1}) - \\ - c_{в.л} W t_{M1} - Q_d + Q_5. \quad (6.49)$$

В правой части уравнения первый член соответствует затратам теплоты на нагревание материала Q_2 , второй — на нагревание транспортных устройств $Q_{тр}$. Разделив левую и правую части (6.49) на W , перепишем уравнение теплового баланса в удельных величинах, отнесенных к 1 кг испаренной влаги:

$$l(H_1 - H_2) = q_M + q_{тр} + q_5 - c_{в.л} t_{M1} - q_d, \quad (6.50)$$

где $q_M = G_2 (c_{M2} t_{M2} - c_{M1} t_{M1}) / W$; $q_{тр} = G_{тр} (c_{тр2} t_{тр2} - c_{тр1} t_{тр1}) / W$; $q_5 = Q_5 / W$; $q_d = Q_d / W$.

Разность между суммой удельных величин дополнительных теплотоприходов $\sum q_{тп} = q_d + c_{в.л} t_{M1}$ и суммой удельных величин теплотопотерь $\sum q_{пот} = q_M + q_{тр} + q_5$ обозначим через Δ . Тогда окончательно тепловой баланс сушилки примет вид

$$l(H_1 - H_2) = -\Delta. \quad (6.51)$$

Для сушилки, условно называемой теоретической, в которой отсутствуют потери теплоты на нагревание материала, транспортных устройств, в окружающую среду и в которой нет дополнительного тепловыделения и температура входящего в нее материала равна 0°C , из выражения (6.48) получаем

$$H_1 = H_2 = \text{const}, \quad (6.52)$$

т. е. в теоретической сушилке процесс сушки происходит при постоянной энтальпии сушильного агента (адиабатный процесс).

Сделанный вывод может быть объяснен физически. Испарение влаги из материала за счет снижения температуры сушильного агента приводит к росту его влагосодержания, так что в целом его энтальпия остается неизменной.

Изменение энтальпии сушильного агента за счет изменения не только температуры, но и его влагосодержания приводит к тому, что основная статья расхода теплоты в сушилке — расход теплоты на испарение влаги $Q_{\text{и}}$ — присутствует в (6.48) и (6.49) в скрытом виде.

С учетом сказанного выше суммарный расход теплоты в сушилке можно записать как

$$\Sigma Q = Q_{\text{и}} + Q_{\text{м}} + Q_{\text{тп}} + Q_5 + Q_2 - Q_{\text{д}}, \quad (6.53)$$

где $Q_{\text{и}}$ — расход теплоты на испарение влаги, равный для воды

$$Q_{\text{и}} = W(2500 + 1,97t_2 - 4,19t_{\text{м}1}); \quad (6.54)$$

Q_2 — потери теплоты с уходящим сушильным агентом, рассчитываемые по формуле

$$Q_2 = L(H'_2 - H_0). \quad (6.55)$$

Здесь H'_2 — энтальпия сушильного агента при температуре t_2 на выходе из сушилки и влагосодержании d_1 на входе в нее.

Требуемое количество теплоты ΣQ обеспечивается сушильным агентом на выходе из калорифера, т. е. $LH_1 = \Sigma Q$. Последнее равенство позволяет рассчитать на основании теплового баланса требуемое количество сушильного агента при заданном температурном режиме сушки (t_1 и t_2):

$$L = \frac{Q_{\text{и}} + Q_{\text{м}} + Q_{\text{тп}} + Q_5 - Q_{\text{д}}}{c_1 t_1 - c_2 t_2}, \quad (6.56)$$

где c_1 и c_2 — удельные теплоемкости сушильного агента соответственно при температурах t_1 и t_2 и влагосодержании d_1 :

$$c_1 = c_{\text{в}} + 0,001d_1c_{\text{п}}, \quad (6.57)$$

где $c_{\text{в}}$ и $c_{\text{п}}$ — удельные теплоемкости сухого воздуха и пара при температуре t_1 .

При отсутствии дополнительных источников теплоты в установке ($Q_{\text{д}} = 0$) вся необходимая для сушки теплота подводится в калорифере. Поэтому удельный расход теплоты рассчитывают как

$$q = \frac{Q_{\text{и.в}}}{W} = \frac{L(H_1 - H_0)}{W} = l(H_1 - H_0), \quad (6.58)$$

Расход теплоты с учетом КПД калорифера или топки η равен

$$Q = \frac{Q_{\text{и.в}}}{\eta} = \frac{L(H_1 - H_0)}{\eta} = \frac{1000W}{\eta} \frac{H_1 - H_0}{d_2 - d_1}. \quad (6.59)$$

В расчетах принимают для топок $\eta = 0,95$, для паровых и электрических калориферов $\eta = 0,98 + 0,99$, для огневых калориферов в зависи-

мости от температуры отходящих из калорифера газов $\eta=0,6-0,7$ [50].

При подогреве сушильного агента паром расход последнего равен

$$D = \frac{1000W}{\eta(d_2 - d_1)} \frac{H_1 - H_0}{h_n - h_k}, \quad (6.60)$$

где h_n и h_k — соответственно энтальпии пара на входе в калорифер и конденсата на выходе из калорифера.

Таким образом, тепловой баланс сушилки позволяет определять суммарные затраты теплоты, тепловую мощность генератора теплоты, расходы сушильного агента (при заданном температурном режиме) или температуру и влагосодержание сушильного агента на выходе (при заданном расходе сушильного агента), а также тепловую экономичность сушилки q .

Составление теплового баланса, так же как и материального, для сушилок, работающих периодически, проводят на один цикл их работы. При существенном изменении температуры воздуха на входе в сушилку и выходе из нее в течение цикла работы сначала составляют тепловой баланс для отдельных промежутков времени, в течение которых эти температуры могут быть приняты неизменными, а затем суммируют приходные и расходные статьи балансов в целом за цикл работы. В этом случае помимо статей расхода теплоты, указанных при составлении теплового баланса непрерывно действующей сушилки, учитывают расход теплоты на разогрев ограждений сушилки, охлаждающихся в период ее останова. Точные расчеты потерь теплоты на разогрев ограждений и в окружающую среду необходимо выполнять с учетом нестационарности режима протекающих в них процессов.

6.4.2. Теплотехнологические схемы конвективных сушильных установок. Рассмотренная выше теплотехнологическая схема сушильной установки с однократным использованием сушильного агента является основной и наиболее распространенной в народном хозяйстве. Для повышения тепловой экономичности сушки или снижения предельных температур нагревания сушильного агента, для проведения сушки во влажном сушильном агенте иногда целесообразно использовать более сложные теплотехнологические схемы сушильных установок. Нашли применение установки с рециркуляцией сушильного агента, многозонные установки с промежуточным подогревом сушильного агента в отдельных зонах, многозонные установки с промежуточным подогревом и рециркуляцией сушильного агента в отдельных зонах, многозонные с рециркуляцией сушильного агента из последней зоны в первую и др.

Тепловой расчет сушильных установок со сложными схемами может быть выполнен аналитически [104] или графоаналитически при помощи H, d -диаграммы влажного воздуха [47, 50]. Расчеты с использованием H, d -диаграммы достаточно просты и наглядны, однако в таких расчетах ограничено применение ЭВМ для выбора оптимальных вариантов сушки.

Рассмотрим основы теплового расчета некоторых характерных сушильных установок.

Сушка с однократным использованием сушильного агента. Поскольку использование H, d -диаграммы для расчетов процессов сушки подразумевает лишь анализ изменения состояния сушильного агента при его движении в установке, принципиальная схема такой установки с калорифером Π (подогревателем) и собственно сушильной камерой C (сушилкой) может быть представлена упрощенно (рис. 6.15,а).

Для теоретической сушилки ($q_m=0, q_s=0, q_d=0, t_{м1}=0$), как было показано выше, $H_1=H_2$. Сушильный агент в такой установке лишь

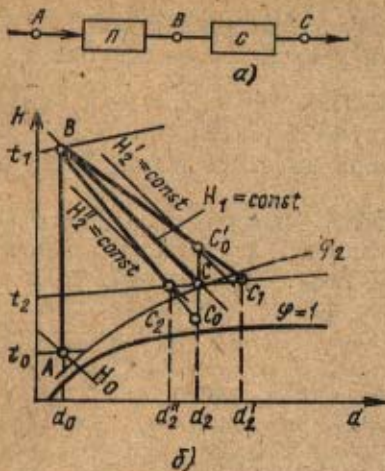


Рис. 6.15. Принципиальная схема сушилки с однократным использованием сушильного агента и изображение изменения его состояния в H, d -диаграмме

зависимости от соотношения сумм удельных потерь теплоты $\Sigma q_{пот}$ и удельных дополнительных тепловыделений $\Sigma q_{доп}$ возможны три случая:

- 1) $\Delta = 0$, тогда из (6.50) $H_1 = H_2$;
- 2) $\Delta > 0$, тогда $H_1 < H_2$;
- 3) $\Delta < 0$, тогда $H_1 > H_2$.

Представляют интерес построения в H, d -диаграмме изменения состояния воздуха для второго и третьего случаев, поскольку построение для первого случая аналогично вышеприведенному построению для теоретической сушилки.

Для построения изменения состояния воздуха в действительной сушилке предварительно по (6.49) — (6.51) рассчитывают Δ . С целью упрощения графических построений строят сначала изменение состояния воздуха в теоретической сушилке. По известной конечной температуре воздуха t_2 определяют влагосодержание d_2 (точка C на рис. 6.15, б), соответствующее изменению состояния в теоретической сушилке, имеющей температуру на входе t_1 и влагосодержание d_0 (точка B).

Из уравнения теплового баланса (6.51) следует, что Δ численно равно тангенсу угла наклона прямой, соединяющей на H, d -диаграмме точки состояния воздуха на входе в сушилку и выходе из нее, к линии $H = \text{const}$.

При известной разности $d_2 - d_0$ рассчитывают энтальпию H_2'' , соответствующую точке C_0 (при $\Delta < 0$) или H_2' — точке C_0' (при $\Delta > 0$):

$$H_2' = H_1 + \Delta(d_2 - d_0)/1000. \quad (6.61)$$

Соединяя точку C_0 или C_0' (в зависимости от знака Δ), определяемую координатами H_2' или H_2'' , с точкой B , получают политропу действительного процесса (рис. 6.15, б).

Пусть точки C, C_1, C_2 , лежащие на изотерме t_2 , соответствуют окончанию процесса сушки в сушилке при $\Delta = 0, \Delta > 0$ и $\Delta < 0$. Тогда d_2, d_2' и d_2'' соответствуют влагосодержанию воздуха на выходе из сушилки для этих случаев. Очевидно, что удельный расход воздуха на 1 кг испаренной влаги (l) будет различен: для действительного процесса сушки при $\Delta > 0$ меньше, а при $\Delta < 0$ больше, чем расход воздуха в теоретической сушилке (при $\Delta = 0$), поскольку $d_2'' - d_0 < d_2 - d_0 < d_2' - d_0$.

дважды меняет свое состояние: нагревается в калорифере от температуры окружающей среды t_0 до температуры t_1 и затем охлаждается в сушилке до температуры t_2 , поглощая влагу в процессе ее адиабатного испарения ($H_1 = H_2$) из материала. Нагревание сушильного агента (воздуха) изображается вертикальной прямой $d_0 = \text{const}$ (отрезок AB). Точки A и B соответствуют состояниям воздуха в окружающей среде (t_0, d_0) и перед сушилкой ($t_1, d_0 = d_1$). Так как $H_1 = H_2$, то линия BC соответствует изменению состояния воздуха в сушильной камере. Определив положение точки C , легко рассчитать удельные расходы воздуха $l = 1000/(d_2 - d_1)$ и теплоты $q = (H_1 - H_0) \cdot 1000/(d_2 - d_1)$.

В действительной сушилке, в которой хотя бы одна из удельных составляющих теплового баланса не равна нулю, вза-

По H, d -диаграмме определяют по (6.58) и (6.43) удельный расход теплоты:

$$q = l(H_1 - H_0) = (H_1 - H_0) 1000 / (d_2 - d_0). \quad (6.62)$$

В сушилке, для которой теплопотери преобладают над дополнительными теплопритоками ($\Delta < 0$), удельный расход теплоты q' больше, чем в теоретической сушилке. При $\Delta > 0$ имеет место неравенство $q'' < q$, так как $d_2'' - d_1 > d_2 - d_1 > d_2' - d_1$, а $H_1 - H_0 = \text{const}$ для всех указанных случаев.

Для анализа влияния различных факторов на тепловую экономичность сушильной установки выразим удельный расход теплоты через тангенс угла наклона к оси влагосодержаний линии, соединяющей точки A и C (рис. 6.16), т. е. точки, соответствующие состоянию воздуха на входе в установку (калорифер) и на выходе из сушильной камеры. В соответствии с (6.58) можно записать (рис. 6.16)

$$q = (H_B - H_A) \cdot 1000 / (d_C - d_A). \quad (6.63)$$

С учетом масштабов по осям энтальпии M_H и влагосодержания M_d можно записать

$$H_B - H_A = AB \cdot M_H = (AD + DB) M_H; \quad (6.64)$$

$$d_C - d_A = DC \cdot M_d. \quad (6.65)$$

Поскольку углы BCD и DBC равны 45° , то $BD = DC$. Тогда

$$q = \frac{DB + AD}{DC} \frac{M_H}{M_d} = (1 + \text{tg } \gamma) m, \quad (6.66)$$

где m — отношение масштабов по осям энтальпии и влагосодержания H, d -диаграммы.

Очевидно, чем меньше угол γ , тем меньше удельный расход теплоты в сушилке, тем выше ее тепловая экономичность.

Используя наглядность представления тепловой экономичности, легко показать, что, например, для теоретической сушилки увеличение температуры воздуха на входе в сушилку при постоянных прочих параметрах приведет к повышению тепловой экономичности процесса сушки.

Определив путем построения в H, d -диаграмме состояние воздуха после сушилки, рассчитывают расходы теплоты ($Q = qW$) и сушильного агента ($L = lW$).

Для теоретической сушилки с однократным использованием воздуха легко получить указанные выше величины аналитически, не прибегая к построениям в H, d -диаграмме. Исходя из условия $H_1 = H_2$, определяют конечное влагосодержание воздуха. Так как

$$c_a t_1 + 0,001 d_1 h_1 = c_a t_2 + 0,001 d_2 h_2, \quad (6.67)$$

то для инженерных расчетов можно получить [104]

$$d_2 = \frac{10^3 \left(c_a + c_w \frac{d_1}{1000} \right) (t_1 - t_2)}{h_2} + d_1, \quad (6.68)$$

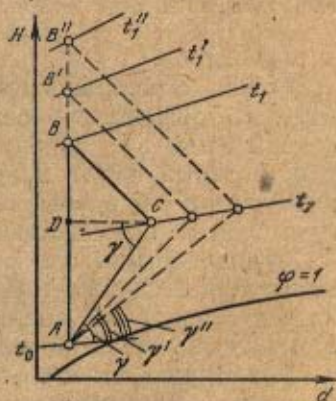


Рис. 6.16. Влияние температуры сушильного агента на тепловую экономичность сушилки

где h_1' и h_2 — соответственно энтальпии пара, находящегося в воздухе, при температурах t_1 и t_2 .

При $\Delta \neq 0$ выражение для действительного конечного влагосодержания $d_2^{A'}$ согласно (6.51) примет вид

$$d_2^{A'} = \frac{10^3 \cdot \left(c_B + c_B \frac{d_1}{1000} \right) (t_1 - t_2)}{h_2 - \Delta} + d_1, \quad (6.69)$$

При вычислении $d_2^{A'}$ по (6.69) следует величину Δ подставлять с учетом алгебраического знака «+» или «-». Выражения (6.68) и (6.69) позволяют аналитически рассчитывать l и q и все другие связанные с ними величины.

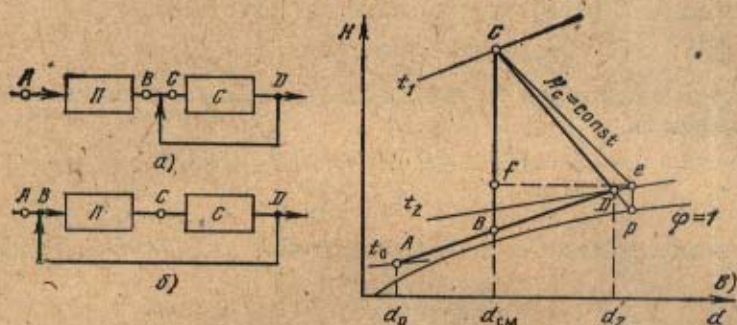


Рис. 6.17. Принципиальные схемы сушилок с рециркуляцией сушильного агента и изображение изменения его состояния в H, d -диаграмме

Сушка с рециркуляцией сушильного агента. Рециркуляцией будем называть возврат отработавшего сушильного агента с большим влагосодержанием в сушильную камеру и смешение его с сушильным агентом, который имеет меньшее влагосодержание, а коэффициент рециркуляции k — отношение расходов сухого рециркулирующего и сухого смешиваемого сушильного агентов.

Сравнивая сушилки с однократным использованием воздуха и с рециркуляцией, можно отметить, что при одинаковых температурных режимах в последней выше влагосодержание и относительная влажность сушильного агента на выходе, а также тепловая экономичность.

Повышение относительной влажности воздуха способствует, как правило, снижению механических напряжений в сушимом материале. Поэтому рециркуляцию используют для сушки лесоматериалов, кожи, керамических изделий и т. п. В последнее время она получает особо широкое применение, так как существенно увеличивает тепловую экономичность сушилки, причем чем выше коэффициент рециркуляции, тем ниже удельные расходы теплоты.

Однако наряду с достоинствами применение рециркуляции имеет и недостатки, связанные с теплотехническими и производственными трудностями сушки высоковлажным сушильным агентом. Принципиально возможны возврат и смешение некоторой части отработавшего (рециркулируемого) воздуха перед сушилкой (рис. 6.17,а) и перед калорифером (рис. 6.17,б). При заданных температуре сушильного агента и коэффициенте рециркуляции перед сушилкой в схеме рис. 6.17,а следует нагревать незначительные количества свежего воздуха с пара-

метрами точки A до очень высоких температур, а в схеме рис. 6.17,6 температура нагревания в калорифере равна температуре сушильного агента на входе в сушилку, однако количество нагреваемого в нем воздуха существенно выше, чем в первой схеме. Вторая схема получила в промышленности большее распространение как относительно простая в техническом отношении. Поэтому ниже будет рассматривать построение процессов и тепловой расчет для нее. Свежий воздух, поступая в сушилку с параметрами точки A (d_0, t_0), затем трижды меняет свое состояние: при смешении с частью отработавшего до состояния точки D (d_2, t_2) воздуха (процесс изображается прямой, соединяющей точки A и D), при нагревании в калорифере до состояния точки C ($d_{см}, t_1$) и в сушилке при взаимодействии с сушимым материалом (рис. 6.17,6).

Уравнение материального баланса по влаге для сушилки в этом случае имеет вид

$$\frac{L d_{см}}{1000} + W = L \frac{d_2}{1000}, \quad (6.70)$$

где L — количество сухого воздуха, проходящего через сушилку; W — количество испаренной влаги; $d_2, d_{см}$ — влагосодержания отработавшего воздуха и воздуха после смешения.

Удельный расход воздуха в сушилке

$$l = \frac{1000}{d_2 - d_{см}}. \quad (6.71)$$

Выражая $d_{см}$ через d_0 и k [см. формулу (5.21)], получаем

$$l = \frac{1000}{d_2 - d_0} (1 + k). \quad (6.72)$$

Согласно определению коэффициента рециркуляции на каждый килограмм свежего воздуха в смеси приходится k килограммов рециркулирующего. Следовательно,

$$L = L_0 (1 + k); \quad L_p = L_0 k = \frac{Lk}{1 + k}, \quad (6.73)$$

где L_0, L_p — количества свежего и рециркулирующего воздуха.

Для удельных расходов воздуха имеем

$$l_0 = \frac{l}{1 + k} = \frac{1000}{d_2 - d_0}; \quad (6.74)$$

$$l_p = l_0 k = \frac{1000k}{d_2 - d_0}. \quad (6.75)$$

При расчете сушилки с рециркуляцией могут быть заданы различные параметры. Допустим, известны t_0, d_0, t_1, t_2, k (рис. 6.17,6). Тогда, зная $\Sigma Q / (c_1 t_1 - c_2 t_2)$ и $1000W / (d_2 - d_{см})$, можно определить влагосодержания воздуха d_2 и $d_{см}$. На H, d -диаграмме параметрам t_0, d_0 соответствует точка A , а параметрам t_2, d_2 — точка D . Соединяя точки A и D прямой, на пересечении ее с вертикалью $d_{см} = \text{const}$ находим точку B , соответствующую параметрам смешанного воздуха перед калорифером. Строим линию BC нагревания воздуха до t_1 в калорифере. Линия CD соответствует процессу сушки. Если сушилка теоретическая [с уче-

том выражения $\Sigma Q / (c_1 t_1 - c_2 t_2)$, то линия CD пройдет по изоэнтальпе $H_C = \text{const}$.

При заданных значениях t_0, d_0, t_1, k, Δ и l или L построение процессов для сушилки начинают также с вычисления d_2 и $d_{\text{см}}$:

$$d_2 = d_0 + \frac{1000}{l} (1+k), \quad \text{или} \quad d_2 = d_0 + \frac{1000W}{L} (1+k); \quad (6.76)$$

$$d_{\text{см}} = \frac{d_0 + k d_2}{1+k}, \quad \text{или} \quad d_{\text{см}} = d_2 - \frac{1000}{l}. \quad (6.77)$$

На пересечении линии $d_{\text{см}} = \text{const}$ с изотермой t_1 находят точку C , соответствующую параметрам воздуха после калорифера. Через точку C проводят изоэнтальпу $H_C = \text{const}$ и берут на ней произвольную точку e . Через точку e проводят горизонталь до пересечения с линией $d_{\text{см}} = \text{const}$ (точка f). Вычисляют длину отрезка $ep = e f \Delta / m$ и при $\Delta < 0$ откладывают его вниз по вертикали (точка p). Соединяют точки C и p , на пересечении прямой Cp с линией $d_2 = \text{const}$ получают точку D . Проводят линию AD и на пересечении с линией $d_{\text{см}} = \text{const}$ получают точку B . После завершения построений определяют удельный расход теплоты:

$$q = l(H_C - H_B). \quad (6.78)$$

Рис. 6.18. Сравнение тепловой экономичности сушилок с рециркулирующей и однократным использованием сушильного агента

и в сушилках с однократным использованием воздуха при одинаковых значениях параметров в точках A и C_0 и различных начальных температурах сушильного агента равновелики. Это следует из подобия треугольников ABC_0 и $M_1 B_1 C_0$ (рис: 6.18):

$$\frac{M_1 B_1}{D_0 C_0} = \frac{AB}{DC_0}, \quad \text{т. е.} \quad \frac{H_1 - H_{\text{см}}}{d_2' - d_{\text{см}}} = \frac{H_1 - H_0}{d_2' - d_0}. \quad (6.79)$$

Использование рециркуляции в случае теоретической сушилки позволяет значительно уменьшить температуру теплоносителя, поступающего в сушилку, что существенно при сушке материалов, качество которых ухудшается при соприкосновении с газом высокой температуры. Однако если сравнить удельные расходы теплоты в тех же сушилках, но при одинаковых значениях температур на входе и выходе (треугольники $M_1 B_1 C_0$ и $AB_2 C_1'$), то для варианта с рециркуляцией сушильного агента расход теплоты будет меньшим, так как угол наклона линии AC_0 к горизонтали меньше угла наклона линии AC_1' и

$$\frac{AB_2}{D_1' C_1'} > \frac{M_1 B_1}{D_0 C_0}. \quad (6.80)$$

Для варианта сушки с рециркуляцией можно получить аналитическую зависимость для определения $d_2, d_{\text{см}}$ и связанных с ними величин l, l_0, l_0', q . При $\Delta = 0$, исходя из равенства $H_B = H_C$, и выражая

H_B через t_1 и $d_{см}$, а H_C — через t_2 и d_2 , получаем

$$d_2' = \frac{10^3 \left(c_B + c_{\pi} \frac{d_0}{1000} \right) (t_1 - t_2)}{h_2 \left(1 - \frac{k}{k+1} \frac{h_1}{h_2} \right)} + d_0. \quad (6.81)$$

При $\Delta \neq 0$

$$d_2 = \frac{10^3 \left(c_B + c_{\pi} \frac{d_0}{1000} \right) (t_1 - t_2)}{(h_2 - \Delta) \left(1 - \frac{k}{k+1} \frac{h_1}{h_2} \right)} + d_0. \quad (6.82)$$

По разности $d_2 - d_0$ или $d_2' - d_0$ вычисляют удельный расход свежего воздуха и далее l , l_p и q . Из выражения (6.81) следует, что при заданных параметрах d_0 , t_1 и t_2 существует предельное значение коэффициента рециркуляции (d_2 физически не может быть меньше d_0), определяемое из выражения

$$k_{\text{пр}} = \frac{r + c_{\pi} t_2 - \Delta}{c_{\pi} (t_1 - t_2)}. \quad (6.83)$$

Выбирая коэффициент рециркуляции, следует помнить, что, с одной стороны, при увеличении его значения до верхнего ограничивающего предела $k_{\text{пр}}$ возрастает тепловая экономичность процесса сушки, с другой — при этом происходит увеличение расходов электроэнергии на перекачку рециркулирующего воздуха и капитальных затрат на нагнетатель и соединяющие трубопроводы.

Сушка с промежуточным подогревом сушильного агента. Этот вид сушки применяют в многозонных установках при обезвоживании термолабильных материалов. Поскольку подобные материалы при высоких температурах подвержены термической деструкции, сушильный агент подогревают перед каждой зоной до такой температуры, которая допустима для материала. Принципиальная схема трехзонной сушильной установки изображена на рис. 6.19, а, а изменение состояния воздуха в H, d -диаграмме показано на рис. 6.19, б.

Будем считать, что во всех зонах начальные и конечные температуры воздуха равны соответственно t_1 и t_2 .

Рассматривая каждую зону как сушилку с однократным использованием воздуха, последовательно по ходу воздуха строят процессы в H, d -диаграмме. В теоретической сушилке построение процессов не вызывает затруднений. Воздух перед первой зоной нагревает от температуры окружающей среды t_0 до t_1 по линии AB , далее следует процесс сушки материала с изменением параметров воздуха по линии $H_B = \text{const}$ до температуры t_2 , соответствующей точке C . Во второй зоне вновь нагревают воздух до температуры t_1 (точка B') и затем используют для сушки (точка C') и т. д. Расход воздуха во всех зонах одина-

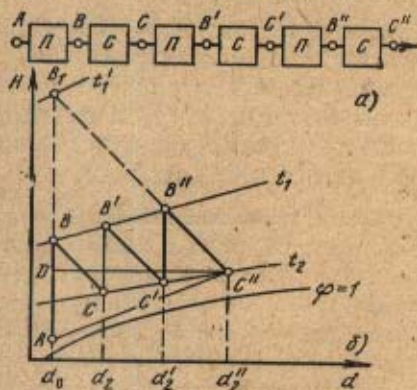


Рис. 6.19. Принципиальная схема сушилки с промежуточным подогревом сушильного агента и изображение изменения его состояния в H, d -диаграмме

ков. Легко показать, что

$$L = \frac{1000W}{d_2'' - d_0}; \quad l = \frac{1000}{d_2'' - d_0}, \quad (6.84)$$

где W — количество влаги, испаренной во всех зонах.

Если из построения процессов в H, d -диаграмме известны значения d_2, d_2', d_2'' , то с учетом (6.84) можно рассчитать количество влаги, испаряемой в каждой зоне:

$$W_1 = \frac{L(d_2 - d_0)}{1000}; \quad W_2 = \frac{L(d_2' - d_2)}{1000}; \quad W_3 = \frac{L(d_2'' - d_2')}{1000}. \quad (6.85)$$

Исходя из теплового баланса для теоретической сушилки, имеем $W_1 < W_2 < W_3$. На практике следует согласовывать статические расчеты с кинетикой сушки, поскольку увеличение влагосодержания сушильного агента замедляет процесс сушки. Возможные пути согласования: увеличение габаритов последующих зон; замедление продвижения материала в последующих зонах; интенсификация процесса обдува материала в последующих зонах для увеличения коэффициента теплоотдачи и т. д.

Удельный расход теплоты определяют суммированием затрат теплоты на подогрев воздуха во всех зонах:

$$q = l(H_B - H_A + H_{B'} - H_C + H_{B''} - H_C), \quad (6.86)$$

или в отрезках

$$q = \frac{(AB + B'C + B''C_2)M_H}{DC''M_d}. \quad (6.87)$$

Из сопоставления рис. 6.16 и 6.19,б видно, что в сушилке с однократным использованием воздуха можно удалить то же количество влаги, что и в сушилке с промежуточным подогревом, увеличив начальную температуру воздуха до t_1' (точка B_1). Тепловая экономичность этих сушилок будет одинакова, поскольку угол наклона линии AC'' остается неизменным.

Сушка топочными газами. Стремление к интенсификации и повышению экономичности процесса сушки привело к использованию в качестве сушильного агента топочных газов. Сушилки на топочных газах по сравнению с сушилками с паровыми калориферами более экономичны по расходу топлива, менее металлоемки (нет необходимости в паровых котлах, паропроводах, калориферах и т. д.), менее инерционны при регулировании температуры сушильного агента и т. д. [47].

Балансовые расчеты сушильных установок на топочных газах, определение общих расходов теплоты и сушильного агента могут быть выполнены, так же как и для установок с использованием воздуха, с помощью H, d -диаграммы. Как правило, в сушильных установках используется смесь топочных газов с воздухом. При коэффициенте избытка воздуха $\alpha > 5$ отличия значений удельных теплоемкостей смеси и чистого воздуха составляет менее 2%, а между их плотностями не превышает 1,5%. Поэтому при расчетах процесса сушки в случае, когда сушильным агентом являются топочные газы, использование H, d -диаграммы, построенной для чистого воздуха, вносит незначительную погрешность [47].

Сушилка на топочных газах состоит из трех основных узлов: топочного устройства 1 с камерой дожигания или с осадительной камерой и циклоном-искрогасителем (при сжигании твердого топлива) и с камерой смешения; сушильной камеры 2; вытяжного устройства (дымососа) 3. Принципиальная схема такой сушилки представлена на рис. 6.20,а.

Для определения влагосодержания и энтальпии топочных газов необходимо выполнить стехиометрические расчеты процесса горения топлива.

Таблица 6.3. Расчет параметров топочных газов

Показатель	Вид топлива	
	Твердое или жидкое	Газообразное
Теоретическое количество воздуха, необходимого для сжигания 1 кг топлива, кг/кг	$L_0 = 0,115C^p + 0,345H^p - 0,0431(O^p - S_n^p)$	$L_0 = 1,38 \left(0,017 CO + 0,248H_2 + 0,44 H_2S + \sum \frac{m+n/4}{12m+n} C_mH_n - O_2 \right)$
Количество сухих газов на 1 кг топлива, кг/кг	$G_{c,r} = 1 + L_0\alpha - 0,01(9H^p + W^p + A^p)$	$G_{c,r} = 1 + L_0\alpha - \sum \frac{0,09n}{12m+n} C_mH_n$
Количество водяных паров на 1 кг топлива, кг/кг	$G_{II} = 0,01(9H^p + W^p) + 0,001L_n\alpha d_0 + W_\phi$	$G_{II} = \sum \frac{0,09n}{12m+n} C_mH_n + L_0\alpha \frac{d_0}{1000}$
Влагосодержание на 1 кг сухих газов, г/кг	$d = \frac{1000G_{II}}{G_{c,r}}$	$d = \frac{1000G_{II}}{G_{c,r}}$
Высшая теплота сгорания топлива, кДж/кг	$Q_{в}^p = 339 C^p + 1256 H^p - 108,9(O^p + S_n^p)$	$Q_{в}^p = 94,0(5,32 CH_4 + 5,05 C_2H_6 + 4,94 C_3H_8 + 4,87 C_4H_{10} + 4,83 C_2H_2 + 5,07 C_2H_4 + 4,91 C_3H_6 + 4,84 C_4H_8 + 1,64 H_2S + 12,75 H_2 + 1,08 CO) + 2514 \sum \frac{0,09n}{12m+n} C_mH_n$
Энтальпия топочных газов, кДж/кг	$H = \frac{Q_{в}^p \tau_T + c_T t_T + \alpha L_0 H_0 + W_\phi h_\phi}{G_{r,c}}$	
Коэффициент избытка воздуха	$\alpha = \frac{Q_{в}^p \tau_T + c_T t_T - \left(1 - \frac{9H^p + W^p + A^p}{100} \times \frac{9H^p + W^p}{100} h_{II} + \frac{W_\phi (h_{II}^\phi h_{II})}{100} \right)}{L_0 (c_{c,r} t_r + 0,001 d_0 h_n - H_0)} \times c_{c,r} t_r - \frac{9H^p + W^p}{100} h_{II} + \frac{W_\phi (h_{II}^\phi h_{II})}{100}$	$\alpha = \frac{Q_{в}^p \tau_T - c_T t_T + \left(1 - \sum \frac{0,09n}{12m+n} \times \frac{0,09n}{12m+n} C_mH_n \right) c_{c,r} t_r - \sum \frac{0,09n}{12m+n} C_mH_n h_n}{\alpha_0 (c_{c,r} t_r + 0,001 d_0 h_n - H_0)}$

Примечание. $C^p, H^p, W^p, O^p, A^p, C^p, CO, H_2, H_2S, C_mH_n$ — элементарные составляющие топлива в расчете на рабочую массу, %; d_0, H_0 — влагосодержание, кг/кг, сухого воздуха и энтальпия наружного воздуха, кДж/кг; h_{II}^ϕ, W_ϕ — энтальпия, кДж/кг, и масса водяного пара, при measurable для распыления топлива, кг/кг топлива; h_{II} — энтальпия водяного пара, содержащегося в топочных газах при t_r , кДж/кг пара; c_r, t_r и $c_{c,r}, t_r$ — удельная теплоемкость и температура соответственно сжигаемого топлива и сухих газов, кДж/(кг °С), °С.

В расчетные формулы состав топлива подставляются в процентах по массе.

В табл. 6.3 приведен зависимости, позволяющие рассчитать по составу топлива исходные параметры топочных газов H и d . При взаимодействии водорода топлива и кислорода из подаваемого воздуха образуются водяные пары. Кроме того, в процессе горения испаряется влага, содержащаяся в топливе, поэтому влагосодержание топочных газов больше влагосодержания окружающего воздуха. Смешение воздуха и топочных газов изображается на H, d -диаграмме прямой линией аналогично смешению воздуха разных параметров, например линией AK на рис. 6.21. Точка A соответствует параметрам окружающего воздуха, а точка K — параметрам топочных газов. Энтальпия топочных газов (табл. 6.3) не зависит от влажности топлива, поэтому точки K_1, K_2 ,

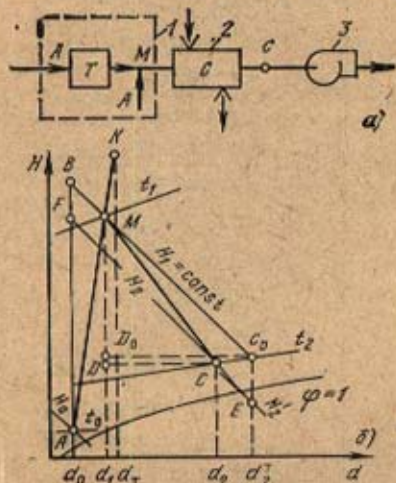


Рис. 6.20. Принципиальная схема сушилки на топочных газах

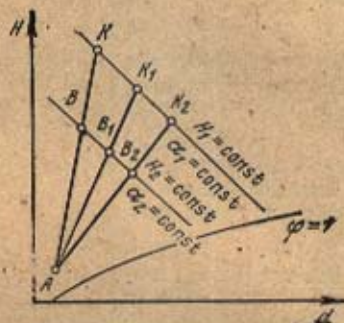


Рис. 6.21. Влияние вида топлива, его влажности и избытка воздуха при сжигании на положение линии смешения

лежащие на линии $H_1 = \text{const}$, проходящей через точку K , соответствуют одному виду топлива, постоянному значению коэффициента избытка воздуха и разной влажности топлива. Для определенного вида топлива при постоянной влажности энтальпия топочных газов определяется в основном коэффициентом избытка воздуха α . Поэтому линия AK является геометрическим местом точек, соответствующих условию $\alpha = \text{var}$, причем чем ниже температура газов, тем выше значение α (α в точке B выше, чем в точке K , а в точке A $\alpha = \infty$).

Наиболее распространены сушилки с однократным использованием топочных газов и с рециркуляцией. Их тепловой расчет выполняют, как правило, при помощи H, d -диаграммы.

Сушилка с однократным использованием топочных газов. При сжигании топлива в топочном устройстве выбирают коэффициенты избытка воздуха, обеспечивающие устойчивое горение. Поэтому топочные газы из топочного устройства выходят с температурами $1100\text{--}1300^\circ\text{C}$ (точка K на рис. 6.20). За точкой в смесительной камере к топочным газам добавляют необходимое количество наружного воздуха (точка A), снижая температуру смеси до заданной на входе в сушилку (точка M). При тепловом расчете, зная вид топлива, его элементарный состав и коэффициент избытка воздуха, определяют $Q_{в}^p, L_0, t_r$ и d_r . По параметрам t_r и d_r наносят в H, d -диаграмме точку K (рис. 6.20, б). Точку A , соответствующую параметрам окружающего воздуха, соединяют с точкой K и на пересечении линии AK с изотермой t_1 находят точку M , соответствующую состоянию сушильного агента на входе в сушилку. Дальнейшие расчеты и построения аналогичны методике расчета сушилки с однократным использованием воздуха. Для теоретической сушилки из точки M проводят изотальфу до пересечения ее с изотермой t_2^* (точка C). Линия MC соответствует изменению состояния сушильного агента в теоретической сушилке. Для действительной сушилки определяют по

(6.49) значение Δ , по (6.51) — H_2' и наносят точку E (H_2' , d_2^*). Проводят прямую ME и на пересечении с изотермой t_2 получают точку C , соответствующую параметрам уходящего сушильного агента.

Удельный расход сушильного агента и теплоты (без учета потерь в топке) в теоретической сушилке

$$l = 1000 / (d_2^* - d_1); \quad q = l(H_1 - H_0), \quad (6.88)$$

в действительной

$$l = 1000 / (d_2 - d_1); \quad q = l(H_1 - H_0) = l(H_2 - H_0) - \Delta. \quad (6.89)$$

Расход топлива рассчитывают исходя из необходимого количества теплоты на сушку qW , высшей теплоты сгорания топлива (что исключает необходимость учета теплоты на испарение влаги из топлива) и коэффициента потерь теплоты в топке, камере смешения и подводящих газоходах ($\eta_T = 0,8 + 0,9$):

$$B = qW / (\eta_T Q_{\text{в.р}}). \quad (6.90)$$

Возможен расчет расхода топлива по массе используемого сушильного агента. Тогда

$$B = \frac{IW}{G_{\text{с.г}} \left(\frac{d_T}{d_1} + \frac{d_0}{d_1} \frac{t_1 - t_0}{t_r - t_1} \right)}. \quad (6.91)$$

Как показано в [47], тепловая экономичность сушилок, работающих на топочных газах, всегда ниже, чем сушилок, работающих на воздухе, нагреваемом паром. Но при сравнении этих сушилок по расходу топлива преимущество имеют сушилки на топочных газах. С повышением влажности топлива или ухудшением его качественного состава расход теплоты в сушилках на топочных газах увеличивается.

Сушилки с рециркуляцией топочных газов. Если влажный материал при обработке его топочными газами не ухудшает своих качественных показателей, но имеет ограничения по уровню температуры соприкасающихся с ним газов (например, кормовые травы, товарное зерно, лесоматериалы и т. д.), то для сушки используют схемы с рециркуляцией газов (рис. 6.22,а). Пусть точки A и K (рис. 6.22,б) соответствуют параметрам окружающего воздуха и топочных газов. Разбавление топочных газов в камере смешения окружающим воздухом изображается прямой AK . Смесь топочных газов и воздуха, выходящую из камеры смешения (точка M), снова смешивают с частью уходящих из сушилки газов, снижая температуру смеси до заданной t_1 на входе в сушилку (точка N). Линия NC соответствует изменению состояния сушильного агента

в сушилке. Отношение отрезков $\frac{NM}{NC}$ или $\frac{d_N - d_M}{d_C - d_N}$ равно коэффициенту рециркуляции

k . При заданных температурах t_r , t_1 и t_2 (рис. 6.22,б) существует вполне определенный диапазон изменения k . Максимальное значение его $k_{\text{макс}}$ соответствует отношению

$\frac{KN_2}{N_2C_2}$, когда газы в камере смешения не разбавляются окружающим воздухом. Минимальное значение (в точке N_1) равно нулю.

Величина $k_{\text{макс}}$ зависит не только от t_r , t_1 и t_2 , но и от Δ . Чем выше коэффициент рециркуляции, тем выше тепловая экономичность сушилки. На практике выбирают значения k , близкие к $k_{\text{макс}}$. Для построения процессов изменения состояния сушильного агента в сушилке с рециркуляцией (рис. 6.23) по виду и элементарному составу топлива, α , t_0 , d_0 рассчитывают (табл. 6.3) $Q_{\text{в.р}}$, L_0 , t_r и d_r . Определяют координаты точки K , проводят линию AK , соответствующую смешению топочных газов и окружающего воздуха, и, задавая рекомендуемой температурой $t_{\text{кс}}$ на выходе из камеры смешения ($t_{\text{кс}} = 900 \rightarrow 1000$), находят положение точки M . При известном значении $t_{\text{кс}}$ параметры точки M можно рассчитать аналитически. Через точку M про-

водят изобентальпу до пересечения с изотермой t_2 (точка C_0). Рассчитывая по известным формулам значение Δ , определяют энтальпию $H_2' = H_1 + \frac{\Delta(d_2' - d_{cm})}{1000}$ и откладывают ее значение на вертикали $d_2' = \text{const}$ (точка E). Проводят линию ME , и на пересечении с изотермами t_1 и t_2 получают точки N и C . Линия NC соответствует процессу в сушилке.

Удельный расход сушильного агента в сушилке определяют (рис. 6.23) как

$$l = 1000 / (d_2 - d_1). \quad (6.92)$$

Удельный расход газов, поступающих из камеры смешения,

$$l_{KC} = 1000 / (d_2 - d_{cm}). \quad (6.93)$$

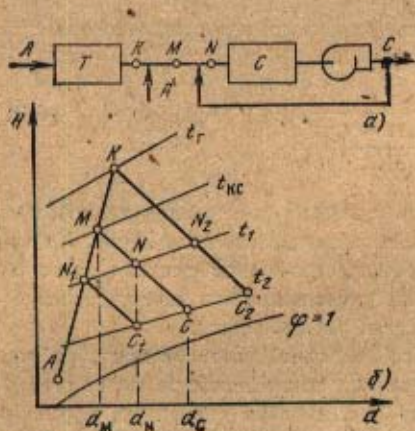


Рис. 6.22. Принципиальная схема сушилки с рециркуляцией топочных газов и изображение изменения их состояния в H, d -диаграмме

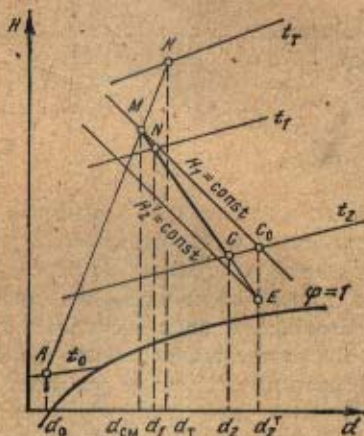


Рис. 6.23. Изображение изменения состояния сушильного агента в действительной сушилке с рециркуляцией топочных газов

Удельный расход топочных газов

$$l_T = \frac{1000}{d_2 - d_{cm}} \frac{d_{cm} - d_0}{d_T - d_0}. \quad (6.94)$$

Удельный расход воздуха из окружающей среды

$$l_0 = \frac{1000}{d_2 - d_{cm}} \frac{d_T - d_{cm}}{d_T - d_0}. \quad (6.95)$$

Удельный расход теплоты определяют по формуле

$$q = l(H_N - H_A) = l(H_C - H_A) - \Delta.$$

Расход топлива, производительность нагнетательных устройств определяют с учетом найденных значений удельных величин аналогично рассмотренному выше.

Графоаналитический расчет сушильных установок с помощью H, d -диаграммы позволяет определять необходимые расходы сушильного агента, теплоты и топлива, а также производительности нагнетающих и вытяжных устройств, получать исходные данные для расчета подогревателя воздуха (при сушке воздухом) или топки (при сушке

топочными газами). Однако для определения конструктивных размеров самой сушилки помимо указанных величин необходимо знать продолжительность сушки материала, зависящую не только от температуры, скорости и относительной влажности сушильного агента, но и от процессов переноса влаги и теплоты внутри самого материала и конечной его влажности.

6.5. Аппаратурно-технологическое оформление процессов сушки

Современная техника сушки чрезвычайно разнообразна. Стремление к интенсификации процессов сушки и повышению производительности единичного агрегата, совмещение сушки с другими технологическими операциями привело к созданию разнообразных конструкций и технологических схем сушильных установок [47, 50, 102].

Известны случаи применения для сушки одного материала различных сушильных установок. Тем не менее для сходных по своим физико-химическим и структурно-механическим свойствам материалов рекомендуется ограниченное количество способов сушки и конструкций сушилок, использование которых проверено практикой и экономически целесообразно.

В связи с задачей выбора способа сушки влажные материалы делят на шесть основных групп [26]:

- 1) жидкотекучие материалы — истинные и коллоидные растворы, эмульсии и суспензии, т. е. материалы, которые можно перекачивать насосами;
- 2) пастообразные материалы, которые не перекачиваются насосами;
- 3) твердые дисперсные материалы, обладающие сыпучестью во влажном состоянии: пылевидные, зернистые и кусковые;
- 4) тонкие гибкие материалы: ткани, пленки, бумага, картон;
- 5) штучные, массивные, крупногабаритные материалы и изделия: керамика, элементы строительных конструкций, изделия из древесины;
- 6) изделия, подвергающиеся сушке после грунтования, окраски, склеивания и других работ на поверхности.

Рассмотрим основные особенности сушки, конструкции сушилок и методы расчета, характерные для различных групп материалов.

6.5.1. Сушка жидкотекучих материалов. Для получения сухого материала из жидкотекучих растворов или суспензий используют сушилки: вальцовые, вакуум-вальцовые, распылительные, вакуум-распылительные, со слоем инертного твердого носителя, вихревые и т. д.

При производительностях 10—20 000 кг/ч по испаренной влаге наиболее распространены распылительные сушилки (рис. 6.24) в связи с их конструктивной простотой, малым термическим воздействием на материал в процессе сушки, возможностью регулирования конечных значений влагосодержания сушеного материала, высокой экономичностью, технологической простотой процесса из-за отсутствия таких промежуточных стадий, как фильтрация, центрифугирование, кристаллизация, размол и т. д. [50, 105]. К недостаткам этого способа сушки можно отнести небольшую удельную объемную влагонапряженность установок [$A_v = 10-20 \text{ кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{ч})$] и как следствие — значительные габариты установки, повышенные расходы электроэнергии, необходимость применения систем пылеочистки отходящего сушильного агента.

Принципиальные схемы наиболее распространенных распылительных сушилок приведены на рис. 6.24 [50]. Раствор с высоким (до 1000—1400%) начальным влагосодержанием подается к распыливающему устройству (на рис. 6.24, а—в — диску; г—е — механической или пневматической форсунке).

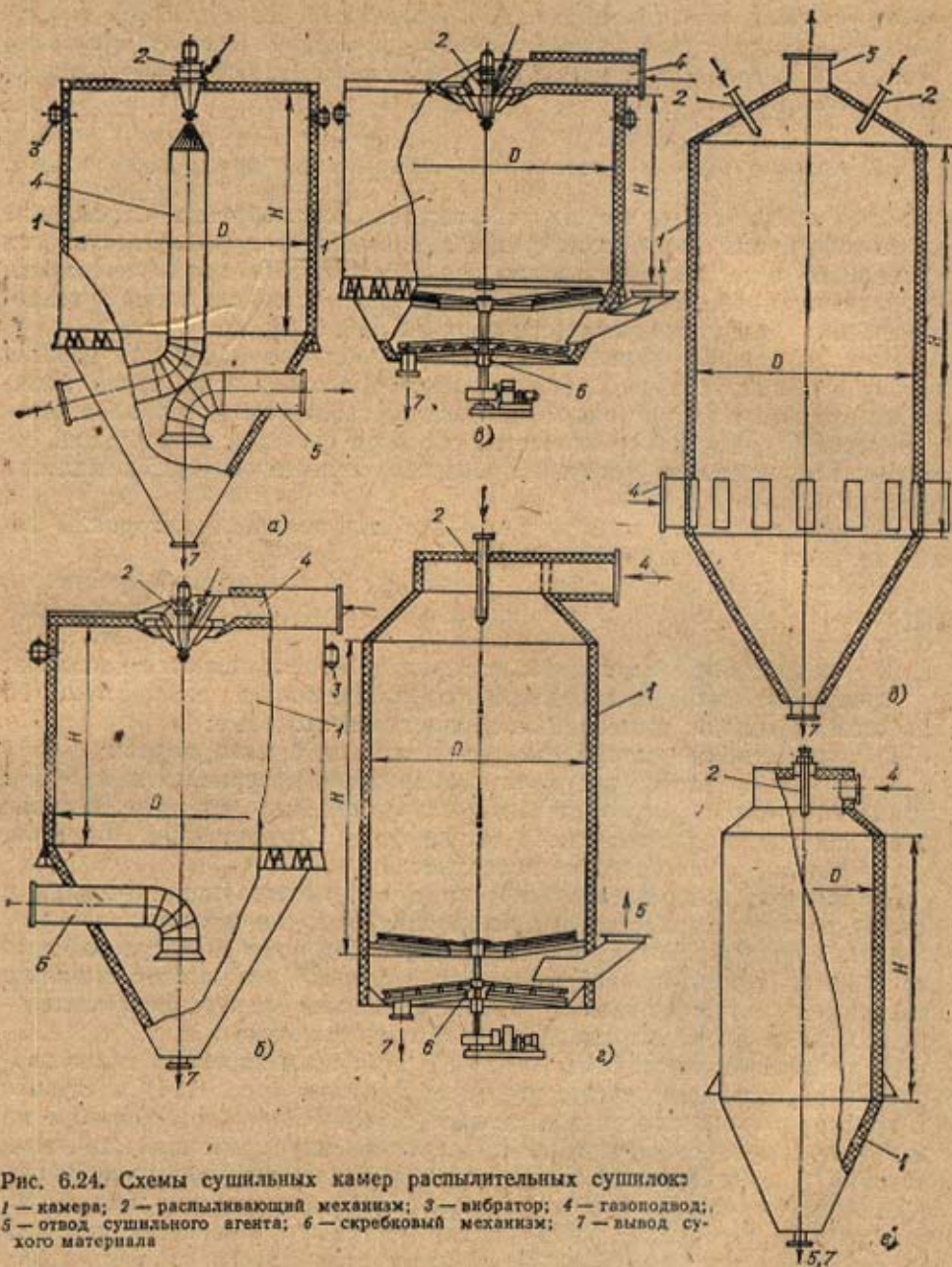


Рис. 6.24. Схемы сушильных камер распылительных сушилок
 1 — камера; 2 — распыливающий механизм; 3 — вибратор; 4 — газопровод;
 5 — отвод сушильного агента; 6 — скребковый механизм; 7 — вывод су-
 шого материала

Значительное увеличение поверхности материала при его диспергировании способствует ускорению передачи теплоты от сушильного агента. Распыливающее устройство чаще всего расположено в верхней части цилиндрической (схемы в, г) или цилиндрически-конической (схемы а, б, д, е) сушильной камеры. Сушильный агент (воздух, топочные газы, перегретый пар и т. п.) подается прямоютоком (схемы а—г, е) или противотоком (схема д) в сушильную камеру через специальные газопроводящие устройства, способствующие равномерному

распределению его по камере. Прямоток позволяет использовать сушильный агент с высокой начальной температурой (до 800—1000 °С), как правило, без опасности перегрева материала, поскольку до 80—90% теплоты передается раствору в зоне факела распыла, что приводит к резкому снижению его температуры. Температура сухих частиц определяется в основном температурой сушильного агента на выходе из камеры.

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, высокую производительность единичного распылителя, минимальные энергозатраты на распыление, надежность работы, простоту обслуживания и т. д.

Механические форсунки грубого распыла работают при давлении 0,2—0,5 МПа, при тонком распыле (диаметр капель не превышает 200—250 мкм) давление раствора должно быть 15—20 МПа. Производительность одной форсунки составляет в среднем 300—600 кг/ч, максимальная — до 4000 кг/ч. Удельный (на 1000 кг раствора) расход электроэнергии не превышает 2—4 кВт·ч/т раствора. В пневматических форсунках используют распыливающий агент с давлением 0,4—0,6 МПа. Его расход — 0,4—0,7 м³/кг раствора. Расход электроэнергии на 1 т раствора существенно выше, чем при механическом распыле (до 50—70 кВт·ч/т раствора). Наиболее распространены в качестве распылителей центробежные диски (рис. 6.25). При диаметре до 400 мм производительность дисков достигает 20—25 т/ч. Расход энергии при этом составляет 5—10 кВт·ч/т раствора.

На конструкцию и габариты камеры влияют: интенсивность тепло- и массообмена между сушильным агентом и диспергированным материалом, скорость и траектории движения капель и частиц, а также адгезионные свойства продукта [50, 105].

Расчеты промышленных установок выполняют обычно в два этапа — на стадии проектирования и на стадии аппаратного оформления. На стадии проектирования устанавливают расходы энергии, сушильного агента, основные размеры сушильной камеры (диаметр, высоту). В этом случае целесообразно использовать методики расчета, учитывающие влияние лишь основных из указанных выше факторов. На стадии аппаратного оформления при разработке новых высокоэффективных сушильных установок необходима подробная информация о движении капель и сушильного агента в камере и влиянии отдельных теплотехнических и конструктивных факторов на процесс сушки и габариты установки. В этом случае необходимо пользоваться сложными расчетно-аналитическими методиками.

Упрощенный расчет распылительной сушилки с дисковым распылом включает определение аналитически или графоаналитически с помощью H, d -диаграммы расходов теплоты и сушильного агента. Поскольку принципиальная схема использования сушильного агента в таких установках проста (с однократным использованием или с рециркуляцией), предпочтителен аналитический способ расчета.

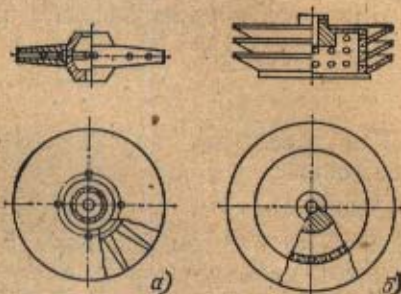


Рис. 6.25. Центробежные диски: а — одноярусный; б — многоярусный

При определении производительности 1 м^3 сушильной камеры по испаренной влаге, $\text{кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{ч})$, используют эмпирическое соотношение, полученное в НИИХиммаш,

$$A_V = 0,114 \left[\left(\frac{t_1 + t_2}{2} - t_m \right) - 50 \right], \quad (6.96)$$

где t_1 , t_2 , t_m — температуры сушильного агента на входе в сушильную камеру и выходе из нее и температура мокрого термометра, соответствующая состоянию сушильного агента на выходе из сушильной камеры, $^{\circ}\text{C}$.

Для определения температуры мокрого термометра используют H, d -диаграмму или эмпирическую зависимость [105].

При форсуночном распыле зависимость (6.96) имеет вид

$$A_V = 0,0625 \left[\left(\frac{t_1 + t_2}{2} - t_m \right) - 50 \right], \quad (6.97)$$

При известных значениях A_V объем камеры можно определить из выражения

$$V_K = W/A_V, \quad (6.98)$$

где W — количество испаряемой влаги; A_V — производительность единицы объема камеры по испаряемой влаге.

По объему камеры из ГОСТ 18906-80 определяют типоразмер сушильной камеры и ее диаметр.

Активная высота камеры H_K , м, равна

$$H_K = 4V_K/(\pi D_K^2), \quad (6.99)$$

где D_K — диаметр камеры.

Диаметр сушильной камеры выбирают в зависимости от вида используемого распылителя, так чтобы во всех случаях факел распыла не касался стенок камеры, что предотвращает налипание на них продукта.

Рекомендуемые соотношения высоты сушильной камеры и ее диаметра при распылении форсунками лежат в пределах $H_K/D_K = 1,5 \div 2,5$. Меньшие отношения берутся при больших производительностях и сушке растворов с низкой начальной влажностью.

Для камер с дисковым распылением обычно это соотношение равно $H_K/D_K = 0,75 \div 1,0$, т. е.

$$D_K = \sqrt[3]{(1,25 + 1,7)V_K}. \quad (6.100)$$

6.5.2. Сушка твердых дисперсных материалов. Конвективная сушка твердых дисперсных сыпучих материалов проводится в сушилках с плотным слоем, с полувзвешенным и полностью взвешенным слоями материалов.

Слой сыпучего материала характеризуется сложной внутренней структурой. Объем слоя V_1 всегда больше объема твердых частиц в нем V_2 .

Расчеты показывают, что порозность плотного слоя шарообразных частиц равного диаметра лежит в пределах от 0,259 до 0,476. Однако в зависимости от распределения частиц по размерам, их формы и размера, способа укладки и уплотнения слоя эта величина может быть больше или меньше указанных значений. Плотным называют слой, если $\epsilon = 0,25 \div 0,45$. Для взвешенного слоя ϵ стремится к единице. В полувзвешенном состоянии частиц порозность изменяется от 0,4 до 1.

В конвективных сушилках с плотным слоем сушильный агент подается вдоль (рис. 6.26,а,б) или через (рис. 6.26,в,г) него. В полочных сушилках с периодической (рис. 6.26,а) загрузкой и разгрузкой материала сушильный агент забирается вентилятором 1 из помещения, смешивается с частью уже отработавшего агента, нагревается в калорифере 2 и по вентиляционным коробам 3 подается к материалу, лежащему тонким слоем на полках 4. В отличие от полочных камерные сушилки могут работать непрерывно. В этом случае материал подается на верхнюю полку, дно которой составляют узкие продольные пластины. Через определенный промежуток времени пластины поворачиваются в вертикальное положение вдоль продольной оси, давая возможность

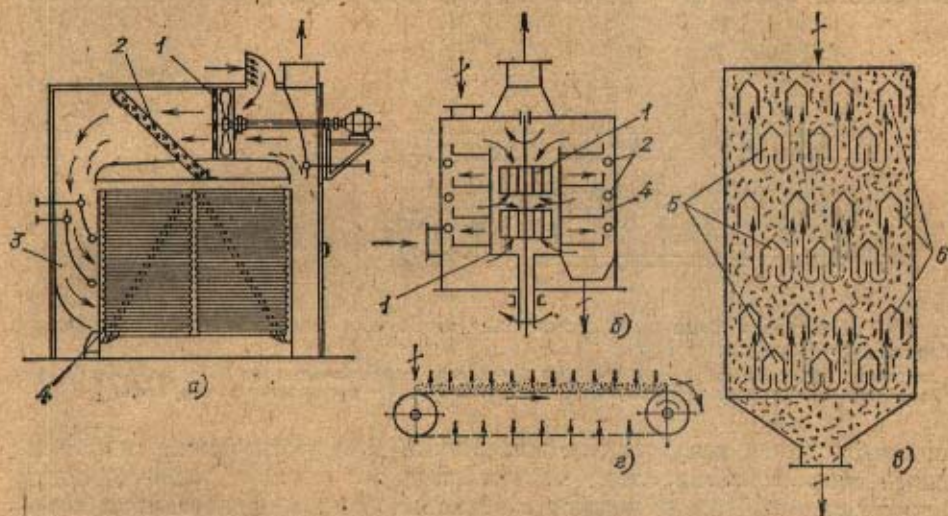


Рис. 6.26. Сушилки с плотным слоем дисперсного материала:
 →, ↙ — ввод и вывод соответственно сушильного агента и материала

материалу пересыпаться на вторую полку. С нижней полки высушенный материал ссыпается в бункер. Циркуляция сушильного агента осуществляется так же, как и в полочных сушилках. В турбинных сушилках (рис. 6.26,б) в качестве нагнетателя используют воздушные турбины 1, расположенные в центре сушилки и вращающиеся на вертикальном валу. Полки (тарелки) 4 с материалом вращаются с частотой около 2 об/мин. Специальные сбрасыватели способствуют перемещению материала с полки на полку.

Расчет таких сушилок основан на использовании величины, называемой *влажнопотенциальностью единицы поверхности полки* A_F — количеством влаги, испаряемой с единицы поверхности полки в единицу времени. По количеству испаряемой влаги W , кг/ч, влажнопотенциальности A_F и коэффициенту заполнения полок ϕ , являющемуся отношением поверхности, занятой материалом, F_M к F_n , определяют требуемую поверхность полок F_n , м², и их количество n :

$$F_n = W / (A_F \phi); \quad (6.101)$$

$$n = F_n / [0,785 (D_n^2 - D_n'^2)], \quad (6.102)$$

где D_n и D_n' — соответственно наружный и внутренний диаметры тарелок.

В существующих сушилках D_n достигает 12 м, $A_F = 1,5 \div 10$ кг/(м²·ч) (меньшие значения — для сушки воздухом химических веществ до влагосодержания около 1%, большие — для сушки топочными газами); $\psi = 0,67 \div 0,8$ (меньшие значения для сушилок с F_n до 100 м², большие — для сушилок с F_n до 1000 м²). Расход электроэнергии на привод полок в таких сушилках составляет 5—6 кВт·ч/т испаренной влаги, скорость сушильного агента между полками — около 2 м/с.

К сушилкам с плотным слоем, в которых сушильный агент фильтруется сквозь слой материала снизу вверх или сверху вниз, относятся шахтные (рис. 6.26,а) и ленточные (рис. 6.26,б). В шахтных сушилках материал перемещается сверху вниз под действием силы веса сплошной массой. Время его пребывания в шахте регулируется количеством

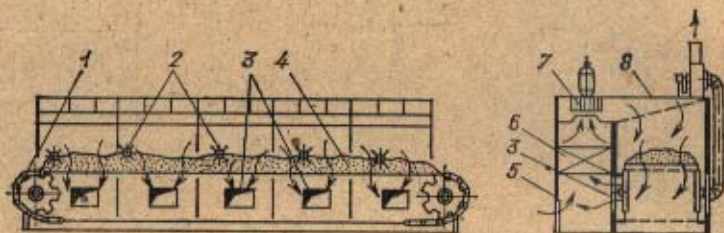


Рис. 6.27. Ленточная сушильная установка для сушки дисперсных и волокнистых материалов в движущемся слое:

1 — ленточный транспортер; 2 — ворощители; 3 — вывод рециркуляционного воздуха; 4 — материал; 5 — вход свежего воздуха; 6 — калорифер; 7 — вентилятор; 8 — распределительный канал

отводимого снизу высушенного материала. Для уменьшения гидравлического сопротивления слоя материала и повышения равномерности сушки сушильный агент подают в несколько рядов нагнетающих коробов 5 и отводят соответственно в такое же количество отводящих коробов 6 (рис. 6.26,б). Расстояние между коробами по вертикали обычно составляет 150—200 мм, а по горизонтали — до 100 мм. Условную скорость сушильного агента, рассчитанную на незаполненное сечение шахты, принимаю равной 0,3—0,4 м/с. Объемная на единицу объема шахты влагонапряженность по опытным данным составляет $A_V \approx 20 \div 30$ кг/(м³·ч). По известной величине A_V и количеству испаренной влаги W легко рассчитать объем шахты. Расход сушильного агента при заданном температурном режиме определяют из теплового баланса.

Ленточные сушилки (рис. 6.26,б, 6.27) представляют собой аппараты непрерывного действия с ленточным транспортером, на рабочем полотне которых располагают слоем сушимый материал (зернистый, кусковой, волокнистый и др.). Эти сушилки нельзя применять для обезвоживания тонкодисперсных пылящих материалов, так как пыль может проваливаться через рабочее полотно и оседать на калориферах. Загрузку материала осуществляют питателем. В качестве сушильного агента могут быть использованы топочные газы или воздух с температурой не более 400 °С. Для нагревания и циркуляции воздуха в сушилке установлены калориферы и вентиляторы. Сушильный агент циркулирует сквозь слой материала сверху вниз поперек камеры. Возможны и другие направления: снизу вверх, попеременно, вдоль транспортера прямококом и противотоком. Скорость сушильного агента не должна превышать 1,5 м/с. Ленточные сушилки бывают секционными; количество секций можно менять в зависимости от производительности и температурного режима.

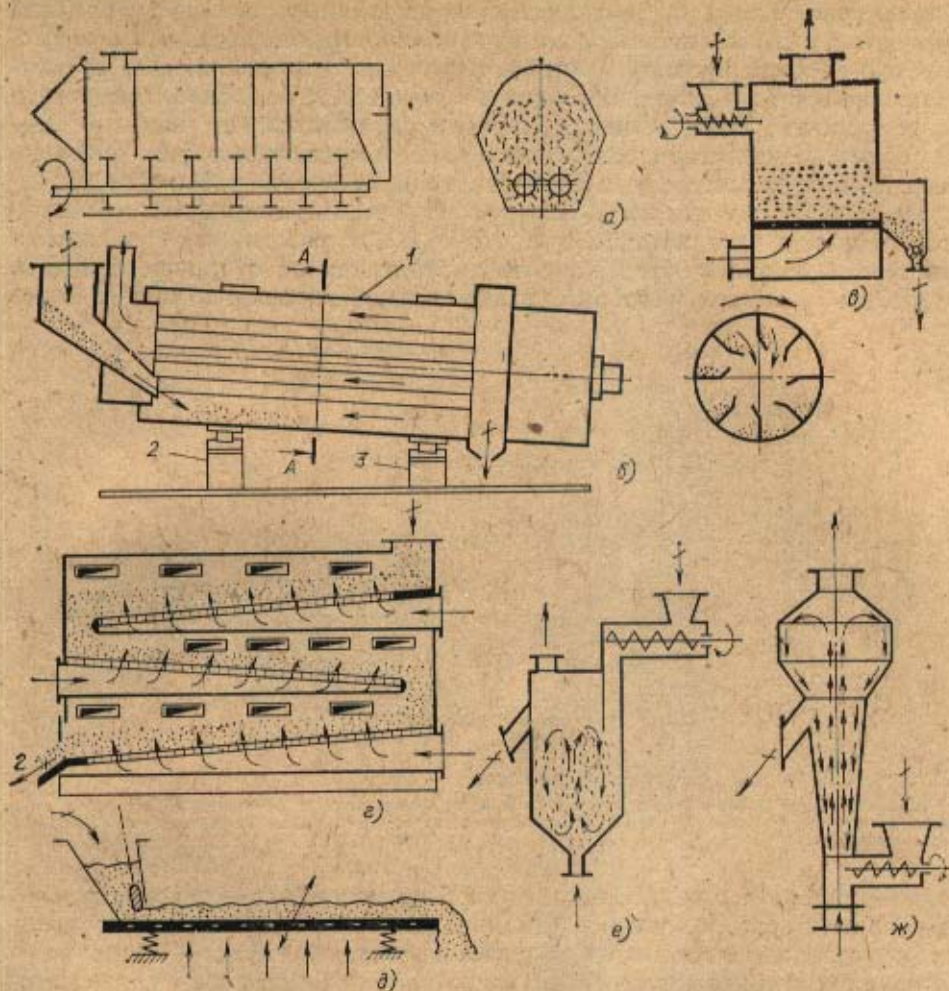


Рис. 6.28. Схемы сушилок с полувзвешенным состоянием дисперсного материала:
 →, ← — ввод и вывод соответственно сушильного агента и материала

Наиболее просто расчет ленточной сушилки выполнять по вагонапряженности A_F . Среднее значение A_F составляет $5 \div 18 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$. Максимальное значение A_F достигается при сушке топочными газами и составляет примерно $30 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

Сушилки с полувзвешенным состоянием материала (рис. 6.28) используют для сушки дисперсных и в том числе кусковых материалов. В них часть материала находится во взвешенном состоянии, что увеличивает поверхность теплообмена. К таким сушилкам относится валковая сушилка (рис. 6.28, а), имеющая в нижней части камеры два вала с насаженными на них лопатками-билами для дробления и разрыхления материала. Сушильный агент, двигаясь над материалом, пронизывает и высушивает его. Отработавший сушильный агент очищается в пылеочистных сооружениях.

Барабанные сушилки широко применяются в крупнотоннажных производствах, поскольку имеют большую производительность, надежны, просты в эксплуатации и экономичны. Основным узлом таких су-

шилок (рис. 6.28,б; 6.29) является вращающийся от электропривода барабан 1, устанавливаемый на двух роликовых опорах 2 и 3 с наклоном в 3—4°, как правило, в сторону выгрузки материала. Для предотвращения осевого смещения один из бандажей барабана опирается на опорно-упорный ролик 3. Барабан вращается с частотой 8—12 об/мин. В качестве сушильного агента обычно используют топочные газы. Влажный материал и топочные газы подаются в барабан и движутся в нем прямококом. Для термоустойчивых материалов возможно использование противотока (рис. 6.28,б). Для увеличения поверхности теплообмена и коэффициента теплоотдачи от сушильного агента к материалу внутри барабана устанавливают насадку: в начале бара-

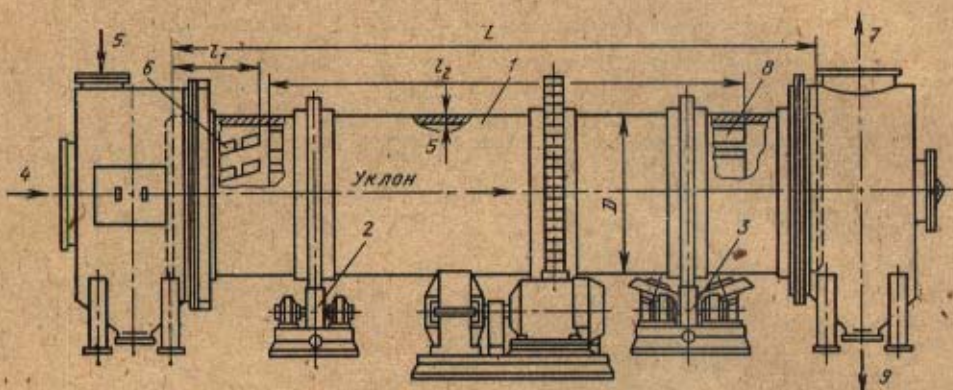


Рис. 6.29. Барабанная прямоточная сушилка:

1 — барабан; 2, 3 — роликовые опоры; 4 — вход сушильного агента; 5 — влажный материал; 6 — приемно-винтовая насадка; 7 — вывод сушильного агента; 8 — насадка лопастная; 9 — высушенный материал

бана — приемно-винтовую, а далее по ходу материала — основную в виде лопастей, секторов или их комбинации. При вращении барабана лопасти насадки захватывают из нижней части барабана — «завала» — материал и поднимают его в верхнюю часть. Падая затем вниз, материал хорошо перемешивается и размельчается. При этом увеличивается поверхность его соприкосновения с сушильным агентом.

Удельный расход теплоты в барабанных сушилках на топочных газах составляет 3500—6300 кДж, а удельный расход сушильного агента — 15—25 кг (на 1 кг испаренной влаги). При выборе размеров барабана пользуются экспериментально установленной производительностью единицы объема барабана по испаренной влаге A_V , зависящей от степени заполнения объема сушилки, вида сушимого материала, его начального и конечного влагосодержаний, а также от режимных параметров сушильного агента. Примерные значения A_V : для глины при начальной температуре 600—700 °С — 50—60, для угля — 30—60, для торфа 60—75, для песка 80—100 кг/(м³·ч). Более точный тепловой расчет этих сушилок выполняют согласно ГОСТ.

Статику сушки рассчитывают для выбранной схемы движения сушильного агента аналитически по (6.46)—(6.59). Расчет размеров барабана выполняют по эмпирическим соотношениям с погрешностью не более 10 %.

Внутренний диаметр барабана

$$D_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4I_{\text{с.а}}W}{\pi(1-\varphi_3)\omega_r'} \frac{R_{\text{с.а}}T_2(A+d_2\mu_n/\mu_r)}{\rho_g}}, \quad (6.103)$$

Таблица 6.4. Максимально допустимая скорость газа на выходе из сушилки w_c''

Кажущаяся плотность материала ρ_M , кг/м ³	Максимально допустимая скорость газа, м/с, при среднем диаметре частиц d_m , ср. мм		
	менее 0,3	0,3—2,0	свыше 2,0
600	0,5	0,5—1,0	1,0—3,0
1500	2,0	2,0—5,0	5,0—8,0
2000	3,0	3,0—7,5	8,0
2500	4,0	4,0—10,0	10,0
Свыше 2500	5,0	5,0—12,0	13,0

Таблица 6.5. Значения параметров основной насадки сушилок

Тип насадки	Число лопастей насадки Z	Диаметр барабана D_n , мм	Угол поворота барабана при полном осыпании материала β , град	Коэффициент заполнения материала φ_3	Средняя высота падения частиц h , ср. м	Площадь поперечного сечения τ слоя материала на лопасти при выходе из завала* P , л. м ²	Суммарная длина отрезков, м, в поперечном сечении барабана, соответствующих		
							поверхности соприкосновения газа и материала S_M	„голой“ поверхности $S_{от}$	
Лопастная	6	1000	140	0,15	0,617	0,0348	1,19	4,16	
	8	1200			0,741	0,0502	1,43	4,99	
	12	1600			1,080	0,0398	3,11	8,33	
	14	2000			1,045	0,0596	3,43	9,10	
	16	1100			1,345	0,0695	3,90	11,00	
	18	2500			1,545	0,0745	4,48	12,60	
Секторная	20	2800	120	0,18	1,590	0,0680	4,62	14,10	
	25	1000			0,25	0,150	0,0033	2,70	7,90
		1200				0,191	0,0135	3,23	9,50
		1600				0,245	0,0238	4,31	12,70
		2000		0,344		0,0137	4,92	15,40	
		2200		0,398		0,0382	6,05	17,40	
		2500		0,452		0,0494	6,86	19,80	
		51		2800		0,439	0,0532	7,78	22,50

Таблица 6.6. Области применения различных насадок в барабане

Диаметр барабана D_n , мм	Сушимый материал		Тип основной насадки
	Сыпучесть	d_m , ср. мм	
1000—1600	Хорошая	Не более 8	Секторная
		Свыше 8	Лопастная
1000—2200	Материал склонен к налипанию, после подсушки сыпучесть хорошая	—	В передней части лопастная, далее секторная
2500—2800	Любая	Не ограничивается	На длине 2 м лопастная, далее секторная

где W — количество испаряемой влаги, кг/с; $l_{с.а}$ — удельный расход сушильного агента, кг/кг; T_2, d_2, ω_r'' — абсолютная температура, К, влагосодержание, кг/кг, и максимально допустимая скорость газа на выходе, м/с (табл. 6.4); p_0 — барометрическое давление, Па; $R_{с.а}$ — газовая постоянная, Дж/(кг·К); μ_n, μ_n — молекулярные массы сушильного агента и пара, кмоль; φ_2 — коэффициент заполнения барабана (табл. 6.5); A — коэффициент влияния избытка воздуха (в случае сушки топочными газами):

α	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	—
A	0,901	0,950	0,963	0,973	0,981	0,986	1,00

В зависимости от диаметра барабана, свойств и размеров частиц сушильного материала определяют тип насадочных устройств (табл. 6.6).

Длину барабана рассчитывают по формуле

$$L'_0 = 4V_0 / (\pi D_{вн}^2) \quad (6.104)$$

Необходимый объем барабана

$$V_0 = 1,2Q / (\alpha_v \Delta t_{ср}), \quad (6.105)$$

где Q — теплота, расходуемая на нагревание материала и испарение из него влаги за единицу времени, Вт; $\Delta t_{ср}$ — среднелогарифмический температурный напор, К; α_v — коэффициент теплоотдачи, отнесенный к единице объема барабана, Вт/(м³·К).

Коэффициент теплоотдачи α_v учитывает три способа передачи теплоты материалу: 1) конвекцией к частицам, падающим с различных частей насадки барабана в его нижнюю часть (α'_v); 2) конвекцией к поверхности материала, находящегося на лопастях насадки и в нижней части барабана (α''_v); 3) теплопроводностью от оголенной, не занятой сушимым материалом поверхности барабана и насадки, омываемой сушильным агентом, к материалу при его последующем соприкосновении с этой нагретой поверхностью (α'''_v).

По рассчитанному диаметру $D_{вн}$ барабана и выбранным геометрическим характеристикам насадки определяют α'_v, α''_v и α'''_v :

$$\alpha'_v = \frac{0,78 (\omega F_{м.л})^{0,2} \rho^{0,8} Z h_{ср}^{1,1} \lambda}{\delta_{п.ср}^{0,7} D_{вн}^2} \left(\frac{\rho_n}{\rho_m} \right)^{0,2} \left(\frac{\omega_r}{v} \right)^{0,5} \times \left\{ \frac{\omega F_{м.л}}{\beta \sqrt{S_{мг} \sin \psi \left(1 - \frac{\xi}{\operatorname{tg} \psi} \right)}} + h_{ср} \operatorname{tg} [3,75 + 0,316 (\rho_{н.т} \omega_{ср})^2] \right\}^{0,5}; \quad (6.106)$$

$$\alpha''_v = \frac{0,343 \lambda_r Z^{0,33}}{D_{вн}^2} \left(\frac{\omega_r S_{мг}}{v_r} \right)^{0,65}; \quad (6.107)$$

$$\alpha'''_v = \frac{(6,5 + 4,46 \rho_{в.л} \omega_{ср}) S_{ог}}{D_{вн}^2}. \quad (6.108)$$

Здесь ρ_m, ρ_n — истинная и насыпная плотности, кг/м³; $\delta_{п.ср}$ — среднесплошностный диаметр частиц, мм; $\rho_{в.л}, \lambda_r, v_r, \omega_{ср}$ — плотность, кг/м³, теплопроводность, Вт/(м·К), кинематическая вязкость, м²/с, и скорость сушильного агента, м/с, взятые при средних температуре и влагосодержании; $h_{ср}, \beta, \varphi, F_{м.л}, S_{мг}, S_{ог}$ — характеристики эффективности работы насадки (табл. 6.5); Z, ω — число лопастей насадки и частота вращения барабана, об/мин (табл. 6.5); ξ, ψ — коэффициент трения скольжения и угол естественного откоса материала, град; ω_r — средняя скорость движения сушильного агента относительно падающих частиц, м/с:

$$\omega_r = \sqrt{\omega_{ср}^2 + 2,21 h_{ср}}. \quad (6.109)$$

Для дальнейших расчетов принимают по табл. 6.5 длину барабана L_0 , ближайшую большую к рассчитанной по формуле (6.104).

Поскольку при расчете статика сушки и соответственно удельного расхода сушильного агента $l_{0,a}$ потерей теплоты в окружающую среду задаются, следует проверить это значение с учетом реальных габаритов барабана и при необходимости повторить расчет. При расчете $D_{\text{вн}}$ задаются коэффициентом заполнения φ_2 . Расчетный коэффициент заполнения определяют по формуле

$$\varphi_2' = \frac{(G_2 + 0,5W)}{V_0 D_{\text{вн}} \omega^{0,7}} \left[\frac{71,28 (l_1 + l_2)}{19,63 \text{ tg } \alpha \pm \frac{\rho_{\text{в}} \omega_{\text{ср}}^{1,7}}{\rho_{\text{ж}} \delta_{\text{ж.ср}}}} + \frac{367,6 l_3}{58,04 \text{ tg } \alpha \pm \frac{\rho_{\text{в}} \omega_{\text{ср}}^{1,3}}{\rho_{\text{ж}} \delta_{\text{ж.ср}}}} \right], \quad (6.110)$$

где G_2 — количество высушиваемого материала, кг/с; l_1, l_2, l_3 — длины приемно-винтовой, лопастной и секторной насадок (рис. 6.29), м; α — угол наклона барабана, принимаемый в пределах $2-4^\circ$.

Если в результате расчета оказывается $\varphi_2' < 0,84$ или $\varphi_2' > 1,14$, то расчет повторяют, задаваясь другим углом наклона α .

Барабанная контактная сушилка типа СБК может быть использована для сушки дисперсных материалов, но без непосредственного соприкосновения продукта с теплоносителем. Исходный продукт съемным шнеком, расположенным на центральной трубе сушилки, подается в межтрубное пространство. Теплоноситель (пар или горячая вода) поступает в центральную трубу и затем в жаровые трубы, обогревая их. При вращении барабана продукт пересыпается, контактируя с нагретыми поверхностями труб, и высыхает. Сушилка имеет три камеры: для загрузки продукта; для разгрузки продукта и отсоса паров; для отвода теплоносителя.

В настоящее время известны разнообразные конструкции сушилок с «кипящим» или псевдооживленным слоем, принципиальные схемы которых изображены на рис. 6.28, а, б [50, 68, 98]. Распространению этих сушилок способствуют такие их достоинства, как большое количество теплоты, передаваемой в единице объема слоя за счет развитой поверхности материала, изотермичность слоя по высоте и ширине, широкий спектр свойств и состояния сушимых материалов (дисперсных, пастообразных, жидких).

При большом разнообразии конструкций сушилок с кипящим слоем для всех них характерно наличие газораспределительного устройства, представляющего собой решетку, которая обеспечивает равномерный подвод сушильного агента к слою, а также поддерживает материал при отсутствии потока сушильного агента. Подачу влажного материала, как правило, производят в верхней части сушилки, а отвод — в нижней, на уровне газораспределительной решетки. Однокамерные сушилки (рис. 6.28, а) могут быть цилиндрическими, прямоугольными, с постоянным или увеличивающимся сечением по высоте. Многокамерные сушилки (рис. 6.28, б) имеют вертикальное или горизонтальное расположение камер. В многокамерных сушилках достигаются большие тепловая экономичность и равномерность сушки материала.

Количество испаряемой влаги в расчете на 1 м^2 газораспределительной решетки имеет широкие пределы — от 60 до 3000 кг/($\text{м}^2 \cdot \text{ч}$). Описание процессов гидродинамики и тепломассообмена в кипящем слое, а также методы их расчетов приведены в [50, 68, 98].

Недостатком сушилок с кипящим слоем является повышенный расход сушильного агента [50]. Сушилки с виброкипящим слоем (рис. 6.28, в), в которых движение частиц материала происходит в основном за счет механических воздействий, обладают лучшими показателями, чем установки с кипящим слоем. Вибрационные воздействия на мате-

риал возникает при колебательном движении всей сушильной камеры или помещении в слое вибрирующим перегородок. Разработанные НИИХиммаш сушилки с вибрирующим слоем имеют площадь решетки 0,6—8,0 м², производительность по испаренной влаге 20—400 кг/ч, параметры вибрации: амплитуду 0,5—2,0 мм, частоту вращения 145—300 рад/с.

Аэрофонтанные сушилки относятся к установкам с полувзвешенным слоем, поскольку в центре таких сушилок дисперсный материал пневмотранспортом движется вверх, а по стенкам камеры возвращается в слой. Аэрофонтанные сушилки бывают без поддерживающей решетки (рис. 6.28,е) и с решеткой (рис. 6.28,ж) [50]. Угол конусности таких сушилок принимают обычно в интервале 30—70°. Практически апробированное отношение максимального диаметра камеры к минимальному, обеспечивающее устойчивую работу сушилки, равно 3—10. Скорость газа (рис. 6.28,е) в узком сечении сушилки в 1,5—2,0 раза выше скорости витания частиц; для сушилки на рис. 6.28,ж она близка к скорости витания.

Среди сушилок со взвешенным слоем материала выделяют установки с прямолинейным движением сушильного агента и материала (падающий слой) (рис. 6.30,а), трубы-сушилки (рис. 6.30,б, в) и установки с закрученным потоком сушильного агента [спиральные (рис. 6.30,г), вихревые (рис. 6.30,д), циклонные (рис. 6.30,е)]. В сушилках с падающим слоем движение материала внутри шахты сверху вниз определяется гравитационными силами. Сушильный агент движется прямооток или противоток, однако при небольших скоростях движения он практически не влияет на свободное падение материала. Из-за кратковременного пребывания материала в таких сушилках их используют для удаления лишь свободной влаги. Ввиду малых концентраций материала в единице рабочего объема сушилки и относительных скоростей движения сушильного агента и материала интенсивность сушки также невелика. Высота таких сушилок достигает 40—60 м, поэтому их редко используют в сушильной технике.

В трубах-сушилках влажный материал подается питателем в нижнюю часть вертикальной трубы. Сушильный агент (как правило, топочные газы) подается ниже места ввода материала со скоростью, достигающей 40—50 м/с, что превышает скорость витания частиц. Он подхватывает материал и транспортирует его в верхнюю часть трубы. Одновременно осуществляется высушивание материала. Как и в сушилках с падающим слоем, время пребывания материала в сушилке составляет несколько секунд, поэтому возможно удаление из материала лишь свободной влаги. Для увеличения времени пребывания материала используют его рециркуляцию (рис. 6.30,б). Отделение высушенного материала от сушильного агента осуществляют в пылеочистных устройствах, через которые проходит весь материал (рис. 6.30,б). Если используют расширитель (рис. 6.30,в), то большая часть высушенного материала выводится из расширителя, что значительно снижает нагрузку на систему пылеочистки.

Приближенный расчет трубы-сушилки базируется на обобщенных опытных данных о коэффициенте теплоотдачи, полученных И. М. Федоровым [47]:

$$Nu = 0,43 \text{ } Ag^{0,3} \text{ для } Ag = 1 \cdot 10^4 \div 1 \cdot 10^6. \quad (6.111)$$

По коэффициенту теплоотдачи α определяют продолжительность сушки:

$$\tau = Q / (\alpha F \Delta t), \quad (6.112)$$

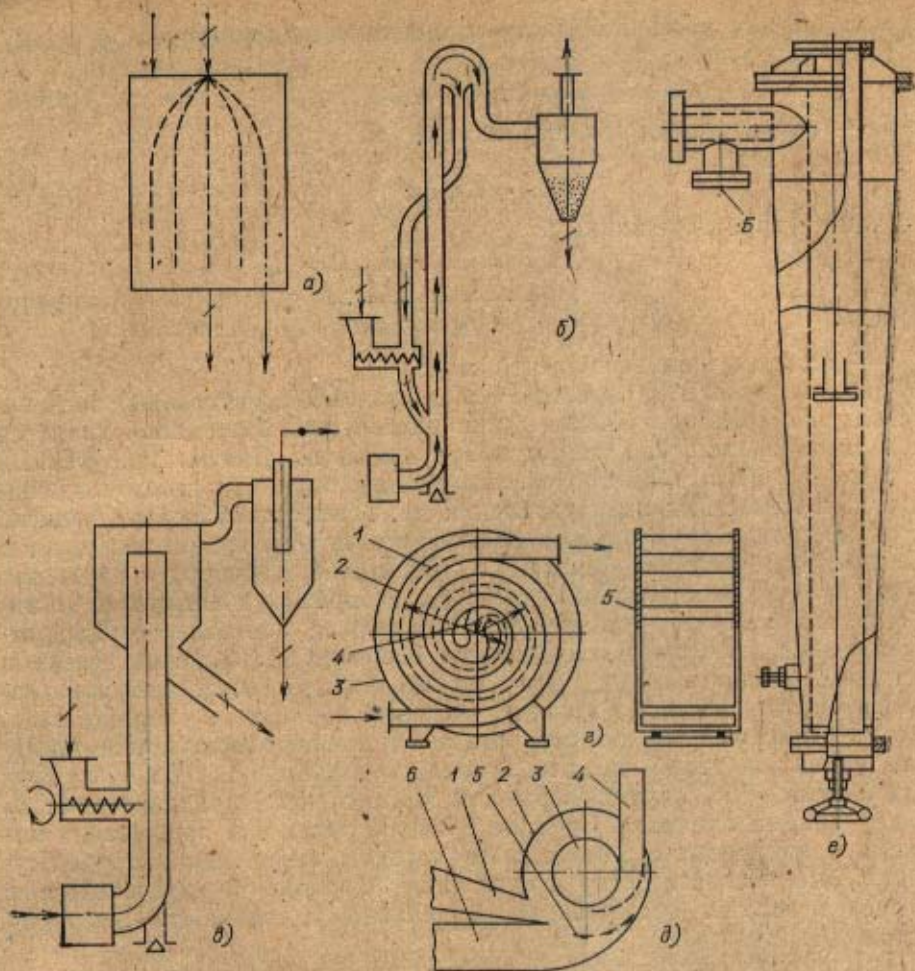


Рис. 6.30. Схемы сушилок взвешенного слоя

где Q — количество передаваемой теплоты; F — расчетная площадь поверхности частиц; Δt — средний температурный напор между сушильным агентом и материалом, °С.

Количество теплоты Q определяется суммой теплот на испарение влаги Q_v и нагревание материала Q_n . Расчетную площадь поверхности приближенно определяют, предполагая, что все частицы имеют шарообразную форму и одинаковый размер d_0 :

$$F = 6G_1 / (d_0 \rho), \quad (6.113)$$

где G , ρ — расход сушеного материала, кг/с, и его плотность, кг/м³.

Длину основной части трубы-сушилки определяют по формуле

$$L = \tau \omega_0, \quad (6.114)$$

где ω_0 — относительная скорость движения сушильного агента и материала, м/с; принимают $\omega_0 = (0,3 \div 0,5) \omega_{\text{внт}}$.

Общая длина трубы сушилки складывается из двух частей: основной L и разгонной L_p , на которой материал приобретает постоянную

скорость. Длину разгонной части определяют по эмпирической формуле И. М. Федорова

$$L_p = (\omega_0 + \omega_{\text{врт}}) d_0, \quad (6.115)$$

где d_0 — эквивалентный диаметр частиц, мм.

Тогда

$$L_T = L + L_p. \quad (6.116)$$

Диаметр трубы-сушилки

$$D = \sqrt{\frac{V}{0,785(\omega_0 + \omega_{\text{врт}})}}, \quad (6.117)$$

где V — расход сушильного агента, $\text{м}^3/\text{с}$.

Одним из простых и вместе с тем достаточно эффективных методов интенсификации конвективной сушки дисперсных материалов является использование закрученных потоков сушильного агента. Закрученный поток можно создать путем установки тангенциальных газоходов, спиральных и лопастных завихрителей и др. Преимущество закрученного потока по сравнению с прямым заключается в том, что он позволяет в несколько раз увеличить среднюю относительную скорость движения фаз и повысить концентрацию твердого материала в аппарате. Частицы твердого материала, движущиеся в аппарате, постоянно соударяются со стенкой, благодаря чему средняя скорость их движения невелика (несколько метров в секунду), а относительная скорость движения газа и материала достигает высоких значений и близка к скорости газа. Высокая относительная скорость фаз обуславливает интенсивное протекание процессов тепло- и массообмена, а повышенная концентрация твердой фазы — большую поверхность контакта фаз, приходящуюся на единицу объема аппарата. Средняя продолжительность пребывания материала в аппаратах с закрученным потоком выше, чем в трубах-сушилках. Это обстоятельство в сочетании с высокой интенсивностью процесса позволяет обезвоживать материалы со значительным количеством связанной влаги.

Для сушилок с закрученным потоком характерно сравнительно высокое гидравлическое сопротивление. При сушке слипающихся высоковлажных материалов возможно налипание твердых частиц на стенки. В настоящее время в промышленности применяют спиральные (рис. 6.30,а), вихревые (рис. 6.30,б) и циклонные (рис. 6.30,в) сушилки, относящиеся к аппаратам с закрученным потоком [98].

Сушильный тракт спиральной сушилки выполнен в виде плоской бифилярной спирали, расположенной в вертикальной плоскости. Спиральный канал 1 прямоугольного сечения образован спиральными лентами 2 и 3, стенкой 5 и крышкой. Спиральные листы навиты концентрически, образуя в центре плавный S-образный переход 4, а на периферии корпуса — входной и выходной патрубки. Влажный материал, взвешенный в газе, транспортируется от входного патрубка к выходному и высушивается, проходя путь от периферии к центру, а затем в обратном направлении. Спиральные одноступенчатые пневмосушилки с успехом заменяют многоступенчатые трубы-сушилки, при этом они имеют значительно меньшие габариты и менее металлоемки. В НИИХиммаш разработан ряд типоразмеров вихревых сушилок (рис. 6.30,б) с диаметрами камеры от 500 до 1500 мм [98]. Вихревая камера представляет собой горизонтальный цилиндр длиной 0,3—0,4 диаметра. В нижней части корпуса 2 расположено жалюзийное устройство, состоящее из нескольких вогнутых пластин 5, поворачивающихся

вокруг неподвижных осей. К жалюзийному устройству примыкает газораспределительный короб *б*. В камере можно расположить дополнительный тангенциальный газоход *1* для пневматической подачи материала в аппарат. В центральной части торцевой стенки аппарата имеется отверстие *3*, к которому примыкает улиткообразный канал *4* для вывода газовзвеси.

Влажный порошкообразный материал загружают питателем в боковую часть камеры, и под действием газовых струй, истекающих в камеру через тангенциальные щели, образованные пластинами *5*, он вовлекается во вращательное движение. Сепарируясь к стенке, материал образует в аппарате кольцевой вращающийся слой, пронизывае-

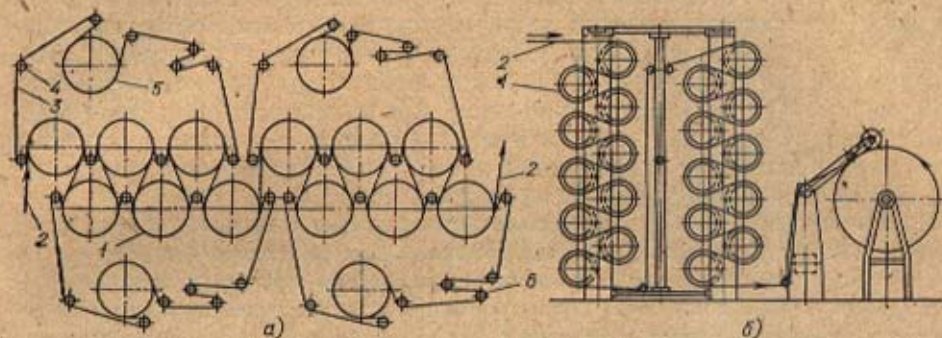


Рис. 6.31. Схемы цилиндрических контактных сушильных установок для сушки ленточных материалов:

1 — сушильные цилиндры; *2* — сушимый материал; *3* — прижимное сукно; *4, 6* — сукноведущие валики; *5* — сукносушильные цилиндры

мый струями газа, выходящими через тангенциальные щели; толщина слоя достигает 100—150 мм, что обеспечивает время пребывания материала в камере от 10 до 200 с в зависимости от размера частиц.

Сушильный агент и частицы, поступившие в циклонную сушилку (рис. 6.30, *e*), движутся по спирали вниз и далее по центральной трубе пневмотранспортом в систему пылеулавливания. Нестационарные условия взаимодействия фаз обеспечивают высокую интенсивность сушки и снижение габаритов установки по сравнению с трубами-сушилками.

6.5.3. Сушка ленточных материалов. Для сушки гибких ленточных материалов — тканей, бумаги, картона, полимерных пленок и т. п. — используют сушильные установки непрерывного действия, в которых подвод теплоты осуществляется кондуктивным, конвективным или комбинированными способами: конвективно-радиационным, кондуктивно-радиационным и др.

Достоинствами кондуктивной сушки являются: высокая интенсивность [съем влаги до 50—60 кг/(м²·ч)], тепловая экономичность, возможность использования низкопотенциальной теплоты и получения продукта хорошего качества; недостатками — малый диапазон по толщине сушимых материалов (до 3—4 мм), большие габариты, высокая металлоемкость и большая теплоаккумулирующая способность оборудования.

Установки с кондуктивным подводом теплоты (рис. 6.31) имеют греющую поверхность в виде полых цилиндров диаметром до 2,2 м и длиной до 9—10 м, обогреваемых насыщенным или слабоперегретым паром с давлением до 1 МПа. Поэтому такие установки называются ци-

линдрическими сушилками. Цилиндрические сушилки, используемые в целлюлозно-бумажной промышленности (рис. 6.31,а), отличаются от применяемых в текстильной промышленности (рис. 6.31,б) не только наличием прижимного сукна и сукносушильных цилиндров, но и размером цилиндров, конструкцией станин и рядом других элементов.

В промышленных контактных сушильных установках влажное полотно бумаги или картона прижимается к цилиндрам лентой из сукна или синтетической сетки. В первом случае испарения влаги с внешней поверхности полотна в период контакта с греющей поверхностью почти не происходит, а температура материала в первом периоде сушки приближается к температуре кипения воды при атмосферном давлении. В конструкциях с синтетической сеткой конвективный массообмен на внешней поверхности полотна также затруднен. Температура материала в этом случае может быть определена лишь экспериментально. Интенсивное испарение влаги из полотна происходит на его внутренней поверхности. Образующийся при этом пар скапливается в виде прослойки между греющей поверхностью цилиндров и влажным материалом, парообразование и диффузия пара из материала в воздух происходят в период межцилиндрового пробега полотна.

Расчет подобных установок осложняется циклическостью сушки, обусловленной периодичностью нагревания и охлаждения материала при переходе с цилиндра на цилиндр, рассредоточенностью подвода теплоты и испарения влаги на участках свободного пробега, колебаниями температуры греющей стенки, различием давления греющего пара в отдельных группах цилиндров и т. д. Поэтому для расчета цилиндрических сушилок используют методику П. А. Жучкова [26], основанную на эмпирических данных по тепломассообмену. При конструктивном расчете определяют по известным количествам теплоты, необходимой в каждом периоде сушки, $Q_{пр}$, Q_1 , Q_2 , плотностям тепловых потоков $q_{пр}$, q_1 , q_2 , площади активной поверхности одного цилиндра $F_{a,u}$ требуемое количество цилиндров:

в период прогрева

$$n_{пр} = \frac{Q_{пр}}{q_{пр}(1 + y_{a,c}) F_{a,u}}; \quad (6.118)$$

в первый период сушки

$$n_1 = \frac{Q_1}{q_1(1 + y_{a,c}) F_{a,u}}; \quad (6.119)$$

во второй период сушки

$$n_2 = \frac{Q_2}{q_1' Z m_r (1 + y_{a,c}) F_{a,u}}; \quad (6.120)$$

где $Q_{пр}$, Q_1 , Q_2 — теплоты, необходимые для нагревания и сушки материала в разные периоды с учетом потерь в окружающую среду; $y_{a,c}$ — коэффициент, отражающий влияние сукносушильных цилиндров на общий процесс сушки (отношение площадей полезной поверхности сукносушильных цилиндров и полезной поверхности сушильных цилиндров, равное обычно 0,15—0,2); $q_{пр}$, q_1 — плотности тепловых потоков на активной поверхности цилиндров в период прогрева и период постоянной скорости сушки; q_1' — удельный тепловой поток в первый период сушки при данном давлении пара в цилиндрах; Z — коэффициент, учитывающий снижение скорости сушки в период падающей скорости; m_r — коэффициент, учитывающий удельные затраты теплоты на нагревание полотна во втором периоде.

Коэффициент m_r в формуле (6.120) учитывает увеличение удельного расхода теплоты на нагревание полотна в период падающей скорости сушки:

$$m_r = \frac{(r + \Delta q) \psi_1}{n \psi_2}; \quad (6.121)$$

где Δq — плотность теплового потока при подогреве полотна в период падающей скорости сушки, отнесенная к 1 кг испаряемой влаги, кДж/кг, определяемая по формуле

$$\Delta q = \frac{(c_0 + u_k c_n) (t_2 - t_n)}{w_{кр}^c - w_k^c} \quad (6.122)$$

Количества теплоты, воспринимаемой полотном и сукном по периодам сушки: в период прогрева

$$Q_{пр} = \frac{1}{\psi_{пр}} \frac{G_{a,c}}{3600} [(c_0 + w_1 c_n) (t_1 - t_0) + (w_n^c - w_1^c) r]; \quad (6.123)$$

в период постоянной скорости сушки

$$Q_1 = \frac{1}{\psi_1} \frac{G_{a,c}}{3600} [(w_1^c - w_{кр}^c) r]; \quad (6.124)$$

в период падающей скорости сушки

$$Q_2 = \frac{1}{\psi_2} \frac{G_{a,c}}{3600} [(w_{кр}^c - w_k^c) r + (c_0 + w_k^c c_n) (t_2 - t_1)]; \quad (6.125)$$

здесь $G_{a,c}$ — производительность установки по абсолютно сухому материалу, кг/ч; w_n^c , w_1^c , $w_{кр}^c$, w_k^c — влагосодержания полотна, соответственно начальное, в конце периода прогрева, критическое и конечное; c_0 , c_n — удельные теплоемкости сухого материала и воды, кДж/(кг·К); r — удельная теплота парообразования, кДж/кг; t_0 , t_1 , t_2 — температуры материала соответственно начальная, в первом периоде и конечная, °С; $\psi_{пр}$, ψ_1 , ψ_2 — коэффициенты использования теплоты, воспринимаемой сушимым материалом соответственно в период прогрева, первый и второй периоды сушки. Коэффициент использования теплоты определяют по формуле

$$\psi = 1 - \frac{y_{a,c} q_{к,c} + y_{a,c} q_{н,c}}{q_{a,c} + y_{a,c} q_{a,c}} \quad (6.126)$$

где $q_{к,c}$, $q_{н,c}$ — средние значения конвективного теплового потока к воздуху на открытой поверхности сукна и полотна, кВт/м².

Изменение влагосодержания в период прогрева $\Delta w_{пр}^c = w_n^c - w_1^c$ определяют по соотношению

$$\Delta w_{пр}^c = \Delta W / G_{a,c} \quad (6.127)$$

Количество влаги, удаляемой в период прогрева, кг/м²,

$$\Delta W = \tau_{пр} \bar{m}_{пр} \quad (6.128)$$

где $\tau_{пр}$ — длительность прогрева материала, с, определяемая по формуле

$$\tau_{пр} = \frac{G_{a,c} (c_0 + w_k^c c_n) (t_1 - t_0)}{\psi_{пр} q_{пр} - \bar{m}_{пр} r} \quad (6.129)$$

Средняя интенсивность испарения влаги в период прогрева, кг/(м²·с),

$$\bar{m}_{пр} = \frac{\beta_p}{3600} \left[\frac{\theta_1^4 - \theta_0^4}{4(\theta_1 - \theta_0)} - \theta_0^3 \right] \cdot 10^6, \quad (6.130)$$

где $\theta_0 = t_0/100$; $\theta_1 = t_1/100$ — приведенные значения начальной и конечной температуры материала в периоде прогрева; β_p — коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности парциальных давлений, при средней температуре T окружающей среды:

$$\beta_p = a_m / (RT) \quad (6.131)$$

Для определения коэффициента массоотдачи a_m , отнесенного к разности концентраций пара в воздухе, рекомендуют [26] формулу

$$Nu_m = a_m l / D = 0,07 Re^{0,75} \quad (6.132)$$

При расчете массообмена на открытых поверхностях материала в качестве определяющего размера l принимают длину межцилиндрового пробега, а за определяющую скорость берут линейную скорость движения полотна.

Плотность теплового потока на активных поверхностях цилиндров в отдельные периоды рассчитывают по формулам

$$q_{\text{вп}} = k^*(t_s - t_{\text{вп}}); \quad (6.133)$$

$$q_1 = k^*(t_s - t_1); \quad (6.134)$$

$$q_2 = k^*(t_s - t_2) Z m_r, \quad (6.135)$$

где t_s — температура насыщенного пара в цилиндрах; k^* — приведенный коэффициент теплопередачи, определяемый по формуле [26]:

$$k^* = \frac{1 - a}{\varphi_{\text{ц}}} \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1 - a}{\varphi_{\text{ц}} - \alpha_2}}, \quad (6.136)$$

здесь a — доля теплоты, отдаваемой воздуху; $\varphi_{\text{ц}}$ — доля обхвата цилиндра полотном; α_1 — коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности стенки цилиндра при конденсации греющего пара; α_2 — коэффициент теплоотдачи при контакте; $\delta_{\text{ст}}$, $\lambda_{\text{ст}}$ — толщина и теплопроводность стенки.

В выражении (6.133) $t_{\text{вп}}$ — среднearифметическая температура материала в период прогрета, рассчитываемая по опытным данным, согласно которым при давлении пара в цилиндрах выше атмосферного температура материала находится в пределах 95—100 °С.

Поскольку цилиндры теряют теплоту боковой, торцевой и не занятой материалом кольцевой поверхностями, количество теплоты, потребляемой установкой, определяют по периодам с учетом коэффициентов использования теплоты:

$$Q_{\text{вп}}' = \frac{Q_{\text{вп}}}{(1 + y_{\text{в.с}}) \tau_{\text{вп}}}; \quad (6.137)$$

$$Q_1' = \frac{Q_1}{(1 + y_{\text{в.с}}) \tau_1}; \quad (6.138)$$

$$Q_2' = \frac{Q_2}{(1 + y_{\text{в.с}}) \tau_2}. \quad (6.139)$$

Таким образом, уравнения (6.118)—(6.139) позволяют рассчитать общую площадь поверхности теплообмена, общее количество цилиндров и количество расходуемой теплоты в сушильной установке. Далее определяют габариты установки.

Проектирование установки существенно упрощается, если допустить отклонение расчетных значений величин от истинных в пределах $\pm 10 \div 15\%$. При этом используют нижеприведенные рекомендации [26], полученные в ходе проектирования и эксплуатации цилиндрических сушилок:

1) коэффициент теплоотдачи при конденсации пара на внутренней поверхности цилиндра для сушилок, скорость движения материала в которых w менее 50 м/мин, α_0 , принимают равным 3500—4000 Вт/(м²·К):

2) при скорости $w \geq 50$ м/мин $\alpha_1 = 1500 \div 2000$ Вт/(м²·К); коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности цилиндра $\alpha_2 = 600 \div 800$ Вт/(м²·К); доля теплоты, отдаваемой боковой поверхностью цилиндра воздуху, $a = 0,04 \div 0,05$; доля обхвата цилиндра материалом $\varphi_{\text{ц}} = 0,6 \div 0,65$; доля обхвата сукносушильных цилиндров сукном $\varphi_{\text{с}} = 0,7 \div 0,8$;

3) коэффициенты использования теплоты в отдельные периоды сушки:

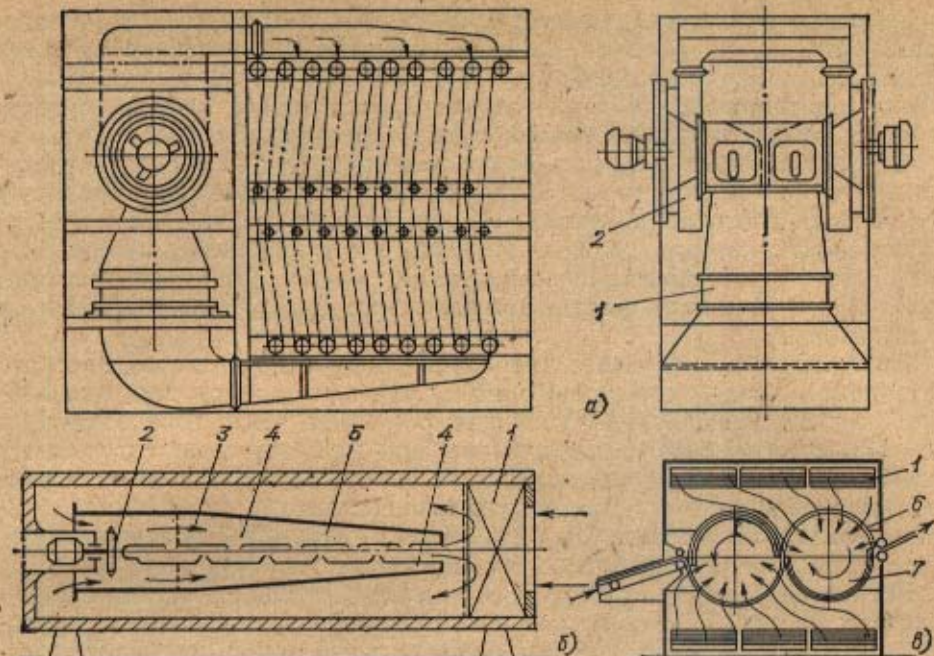


Рис. 6.32. Схемы конвективных установок для сушки гибких материалов

в период прогрева $\psi_{пр} = 1,0$;

в первый период $\psi_1 = 0,90 \div 0,92$;

во второй период $\psi_2 = 0,75 \div 0,80$;

4) коэффициенты сохранения теплоты в отдельные периоды сушки:

в период прогрева $\eta_{пр} = 0,94 \div 0,95$;

в первый период $\eta_1 = 0,90 \div 0,93$;

во второй период $\eta_2 = 0,85$;

5) коэффициент, учитывающий увеличение удельного расхода теплоты во второй период сушки на нагревание сухого материала, $m_2 = 1,1 \div 1,15$;

6) среднееинтегральный коэффициент, учитывающий снижение интенсивности сушки во второй период:

для бумаги $Z = 0,42 \div 0,48$

для картона $Z = 0,32 \div 0,38$.

В зависимости от направления подачи сушильного агента выделяют следующие типы конвективных сушильных установок (рис. 6.32): с продольным, поперечным (сопловым) обдувом и со сквозной фильтрацией.

При продольном обдуве (рис. 6.32,а) материала (например, ткани) сушильный агент, нагреваемый в паровом калорифере 1, подается вентилятором 2 с торцов сушильной камеры вдоль петель ткани 3 со скоростью 4—5 м/с. Расстояние между петлями составляет 100—200 мм. Температура сушильного агента в зависимости от источника теплоты и термочувствительности сушимого материала может быть равной 90—250 °С.

Из-за конструктивного несовершенства интенсивность сушки в таких сушилках не превышает 1,5—3,0 кг/(м²·ч). Удельный (на 1 кг испаренной влаги) расход электроэнергии при этом равен 0,1—0,12 кВт·ч/кг. Материал в таких установках движется или огывая два ряда

вращающихся роликов диаметром 60—80 мм, или вместе с цепным транспортером, на роликах которого материал подвешен свободными петлями. Малая интенсивность сушки, большие расходы сушильного агента, неравномерность температурного поля внутри камеры, трудности при автоматизации процесса сушки ограничивают область применения этих установок. Расчет ведут, как правило, по опытным значениям A_p . Зная количество удаляемой влаги W и удельную на единицу поверхности, влагонапряженность A_p , определяют площадь поверхности материала F , которая должна находиться в сушильной камере. Из теплового баланса при заданном режиме сушки вычисляют расходы теплоты и сушильного агента, что позволяет выбрать калориферы и вентиляторы.

Известно, что поперечное (перпендикулярное поверхности плоского материала) направление движения сушильного агента при одинаковых скоростях способствует увеличению коэффициента теплоотдачи на 40—50% по сравнению с продольным. При этом возрастают расход сушильного агента и затраты энергии на его подачу. Для снижения расхода сушильного агента при сохранении достоинств поперечного обдува материала используют сопловой обдув — локальный поперечный обдув с большими (до 100 м/с) скоростями струи.

Установка с поперечным обдувом, принципиальная схема которой показана на рис. 6.32,б, состоит из калорифера 1, нагнетателя 2, распределительных коробов 4 и сопла 5. Сушильный агент 3 по распределительным коробам подается к плоскопараллельным щелевым или круглым соплам и через них отдельными струями истекает перпендикулярно поверхности сушимого материала 4. Отработавший воздух вдоль боковых поверхностей камеры поступает вновь к калориферу. Частичное удаление сушильного агента осуществляют вытяжным вентилятором. Поступление свежего воздуха происходит через неплотности сушильной камеры. В зависимости от скорости и температуры сушильного агента и конструктивных размеров установки — расстояния от среза сопла до материала h , ширины сопловой коробки b_1 и сопла b , расстояния между соплами S — интенсивность сушки может достигать 60—80 кг/(м²·ч). Для расчета коэффициента теплоотдачи в первом периоде сушки В. В. Красников [46] рекомендует формулу

$$Nu = 3,38 \cdot 10^{-3} Re^{0,66} (b/S)^{0,23} \quad (6.140)$$

В качестве определяющего размера в числах Nu и Re берут величину h . В диапазоне изменения $Re = 15 \cdot 10^2 \div 16 \cdot 10^4$ по формуле (6.140) можно рассчитывать α с точностью до 6—8%.

Удельный расход электроэнергии в сопловых сушилках — 0,150—0,20 кВт·ч/кг.

В установках со сквозной фильтрацией сушильного агента (рис. 6.32,в) воздух, нагреваясь в калориферах 1, просасывается сквозь материал, находящийся на поверхности сетчатых или перфорированных барабанов 6. Циркуляционные вентиляторы создают небольшое разрежение внутри барабанов. Часть поверхности барабана, которая не соприкасается с сушимым материалом, закрыта изогнутым щитком 7. Сложный циркуляционный контур и высокие удельные расходы электроэнергии препятствуют широкому распространению установок со сквозной фильтрацией сушильного агента.

Кроме кондуктивных и конвективных сушилок для сушки гибких ленточных материалов применяют сушилки конвективно-кондуктивные (рис. 6.33,а), терморадационные (рис. 6.33,б), с промежуточным твердым теплоносителем (рис. 6.33,в).

Стремление к интенсификации сушки тонких материалов привело к созданию установок (рис. 6.33,а), в которых к сушимому материалу 1 подводится теплота кондукцией от нагреваемого конденсирующимся паром цилиндра 2 и конвекцией от горячего воздуха, нагреваемого в калорифере 4 и подаваемого вентилятором 5 в конвективный колпак 3. Для повышения тепловой экономичности используется рециркуляция отработавшего воздуха. Совместная передача теплоты конвекцией и кондукцией лишь при определенных сочетаниях массы 1 м² материала, температур греющей поверхности и воздуха может дать положительный эффект (интенсивность сушки будет выше, чем сумма интенсивностей сушки каждого процесса). Так, например, при сушке оберточной

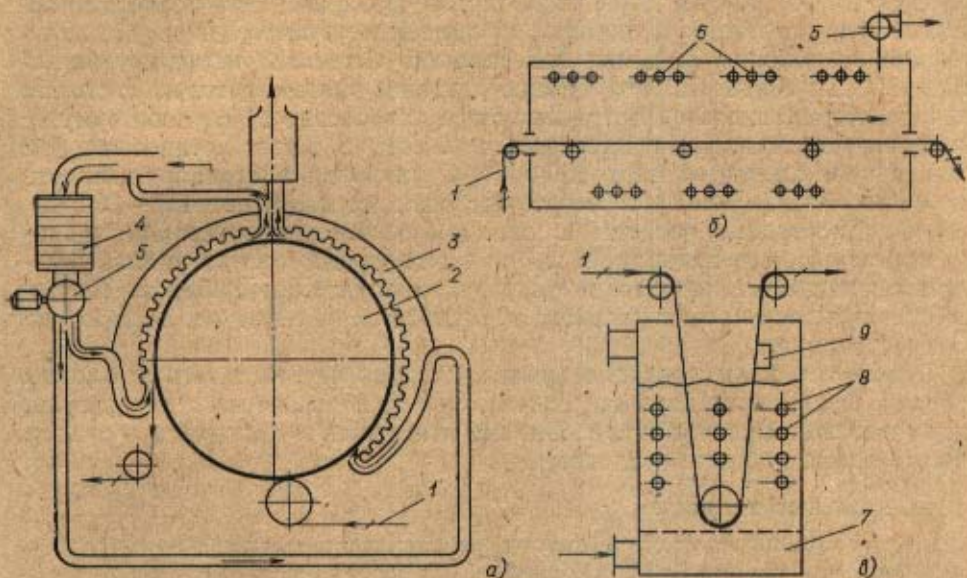


Рис. 6.33. Схемы сушилок для ленточных материалов

бумаги [46] кондуктивным путем интенсивность сушки $q_m = 17 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ ($t_{\text{гр}} = 100^\circ\text{C}$). При конвективно-кондуктивной сушке $q_m = 42,6 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ ($t_c = 80^\circ\text{C}$, $w_c = 50 \text{ м/с}$, $t_{\text{гр}} = 100^\circ\text{C}$); $q_m = 69,0 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ ($t_c = 200^\circ\text{C}$, $w_c = 50 \text{ м/с}$, $t_{\text{гр}} = 100^\circ\text{C}$).

По данным [46] конвективно-кондуктивные установки, обеспечивая высокую интенсивность сушки, требуют примерно в 2,5 раза большего расхода теплоты, сложны в эксплуатации из-за громоздкости вентиляционного и теплообменного оборудования. Однако улучшение равномерности сушки по ширине материала, снижение миграции красителя обеспечивают повышенное качество готового материала, что в некоторых случаях оправдывает применение подобных установок.

В терморadiационной сушильной установке, принципиальная схема которой показана на рис. 6.33,б, достигается увеличение интенсивности сушки в первом периоде в 1,2—2 раза по сравнению с сопловыми, снижение критического влагосодержания и удлинение наиболее эффективного первого периода сушки, повышение равномерности сушки по ширине и глубине материала за счет проникновения лучистой энергии в глубь материала. Сушимый материал 1 облучается с двух сторон излучателями 6 типа зеркальных сушильных ламп, трубчатых или панельных электронагревателей, керамических беспламенных горелок и т. п. Влажный воздух удаляют из камеры вытяжным вентилятором 5.

Широкое распространение терморadiaционных сушилок сдерживается трудностью управления процессом во время внезапных остановок сушилки, обрыва материала, а также необходимостью согласования терморadiaционных характеристик материала и излучателей при изменении влагосодержания и вида сушеного материала.

Для интенсификации конвективной сушики ленточных материалов предложено [49] использовать промежуточный дисперсный теплоноситель (рис. 6.33, в). Подводимый снизу через газораспределительную решетку 7 воздух создает из дисперсного материала псевдокипящий (кипящий) слой. Этот слой совместно с воздухом нагревается от паровых труб 8. Известно, что коэффициенты теплоотдачи кипящего слоя к поверхности в 8—10 раз выше, чем чистого воздуха. Это позволяет использовать для передачи теплоты от конденсирующегося в трубах пара небольшие теплопередающие поверхности. Сушимый материал нагревается и высушивается, непрерывно двигаясь сквозь кипящий слой. На выходе устанавливается встряхивающее устройство 9, способствующее очищению материала от дисперсных частиц. В таких установках при температуре кипящего слоя 160—170 °С удельная влагонапряженность $A_p = 80 \div 90$ кг/(м²·ч), а в некоторых случаях достигает 130—140 кг/(м²·ч). Дисперсные частицы в кипящем слое подвержены эрозионному истиранию, что приводит к загрязнению сушеного материала, ухудшает санитарно-гигиенические условия эксплуатации сушилки. Поэтому сушка в слое промежуточного теплоносителя не получила широкого распространения.

Сушку тонких материалов можно также осуществлять в жидких средах (расплавах металлов, солей), при использовании ультразвука, токов высокой частоты и т. д. Однако эти способы находятся в стадии опытно-промышленных исследований.

Контрольные вопросы

1. Какие существуют методы обезвоживания влажных материалов?
2. Объясните принцип действия аппаратов для механического обезвоживания материалов.
3. В чём сущность гипотезы А. В. Лыкова об объемном испарении влаги?
4. Какие формы связи влаги со скелетом материала Вы знаете?
5. Какие параметры оказывают влияние на коэффициенты внутреннего переноса влаги?
6. Что такое обобщенная кривая сушики? Каким образом ее используют для расчета кинетики сушики?
7. Назовите теплотехнологические преимущества перегретого пара как сушильного агента по сравнению с воздухом.
8. Укажите тенденцию изменения тепловой экономичности сушилки с однократным использованием воздуха при понижении температуры уходящего сушильного агента.
9. Покажите качественно характер изменения удельного расхода воздуха в сушилке с однократным использованием воздуха при увеличении его начального влагосодержания.
10. Какие параметры влияют на удельный расход теплоты в сушилке с рециркуляцией?
11. В чем отличие теплотехнологического расчета сушилок, использующих в качестве сушильного агента топочные газы и воздух?
12. Какие достоинства имеет сушка жидкотекучих материалов методом распыления?
13. Обоснуйте область применения барабанных сушилок.
14. Какие сушилки используют для сушики твердых дисперсных материалов?
15. Обоснуйте выбор сушилки для сушики бумажного полотна.

7.1. Общие сведения о перегонке и ректификации

Перегонка и ректификация широко распространены во многих отраслях промышленности и применяются для получения разнообразных продуктов в практически чистом виде путем разделения их жидких смесей (в производствах органического синтеза изотопов, полимерных и полупроводниковых материалов, пищевых продуктов и т. д.), а также для получения чистых газов из сжиженных газовых смесей (кислорода и азота, при разделении воздуха, углеродородных газов и т. д.).

Перегонкой называется процесс частичного испарения разделяемой исходной смеси жидкостей и последующей полной конденсации образующихся паров, осуществляемой однократно или многократно. Составы жидкой и паровой фаз, образующихся при этом, как правило, заметно различаются, но все компоненты исходной смеси оказываются представленными в обеих разделившихся фазах. Поэтому с помощью перегонки нельзя получить (выделить) требуемые компоненты исходного раствора в практически чистом виде.

Получение чистых компонентов может быть осуществлено с помощью *ректификации* — процесса разделения растворов жидкостей на практически чистые компоненты путем испарения за счет возвращения в аппарат части получаемого продукта для осуществления многократного тепломассообмена между парами, движущимися противотоком, и жидкостью.

Состав паров в процессах перегонки и ректификации определяется различной фугитивностью (летучестью) компонентов при одной и той же температуре. Исходя из этого различают низкокипящие (легколетучие) и высококипящие (труднолетучие) компоненты. Низкокипящий компонент имеет наибольшее давление паров при данной температуре по сравнению с давлением паров любого другого компонента смеси и соответственно наименьшую температуру кипения при одинаковом для всех компонентов давлении. Компонент, обладающий наименьшим давлением или наивысшей температурой кипения, называется высококипящим компонентом. Не испарившаяся в результате перегонки или ректификации высококипящая жидкость называется *остатком*, а низкокипящая жидкость, полученная в результате конденсации паров, — *дистиллятом* или *ректификатом*.

Перегонку можно вести одно- и многократным способами [4]. При однократной перегонке образовавшаяся паровая фаза остается в контакте с исходной жидкой фазой до наступления полного равновесия в системе. Многократная перегонка состоит в последовательном повторении конечного числа раз однократной перегонки исходной фазы с одновременным удалением из системы паровой фазы, образующейся в каждом однократном процессе.

Перегонка может осуществляться как непрерывно, так и периодически. Основными условиями непрерывного процесса являются постоянство во времени составов исходной смеси в подогревателе и образующихся из нее равновесных фаз и неизменность расходов сырой смеси и продуктов перегонки.

Основными элементами перегонных установок являются подогреватель (кипятильник) и сепарационное устройство. Разнообразие свойств перегоняемых жидкостей способствовало большому разнообразию аппаратов. По технологическим особенностям перегонные аппараты разде-

ляют на емкостные и пленочные. По конструкции они аналогичны выпарным аппаратам с трубчатыми теплообменниками. Емкостные аппараты имеют значительные объемы для перегоняемой жидкости, обладают большой инерционностью и поэтому непригодны для переработки термически нестойких (термолабильных) веществ. Такие аппараты применяют в установках периодического и непрерывного действия. Пленочные перегонные аппараты, в которых жидкость находится небольшое время, бывают двух типов: с падающей пленкой и роторные (рис. 7.1). В первых жидкость распределяется в виде пленки по стенке внутренней поверхности труб специальными вставками. По направлению относительного движения фаз они делятся на прямоточные и противоточные.

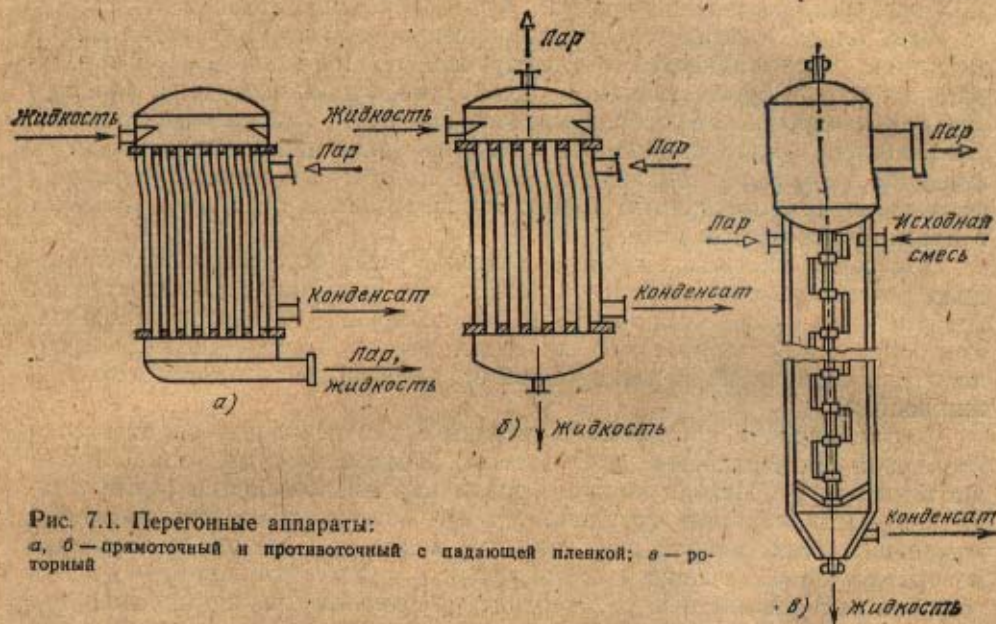


Рис. 7.1. Перегонные аппараты: а, б — прямоточный и противоточный с падающей пленкой; в — роторный

В роторных аппаратах корпус обогревается снаружи рубашкой, а по внутренней его поверхности стекает жидкость, распределяемая по поверхности вращающимся ротором.

Ректификационные установки, как и перегонные, по принципу действия разделяются на периодические и непрерывные. В установках периодического действия разделяемую смесь загружают в куб одновременно и ректификацию проводят до получения продуктов заданного конечного состава. В установках непрерывного действия разделяемая сырая смесь поступает в колонну и продукты разделения выводятся из нее непрерывно.

Как перегонные, так и ректификационные установки могут применяться для разделения бинарных и многокомпонентных смесей.

Рассмотрим принцип работы ректификационной установки для разделения бинарной смеси и происходящие в ней процессы тепло- и массообмена (рис. 7.2).

В перегонном кубе I за счет подводимой теплоты кипит жидкость. Пары ее поднимаются по колонне II вверх навстречу жидкости, вводимой на одну из промежуточных тарелок из исходного бака и на верхнюю тарелку из сепаратора IV. Из верхней части колонны богатые низкокипящим компонентом пары выходят в теплообменник-дефлегматор III, конденсируются, отдавая теплоту охлаждающей воде, и в виде па-

рожджидкостной смеси поступают в сепаратор. Из сепаратора часть жидкости, которая называется *флегмой*, возвращается в колонну. Другая часть, называемая ректификатором, через холодильник *V* поступает на склад.

Процессы тепло- и массообмена в ректификационной колонне происходят на тарелках или насадке. Флегма из сепаратора *IV* в колонне вступает в контакт с парами, образующимися в кубе *I*. При этом происходит частичная конденсация поднимающихся вверх паров и частичное испарение опускающейся жидкости. Таким образом, в процессе ректификации флегма вступает в тепло- и массообмен с парами. За счет теплоты конденсации паров высококипящего компонента из флегмы испаряется низкокипящий компонент, а сама флегма обогащается высококипящим компонентом, пары же, наоборот, поднимаясь, обогащаются низкокипящим компонентом за счет испарений его из флегмы и обедняются высококипящим компонентом. В результате массообмена производится глубокое разделение бинарных и многокомпонентных смесей.

Количество флегмы, кг, приходящейся на 1 кг готового продукта, называется *флегмовым числом*. Оно может меняться в зависимости от способа ректификации и интенсивности тепло- и массообмена на отдельных тарелках.

Та часть колонны, где вводится сырая смесь, называется *питательной секцией*. Часть колонны, находящаяся выше места ввода сырой смеси, называется *укрепляющей секцией (IIa)*, а ниже — *исчерпывающей секцией (IIб)*. В зависимости от назначения колонны могут быть полными, имеющими укрепляющую и исчерпывающую секции, или неполными, в которых имеется или только укрепляющая, или только исчерпывающая секция. В этом случае исходная смесь в укрепляющей секции вводится под нижнюю тарелку, а в исчерпывающей — на верхнюю.

Работа перегонной установки отличается от работы ректификационной принципиально тем, что все образующиеся в верхней части колонны пары направляются в конденсатор *V* и возврат продукта (флегмы) в колонну отсутствует.

Расчет и конструкции перегонных и ректификационных установок приведены ниже.

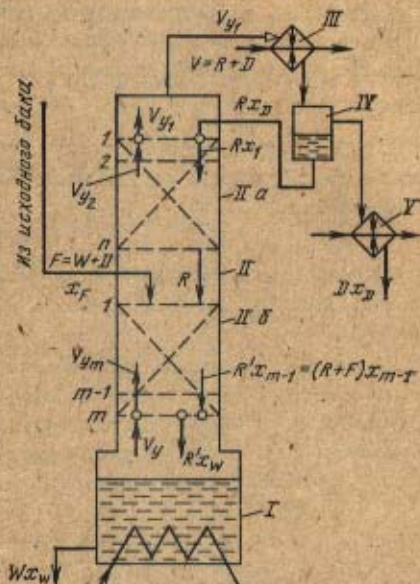


Рис. 7.2. Принципиальная схема ректификационной колонны с материальными потоками для разделения бинарной смеси

7.2. Физико-химические основы равновесия фаз жидкость — пар

7.2.1. Основы расчета парожидкостного равновесия.

Теория перегонки и ректификации основывается на сочетании термодинамического учения о парожидкостном фазовом равновесии с законами сохранения вещества и энергии, используемыми в форме уравнений материальных и тепловых балансов [2].

Любые системы, между частями которых нет поверхности раздела, состоящие из двух или большего числа компонентов, называются *растворами*. Состав раствора может непрерывно изменяться в определенных пределах. Наиболее широко используемые способы представления состава растворов основаны на допущении аддитивности чисел молей, масс, а иногда и объемов компонентов растворов. *Аддитивными* называют те свойства системы (раствора), численные значения которых определяют суммированием значений соответствующих свойств компонентов этой системы или рассчитывают по правилу смешения.

Рассмотрим многокомпонентный раствор. Концентрация (состав) x_i , выраженная отношением числа молей n_i произвольного i -го компонента раствора к общему числу молей $\sum n_i$ всех его компонентов, называется *молярной долей* i -го компонента:

$$x_i = n_i / \sum n_i \quad (7.1)$$

Концентрация (состав) a_i , выраженная отношением массы g_i произвольного i -го компонента раствора к общей массе $\sum g_i$ всего раствора, называется *массовой долей* i -го компонента:

$$a_i = g_i / \sum g_i \quad (7.2)$$

Суммирование уравнений типа (7.1) и (7.2) по всем молярным или массовым условиям раствора дает равенства

$$\sum x_i = \sum a_i = 1 \quad (7.3)$$

Аналогично, обозначив молярную массу i -го компонента системы через M_i , с учетом того, что молярная масса численно равна молекулярной массе, уравнения для пересчета молярных молей в массовые и обратно для бинарных смесей (компонент A + компонент B) примут следующий вид:

для низкокипящего компонента

$$a_A = \frac{M_A x_A}{M_A x_A + M_B x_B}; \quad x_A = \frac{a_A / M_A}{a_A / M_A + a_B / M_B} \quad (7.4)$$

для высококипящего компонента

$$a_B = \frac{M_B x_B}{M_A x_A + M_B x_B}; \quad x_B = \frac{a_B / M_B}{a_A / M_A + a_B / M_B} \quad (7.5)$$

При расчетах перегонных и ректификационных установок могут применяться и другие характеристики смеси: объемные доли (v_i), объемные концентрации (составы) (C_v), молярные концентрации (составы) (C_m) и т. д.

Перенос вещества между фазами обусловлен наличием разности концентрацией компонентов, отсутствием равновесия в контактирующих фазах. В результате контакта между ними и массообмена концентрация (состав) каждого компонента в обеих фазах изменяется и в конце концов наступает состояние равновесия. В состоянии равновесия обмен между фазами не прекращается, однако массовые скорости перехода компонентов из одной фазы в другую выравниваются. Поэтому для физико-химической характеристики системы жидкость — пар удобно пользоваться так называемыми *фазовыми диаграммами* и *диаграммами равновесия* (см. ниже), в которых принято обозначать: x — состав жидкой фазы и y — состав паровой фазы по низкокипящему компоненту.

В зависимости от взаимной растворимости компонентов для бинарных смесей различают взаимно нерастворимые, частично растворимые и взаимно растворимые смеси.

Смеси взаимно нерастворимых жидкостей. Совершенно нерастворимых друг в друге жидкостей не существует. Но в некоторых случаях (например, смеси бензол — вода, сероуглерод — вода и др.) взаимная

растворимость жидкостей настолько мала, что практически их можно считать нерастворимыми. Нерастворимые жидкости можно разделять отстаиванием, так как в сосуде они расслаиваются, причем в верхнем слое находится жидкость с меньшей плотностью, в нижнем — жидкость с большей плотностью. Для кипящей смеси взаимно нерастворимых компонентов применим закон Дальтона, согласно которому общее давление пара над раствором равно сумме парциальных давлений его компонентов, т. е. для бинарной смеси можно записать

$$p = p_A + p_B, \quad (7.6)$$

где p — полное давление смеси паров (газов); p_A и p_B — парциальные давления паров компонентов A и B .

Особенностью разделения бинарных взаимно нерастворимых жидкостей при перегонке и ректификации является то, что при неизменном давлении паров смеси температура кипения каждого компонента остается постоянной и не зависит от состава смеси. Когда один из компонентов выкипает полностью, температура кипения жидкости скачком становится равной температуре кипения оставшегося компонента. Содержание летучего компонента в паровой фазе при кипении смеси остается постоянным и также не зависит от соотношения их в жидкой фазе до того момента, пока один компонент не выкипит полностью. На рис. 7.3 представлена фазовая диаграмма y, x , на которой зависимость содержания низкокипящего компонента в парах от содержания его в жидкости изображается кривой $ecdbf$. Пересечение ее с диагональю в точке d соответствует равновесному состоянию, когда содержание низкокипящего компонента в парах и жидкой фазе одинаково. Точка d называется *точкой азеотропной смеси*, а жидкая смесь, соответствующая этому состоянию, — *азеотропной смесью*. Температура кипения азеотропной смеси остается постоянной до полного выкипания всей смеси.

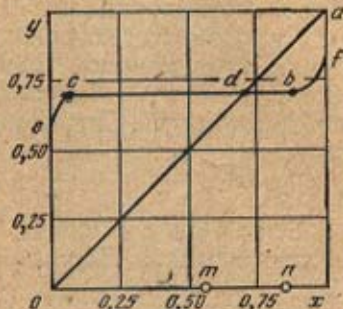


Рис. 7.3. Диаграмма равновесия для взаимно нерастворимых компонентов

Азеотропные смеси характеризуются тем, что ни один компонент их не может быть выделен перегонкой в чистом виде, так как составы паров и жидкой смеси одинаковы. Если летучего компонента в первоначальной смеси больше, чем в азеотропной (точка n), то после перегонки, когда из жидкости образуется смесь паров с составом азеотропной смеси (точка n смещается вправо), остается жидкий остаток из низкокипящего компонента. Если же низкокипящего компонента в первоначальной жидкой смеси меньше, чем в азеотропной (точка m), то при перегонке она смещается влево и жидкий остаток представляет собой высококипящий компонент.

Частично растворимыми называются системы из двух или нескольких жидкостей, взаимно растворяющихся в пределах некоторых интервалов концентраций, зависящих от температуры, а вне этих пределов образующих два или более несмешивающихся слоя. Взаимная растворимость компонентов системы является функцией температуры и может увеличиваться для одних систем с повышением температуры, для других — с ее понижением. Наиболее распространены системы, в которых наблюдается увеличение взаимной растворимости компонентов при повышении температуры (например, системы фенол — вода, фурфурол —

вода и др.). Примером жидкостей, у которых при повышении температуры взаимная растворимость понижается, могут служить системы эфир — вода, триэтиламин — вода. Более подробные сведения о частных растворимых системах приведены в [7, 37, 52].

Смеси из взаимно растворимых жидкостей, т. е. таких жидкостей, которые растворимы друг в друге в любых соотношениях, разделяют на две группы: 1) смеси жидкостей, в которых силы сцепления между молекулами обоих компонентов такие же, что и между молекулами каждого из компонентов (идеальные смеси); 2) смеси с положительным или отрицательным отклонением сил сцепления между молекулами низкокипящего и высококипящего компонентов от сил сцепления между молекулами каждого из компонентов (неидеальные или реальные смеси, т. е. отклоняющиеся от закона Рауля, см. с. 229).

Идеальные смеси — такие системы, для которых выполняется закон Рауля, т. е. парциальное давление пара каждого компонента (p_A, p_B) над жидкой смесью при любой постоянной температуре равно произведению молекулярной концентрации данного компонента в жидкой фазе (x_A, x_B) на давление его паров над чистой жидкостью (P_A, P_B) при той же температуре. Для компонента А бинарной смеси закон Рауля имеет вид

$$p_A = P_A x_A. \quad (7.7)$$

Если общее давление над смесью p , то для состояния равновесия согласно закону Дальтона можно написать

$$y_A = P_A x_A / p. \quad (7.8)$$

Так как $x_B = 1 - x_A$, то по законам Рауля и Дальтона

$$p = p_A + p_B = P_A x_A + p_B (1 - x_A). \quad (7.9)$$

В этом случае

$$y_A = \frac{P_A x_A}{P_A x_A + P_B (1 - x_A)}. \quad (7.10)$$

Важной характеристикой для определения равновесных соотношений в системах является *относительная летучесть*, которая характеризуется коэффициентом $\alpha = p_A / p_B$, тогда

$$y_A = \frac{\alpha x_A}{\alpha x_A + (1 - x_A)} \quad (7.11)$$

или

$$\frac{y_A}{1 - y_A} = \alpha \frac{x_A}{1 - x_A}, \quad (7.12)$$

где величина $y_A / (1 - y_A)$ выражает отношение количества низкокипящего компонента к количеству высококипящего компонента в паре, а $x_A / (1 - x_A)$ — отношение количества низкокипящего компонента к количеству высококипящего компонента в жидкости. Из уравнения следует, что относительное содержание низкокипящего компонента в паре в α раз больше его содержания в жидкости. Чем больше относительная летучесть смеси α , тем резче различаются составы паровой и жидкой фаз.

Из уравнения (7.9), выражающего законы Рауля и Дальтона, видно, что при постоянной температуре парциальные давления компонентов, а также общее давление паров над смесью находятся в линейной зависи-

мости от x_A — молярного содержания низкокипящего, компонента в жидкости. На рис. 7.4 [37] при $t = \text{const}$ прямые OB и CA выражают изменения парциальных давлений компонентов (p_A, p_B), а прямая AB — изменение общего давления над раствором. Вертикальные отрезки CB и OA соответствуют давлению насыщенных паров чистых компонентов (P_A и P_B).

Температура кипения смеси заданного состава x_A является функцией давления пара. Для того чтобы определить ее, строят по значениям давлений насыщенных паров чистых компонентов (из справочников) изобары AB, A_1B_1, A_2B_2 и т. д., выражающие общее давление паров при температурах t, t_1, t_2 и т. д. Линии парциальных давлений p_A и p_B получают, соединяя прямыми точки A, A_1, A_2 и т. д. с точкой C , точки B, B_1, B_2 и т. д. — с точкой O . Далее проводят горизонтальную прямую MN , соответствующую внешнему давлению p . Из точки на оси абсцисс, соответствующей x_A восстанавливают вертикаль до пересечения с прямой MN в точке D , через которую проходит изотерма $t = \text{const}$. При этой температуре общее давление пара смеси равно внешнему давлению, и, следовательно, смесь состава x_A кипит при температуре t . Аналогично можно определить температуру кипения смеси состава x'_A , равную t_1 , смеси состава x''_A — t_2 и т. д.

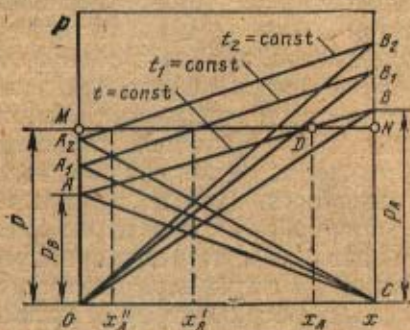


Рис. 7.4. Изобары парциальных давлений компонентов и общего давления (p, x -диаграмма)

Определив температуры кипения и составы паров по зависимостям (7.9), можно построить $t-x, y$ - и y, x -диаграммы. На диаграмме $t-x, y$ (рис. 7.5, а) по оси абсцисс отложены составы жидкости x и паров y , по оси ординат — температура t . Откладывая по оси ординат температуры кипения t_1, t_2, \dots, t_n для смесей состава x_1, x_2, \dots, x_n и соединяя точки A_1, A_2, \dots, A_n плавной кривой, получаем линию $AA_1A_2 \dots A_nB$, называемую *линией кипения*. Далее откладываем по оси абсцисс составы паров y_1, y_2, \dots, y_n , соответствующие температурам t_1, t_2, \dots, t_n , и, соединяя точки B_1, B_2, \dots, B_n , получаем линию $AB_1B_2 \dots B_nB$, называемую *линией конденсации*.

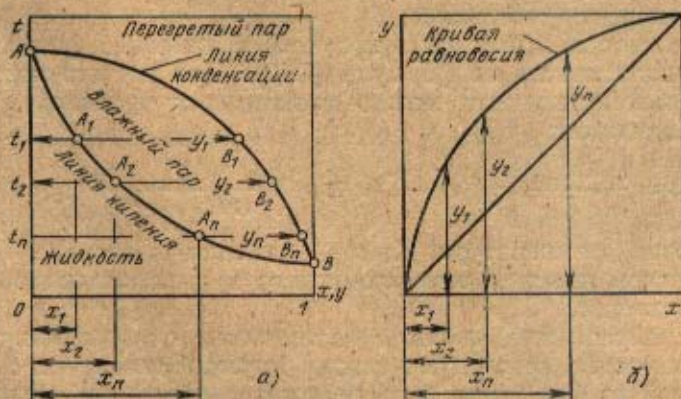


Рис. 7.5. Фазовая диаграмма (а) и диаграмма равновесия (б) для бинарных смесей

Ординаты линий кипения соответствуют температурам кипения смесей, составы которых определяются абсциссами этой линии. Ординаты линии конденсации выражают температуры конденсации паров, составы которых соответствуют абсциссам этой линии. Чтобы найти состав пара для бинарной смеси, надо отложить на оси абсцисс состав этой смеси и из этой точки провести вертикаль до пересечения с линией кипения; далее из точки пересечения провести горизонталь до пересечения с линией конденсации. Абсцисса последней точки пересечения определяет искомый состав пара.

Как видно из рис. 7.5,а, температуры кипения смесей ниже температуры кипения чистого высококипящего компонента, изображаемой ординатой точки А, и выше температуры кипения чистого низкокипящего компонента, изображаемой ординатой точки В, причем по мере увеличения в смеси содержания низкокипящего компонента температура кипения смеси понижается. Из рис. 7.5,б видно, что абсциссы линий конденсации при тех же ординатах больше абсцисс линий кипения, т. е. содержание низкокипящего компонента в парах больше содержания его в жидкости. При испарении смеси температура кипения не остается постоянной, как при испарении чистых жидкостей. Так, смесь состава x_1 начинает кипеть при температуре t_1 ; состав паров при этом будет y_1 . Так как в пары переходит преимущественно низкокипящий компонент, то смесь обедняется этим компонентом и температура ее кипения повышается. Одновременно происходит изменение состава паров в сторону понижения в них содержания низкокипящего компонента (см. на линии ВА точки А₂, А₁, А).

Область на рис. 7.5,а между линиями кипения и конденсации является областью влажного пара, в которой одновременно существуют жидкость и пар. Ниже линии кипения — область жидкости, выше линии конденсации — перегретый пар. Диаграмма на рис. 7.5,а называется *фазовой диаграммой*.

В практике часто применяют y, x -диаграмму равновесия, в которой по оси абсцисс отложены составы жидкости x , по оси ординат — равновесные с этим значением x составы паров y (рис. 7.5,б). Зависимость y от x выражена *линией равновесия*. Кроме этой линии на диаграмме проведена вспомогательная диагональ. Линия равновесия расположена выше диагонали, следовательно, ординаты точек на линии равновесия больше их абсцисс, т. е. пары всегда обогащены низкокипящим компонентом. Чем ближе линия равновесия к диагонали, тем меньше различаются составы пара и жидкости и тем труднее разделяется смесь при перегонке и ректификации.

Кривая равновесия может быть получена с помощью фазовой диаграммы или аналитически по формуле (7.12). Для расчета коэффициента относительной летучести можно пользоваться уравнением Мельпольдера и Хиддингтона [67]

$$\lg \alpha = \frac{t_{\text{нк}} - t_{\text{вк}}}{T} \left(4,09 - 1,15 \lg p + \frac{T}{179 \lg p - 380} \right). \quad (7.13)$$

где T — рабочая температура, К; p — давление в системе, Па; $t_{\text{вк}}$, $t_{\text{нк}}$ — температуры кипения высококипящего и низкокипящего компонентов соответственно, °С.

Реальные (неидеальные) *взаимно растворимые смеси* с полной взаимной растворимостью не следуют закону Рауля. Отклонения от этого закона в каждой из фаз могут быть положительными или отрицательными и связаны с изменением активности молекул в растворе, обусловленной химическим взаимодействием между ними, диссоциацией, гидра-

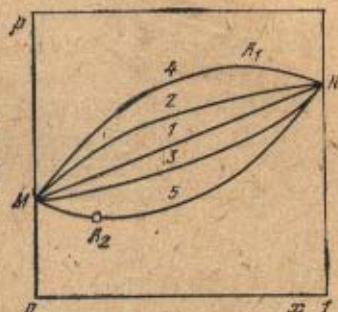
тацией (в водных растворах) и т. д. Степень отклонения свойств реального раствора от свойств идеального раствора определяется коэффициентом активности γ , равным отношению активности компонента раствора к его концентрации. В отличие от идеального раствора, для которого $\gamma_A = \gamma_B = 1$, парциальные давления компонентов A и B неидеальной бинарной смеси составляют

$$p_A = P_A x_A \gamma_A; \quad p_B = P_B (1 - x_A) \gamma_B. \quad (7.14)$$

Для смесей с положительным отклонением от закона Рауля $\gamma > 1$ линия общего давления над смесью проходит выше прямой для идеального раствора. Соответственно изменения парциальных давлений компонентов также изображаются выпуклыми кривыми. Для смесей с отрицательным отклонением от закона Рауля $\gamma < 1$ линии парциальных давлений

Рис. 7.6. Диаграмма p, x для смесей, отклоняющихся от идеальных. Кривые полного давления:

1 — для идеальной смеси; 2 — для смеси с положительными отклонениями; 3 — для смеси с отрицательными отклонениями; 4 — для смеси с максимумом полного давления; 5 — для смеси с минимумом полного давления.



ний компонентов и линия общего давления представляют собой вогнутые кривые. Для ряда смесей отклонения от закона Рауля настолько велики, что на кривой полного давления появляется максимум (при положительных отклонениях) или минимум (при отрицательных отклонениях) (рис. 7.6).

Согласно первому закону Коновалова поднимающиеся ветви полного давления пара (ветвь MA_1 на кривой 4 и ветвь A_2N на кривой 5) соответствуют обогащению пара низкокипящим компонентом, а опускающиеся ветви (ветвь A_1N на кривой 4 и ветвь MA_2 на кривой 5) — обогащению пара высококипящим компонентом. Свойства таких смесей характеризуются вторым законом Коновалова: максимуму кривой общего давления пара соответствует минимум температуры кипения, а минимуму кривой общего давления пара соответствует максимум температуры кипения. При таких температурах состав равновесного пара над смесью равен составу жидкости ($y=x$). Такие смеси носят название *азеотропных*.

Типичные диаграммы $p, x, y; t, x, y; y, x$ для систем с минимумом температуры кипения показаны на рис. 7.7, а и с максимумом температуры кипения — на рис. 7.7, б. Точка, в которой кривая состава фаз пересекает диагональ на диаграмме y, x , называется *азеотропной точкой*. Ей соответствует состав смеси, которая при данном давлении не может быть разделена перегонкой на составляющие ее компоненты.

Составы азеотропных смесей зависят от температуры (давления). Это свойство дает возможность разделять азеотропные смеси путем изменения давления при перегонке и ректификации. С изменением давления азеотропная точка перемещается на равновесной кривой. При совпадении этой точки с правым верхним углом квадранта диаграммы в большинстве случаев азеотропную смесь удается разделить.

7.2.2. Основы кинетики процессов массообмена. В процессах массо-передачи определяющую роль играет перенос вещества из одной фазы в другую. Общим для них является то, что в них участвуют не менее двух фаз, причем компонент (или компоненты) переходит из одной фазы в другую через границу раздела между фазами (межфазная поверхность). Этот переход часто сопровождается переносом компонентов в противоположном направлении. Таким образом, в процессе массопередачи происходит перераспределение вещества между фазами (массообмен). Переход вещества из одной фазы в другую через границу раздела называется *массопередачей*, а перенос вещества в объеме фазы к границе раздела или в противоположном направлении — *массоотдачей*.

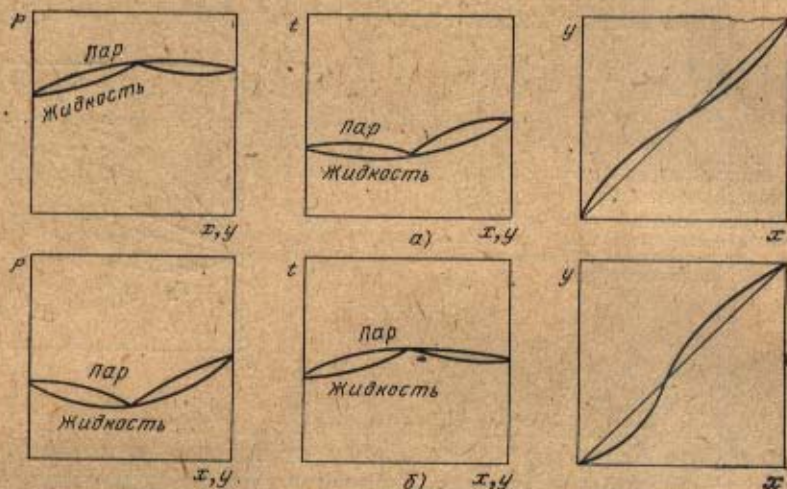


Рис. 7.7. Диаграммы $p, x, y; t, x, y; y, x$ для азеотропных смесей: а — с минимумом температуры кипения; б — с максимумом температуры кипения

Перенос вещества к границе раздела фаз осуществляется молекулярной и конвективной диффузией. Для неподвижного слоя (идеального) процесс молекулярной диффузии определяется законом Фика: масса (количество) вещества dM , продиффундировавшего за единицу времени через элементарную поверхность dF (нормальную к направлению диффузии), пропорциональна градиенту концентрации dC/dn этого вещества:

$$dM = -D(dC/dn)dF, \quad (7.15)$$

где D — коэффициент диффузии.

Движущей силой процесса молекулярной диффузии является градиент концентраций dC/dn . Среднее значение градиента концентраций приближенно равно

$$(dC/dn)_{cp} = \Delta C / \delta, \quad (7.16)$$

где ΔC — изменение концентраций по толщине слоя; δ — толщина слоя.

По закону конвективной диффузии количество вещества dM , прошедшего в единицу времени из фазы к поверхности раздела фаз, пропорционально поверхности фазового контакта dF и разности концентраций в потоке C_ϕ и на границе раздела фаз $C_{гр}$:

$$dM = \beta(C_\phi - C_{гр})dF, \quad (7.17)$$

где β — коэффициент массоотдачи.

Коэффициент массоотдачи — количество вещества, перешедшего через единицу поверхности в единицу времени при разности концентраций в ядре потока и на границе раздела фаз, равной единице. Коэффициент массоотдачи определяется гидродинамическими, физико-химическими факторами, а также геометрией и размерами системы.

При переходе компонента из одной фазы в другую скорость перехода пропорциональна площади поверхности соприкосновения фаз F , времени τ , а также разности концентраций веществ, которая является движущей силой процесса массообмена.

Количество вещества dM , перешедшего из одной фазы в другую, можно определить по зависимости

$$dM = k dF \Delta d\tau, \quad (7.18)$$

то же за единицу времени

$$dM = k dF \Delta, \quad (7.19)$$

где k — коэффициент массопередачи.

Движущая сила Δ может быть выражена в виде разности молярных ($y^* - y$) и ($x^* - x$) или объемных ($C^* - C$) концентраций, где y^* и x^* — равновесные молярные доли в паре и жидкости; C^* и C — равновесная и фактическая концентрации компонента в одной из фаз. Если $C > C^*$, то $C - C^* = \Delta$.

В соответствии с направлением процессов массопереноса от одной фазы к другой введем следующие обозначения; k_y — коэффициент массопередачи при условии, что компонент паровой фазы y переходит в жидкую; k_x — коэффициент массопередачи в случае, когда компонент жидкой фазы x переходит в паровую; β_x , β_y — коэффициенты массоотдачи со стороны жидкой и паровой фаз соответственно. Исходя из принятых обозначений установим связь между коэффициентами массопередачи и массоотдачи. При этом примем, что на границе раздела фаз достигается равновесие. Допустим, что паровая фаза переходит в жидкую, поэтому движущая сила массопередачи будет определяться в концентрациях паровой фазы.

При установившемся процессе массопередачи количество вещества, переходящего из одной фазы в другую, можно определить по уравнению

$$M = k_y F (y - y^*); \quad (7.20)$$

$$M = k_x F (x^* - x). \quad (7.21)$$

Кроме того, примем, что равновесная зависимость $y^* = f(x)$ близка к линейной, т. е. линию равновесия (или отдельные ее участки) можно описать уравнением

$$y^* = a + mx, \quad (7.22)$$

где m — тангенс угла наклона линии равновесия; a — постоянный коэффициент.

В этом случае процесс массопередачи для элемента фазового контакта можно описать уравнением

$$dM = k_y (y - y^*) dF, \quad (7.23)$$

или

$$y - y^* = \frac{dM}{k_y dF}. \quad (7.24)$$

Конвективная диффузия со стороны паровой и жидкой фаз описывается уравнениями

$$dM = \beta_y (y - y_{гр}) dF;$$

$$dM = \beta_x (x_{гр} - x) dF,$$

или

$$y - y_{гр} = \frac{dM}{\beta_y dF}; \quad (7.25)$$

$$x_{гр} - x = \frac{dM}{\beta_x dF}, \quad (7.26)$$

где $y_{гр}$, $x_{гр}$ — молярные концентрации пара и жидкости у границы раздела фаз соответственно.

Полагая, что на границе раздела фаз имеет место состояние равновесия, получаем

$$y_{гр} = a + m x_{гр}. \quad (7.27)$$

Из уравнений (7.22) и (7.27) имеем

$$m(x_{гр} - x) = y_{гр} - y^*. \quad (7.28)$$

Тогда

$$y_{гр} - y^* = m(x_{гр} - x) = \frac{m dM}{\beta_x dF}; \quad (7.29)$$

$$y - y^* = \left(\frac{1}{\beta_y} + \frac{m}{\beta_x} \right) \frac{dM}{dF}. \quad (7.30)$$

Сопоставив уравнения (7.24) и (7.30), получим зависимость между коэффициентом массопередачи k_y и коэффициентами массоотдачи β_y и β_x :

$$\frac{1}{k_y} = \frac{1}{\beta_y} + \frac{m}{\beta_x}. \quad (7.31)$$

Первое слагаемое $1/\beta_y$ соответствует сопротивлению массопереносу в паровой фазе, а второе m/β_x — сопротивлению массопереносу в жидкой фазе.

При выражении коэффициента массопередачи в концентрации жидкой фазы аналогичные расчеты могут быть представлены в виде зависимости

$$\frac{1}{k_x} = \frac{1}{\beta_x} + \frac{1}{\beta_y m}. \quad (7.32)$$

Для определения соотношения между k_x и k_y разделим уравнение (7.31) на (7.32). Тогда

$$k_x = m k_y. \quad (7.33)$$

Произведем оценку средней движущей силы процесса массопередачи, для чего положим, что процесс массопередачи протекает в противоточном колонном аппарате при следующих условиях: 1) линия равновесия — кривая $y^* = f(x)$; 2) расходы фаз постоянны, т. е. $G = \text{const}$ и $L = \text{const}$; 3) коэффициенты массопередачи не изменяются по высоте аппарата ($k_x = \text{const}$, $k_y = \text{const}$), хотя в действительности, если линия равновесия кривая, значения k_x и k_y должны изменяться; когда эти изменения невелики, средние значения k_x и k_y можно считать практически постоянными.

Рассмотрим перенос из паровой фазы y в жидкую фазу x . Расход фазы составляет G , а ее концентрация изменяется от y_n (низ аппарата) до y_N (верх аппарата). В результате массопередачи на элементе поверхности dF концентрация фазы y умень-

шится на dy и масса dM вещества, которая перейдет в другую фазу, составит

$$dM = -G dy. \quad (7.34)$$

Знак минус перед правой частью уравнения указывает на уменьшение концентрации в фазе y .

Та же масса dM вещества перейдет в фазу x , концентрация которой повысится на величину dx . Тогда для элемента поверхности dF согласно уравнению (7.34) и уравнению массопередачи (7.23) можно записать

$$dM = -G dy = k_y (y - y^*) dF. \quad (7.35)$$

Разделив переменные y и F и проинтегрировав это выражение в пределах изменения концентраций для всего аппарата от y_n до y_k и поверхности контакта фаз соответственно от 0 до F , получим

$$\int_{y_k}^{y_n} \frac{dy}{y - y^*} = \frac{k_y}{G} F. \quad (7.36)$$

По уравнению материального баланса масса распределяемого вещества, перешедшего из фазы y в фазу x , для всего аппарата составляет

$$M = G (y_n - y_k),$$

тогда

$$\int_{y_k}^{y_n} \frac{dy}{y - y^*} = \frac{k_y F}{M} (y_n - y_k), \quad (7.37)$$

или

$$M = k_y F (y_n - y_k) \left| \int_{y_k}^{y_n} \frac{dy}{y - y^*} \right|. \quad (7.38)$$

Сопоставив уравнение (4.38) с уравнением массопередачи (7.19), можно установить, что средняя движущая сила процесса равна

$$\Delta_{\text{ср}}^y = (y_n - y_k) \left| \int_{y_k}^{y_n} \frac{dy}{y - y^*} \right|. \quad (7.39)$$

Аналогично выражается средняя движущая сила в концентрациях фазы x :

$$\Delta_{\text{ср}}^x = (x_k - x_n) \left| \int_{x_n}^{x_k} \frac{dx}{x^* - x} \right|. \quad (7.40)$$

В частном случае, когда линия равновесия является прямой, средняя движущая сила определяется как средняя логарифмическая из движущих сил массопередачи у концов аппарата, т. е.

$$\Delta_{\text{ср}} = \frac{\Delta_1 - \Delta_2}{\ln \Delta_1 / \Delta_2}, \quad (7.41)$$

где Δ_1 и Δ_2 — значения движущей силы на входе и выходе из аппарата.

Интегралы в знаменателе уравнений (7.39) и (7.40) называют *числами единиц переноса* и обозначают

$$n_y = \int_{y_k}^{y_n} \frac{dy}{y - y^*}; \quad (7.42)$$

$$n_x = \int_{x_n}^{x_k} \frac{dx}{x^* - x}. \quad (7.43)$$

Из уравнений видно, что между числом единиц переноса и средней движущей силой существуют зависимости

$$n_y = \frac{y_n - y_k}{\Delta y_{cp}}, \quad (7.44)$$

$$n_x = \frac{x_k - x_n}{\Delta x_{cp}}. \quad (7.45)$$

Согласно этим зависимостям число единиц переноса характеризуется изменением рабочей концентрации фазы, приходящимся на единицу движущей силы. Вместе с тем можно заключить, что одну единицу переноса можно рассматривать как участок аппарата, для которого изменение концентрации одной из фаз равно средней движущей силе на этом участке.

Пример 7.1. Определить коэффициенты массоотдачи в паровой и жидкой фазах при ректификации смеси толуол—ксилол в колонне с сетчатыми тарелками. Колонна работает при следующих условиях: расхода пара $V=23,5$ кмоль/ч; расход жидкости $L=17,95$ моль/ч; молярная доля низкокипящего компонента в паровой фазе $y=0,916$; молярная доля низкокипящего компонента в жидкой фазе $x=0,1116$; средняя температура в колонне $t=112^\circ\text{C}$; диаметр колонны $d=675$ мм.

Решение. 1. Определение коэффициента массоотдачи в паровой фазе. Для указанной колонны коэффициент массоотдачи можно определить по формуле [101]

$$\text{Sh} = 2 \text{Re}^{0,5} \text{Sc}^{0,25},$$

где $\text{Sh} = \beta_p l / D_p$ — число Шервуда; $\text{Re} = w l \rho_p / \mu_p$ — число Рейнольдса; $\text{Sc} = \mu_p / (\rho_p D_p)$ — число Шмидта; $l = [2\sigma_m / (\rho_m g)]^{0,5}$ — линейный размер.

Для соответствующей смеси из таблиц [75, 101] имеем: динамическая вязкость пара $\mu_p = 9,2 \cdot 10^{-6}$ н·с/м²; поверхностное натяжение $\sigma_m = 1,9 \cdot 10^{-2}$ Н/м; плотность $\rho_m = 778,3$ кг/м³; коэффициент диффузии в паровой фазе $D_p = 1,63 \cdot 10^{-2}$ м²/ч; молекулярные массы толуола $M_T = 92,13$ кг/кмоль, ксилола $M_K = 106,16$ кг/кмоль; коэффициент диффузии в жидкой фазе $D_m = 1,55 \cdot 10^{-5}$ м²/ч; динамическая вязкость жидкости $\mu_m = 2,7 \cdot 10^{-4}$ Н·с/м².

Плотность пара определяем по формуле для идеального газа

$$\rho_p = MP / (RT),$$

где M — средняя масса пара, которую находим по уравнению (7.3):

$$M = M_T y + M_K (1 - y) = 0,916 \cdot 92,13 + (1 - 0,916) \cdot 106,16 = 93,3 \text{ кг/кмоль};$$

$$\rho_p = \frac{93,3 \cdot 1,01325 \cdot 10^5}{8,314 \cdot 10^3 (273 + 112,0)} = 2,95 \text{ кг/м}^3;$$

$$\text{Sc} = \frac{3,6 \cdot 10^3 \cdot 9,2 \cdot 10^{-6}}{2,95 \cdot 1,63 \cdot 10^{-2}} = 0,689.$$

Определяющий линейный размер

$$l = \left(\frac{2 \cdot 1,9 \cdot 10^{-2}}{778,3 \cdot 9,81} \right)^{0,5} = 2,22 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Определим скорость пара в колонне [101]:

$$w = \frac{V \cdot 22,4 (273 + t)}{3600 (\pi d^2 / 4) \cdot 273} = \frac{23,5 \cdot 22,4 \cdot 385}{900 \pi \cdot 0,675^2 \cdot 273} = 0,58 \text{ м/с.}$$

Тогда

$$Re = \frac{0,58 \cdot 2,22 \cdot 10^{-3} \cdot 2,95}{9,2 \cdot 10^{-6}} = 413;$$

$$Sh = 2 \cdot 413^{0,9} \cdot 0,689^{0,25} = 411.$$

Коэффициент массоотдачи в паровой фазе

$$\beta_y = \frac{Sh D_w}{l} = \frac{411 \cdot 1,63 \cdot 10^{-2}}{2,22 \cdot 10^{-3}} = 3018 \text{ м/ч.}$$

2. Определим коэффициент массоотдачи в жидкой фазе. Коэффициент массоотдачи можно определять по формуле [101]

$$Sh = 3,8 \cdot 10^4 Sc^{0,62},$$

где

$$Sc = \mu_{ж} / (\rho_{ж} D_{ж}); \quad Sh = \beta_x l / D_{ж}.$$

При $l = 1 \text{ м}$

$$Sc = \frac{3,6 \cdot 10^3 \cdot 2,7 \cdot 10^{-4}}{778,3 \cdot 1,55 \cdot 10^{-5}} = 80,6;$$

$$Sh = 3,8 \cdot 10^4 \cdot 80,6^{0,62} = 57,8 \cdot 10^4.$$

Тогда коэффициент массоотдачи в жидкой фазе

$$\beta_x = \frac{Sh D_{ж}}{l} = \frac{5,78 \cdot 10^5 \cdot 1,55 \cdot 10^{-5}}{1} = 8,96 \text{ м/ч.}$$

Пример 7.2. Определить коэффициент массопередачи, отнесенный к паровой фазе, для тарельчатой ректификационной колонны. Подлежащая ректификации смесь состоит из четыреххлористого углерода и толуола. Концентрация кубового остатка $x_w = 0,022$, а дистиллята $x_D = 0,9$. Заданы коэффициенты массоотдачи $\beta_y = 1000 \text{ кмоль}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \Delta y)$ и $\beta_x = 400 \text{ кмоль}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \Delta x)$, а также коэффициент относительной летучести $\alpha = 2,7$.

Решение. Так как относительная летучесть постоянна, то, проинтегрировав уравнение (7.11), получим

$$m = \frac{dy^*}{dx} = \frac{\alpha [1 + (\alpha - 1)x] - (\alpha - 1)x}{[1 + (\alpha - 1)x]^2} = \frac{\alpha}{[1 + (\alpha - 1)x]^2}.$$

Задавая переменной x различные значения в пределах между x_w и x_D , находим наклон линии равновесия. Так, при $x = 0,022$

$$m = \frac{dy^*}{dx} = \frac{2,7}{[1 + (2,7 - 1) \cdot 0,022]^2} = 2,51.$$

Подставляя β_y , β_x и m в уравнение (7.31), получаем коэффициенты массопередачи, отнесенные к паровой фазе, в интервале концентрации низкокипящего компонента:

x	0,022	0,1	0,3	0,5	0,7	0,9
m	2,51	1,97	1,84	0,79	0,563	0,422
$\frac{1}{k_y} 10^3$	1,63	1,49	1,296	1,198	1,14	1,106
k_y	61,3	67,1	77,2	83,5	87,7	90,4

7.3. Перегонные установки

Составы жидких и паровых фаз, образующихся при перегонке, как правило, значительно различаются своими концентрациями, но при этом все компоненты исходной смеси оказываются представленными в обеих разделившихся фазах.

В промышленных условиях перегонка обычно проводится при постоянном давлении. При постепенной перегонке (рис. 7.8,а) образующаяся в процессе испарения паровая фаза непрерывно удаляется из системы в момент ее образования. Однократная перегонка (рис. 7.8,б) осуществляется таким образом, чтобы образовавшиеся в системе паровая и жидкая фазы оставались в ней до наступления состояния равновесия, после чего их разделяют. Многократная перегонка (рис. 7.8,в) состоит в повторении процессов однократной перегонки с целью более полного разделения исходной смеси.

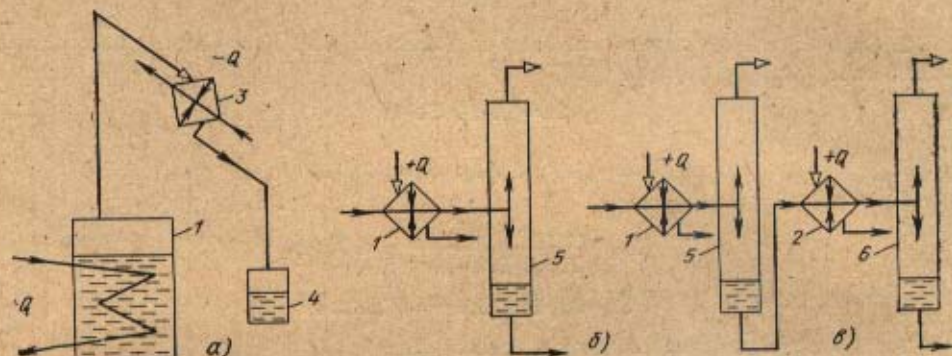


Рис. 7.8. Основные способы перегонки:

а — постепенная; б — однократная; в — многократная; 1, 2 — испаритель; 3 — конденсатор; 4 — приемник; 5, 6 — разделительный сосуд (сепаратор)

Постепенная перегонка бинарных смесей чаще всего является периодическим процессом, при котором образуются бесконечно малые порции пара (жидкости), поскольку бесконечно мало изменение температуры системы. Обозначим число молей исходной загрузки g :

$$g = \sum_i g_i. \quad (7.46)$$

При бесконечно малом изменении температуры исходная загрузка изменится на величину dg :

$$dg = \sum_i dg_i. \quad (7.47)$$

При этом соответствующие порции компонентов dg_i перейдут из жидкой фазы в паровую, а концентрации любого компонента смеси составят:

в паровой фазе

$$y = \frac{dg_i}{\sum dg_i} = \frac{dg_i}{dg},$$

в жидкой фазе

$$x = \frac{g_i}{\sum g_i} = \frac{g_i}{g}.$$

Так как образовавшаяся паровая фаза находится в равновесии с жидкой, то

$$y_i = k_i x_i, \quad (7.48)$$

где k_i — константа фазового равновесия данного компонента смеси, которая зависит от давления, температуры и свойств компонента; для идеальных растворов $k_i = p_i/p$.

Отсюда следует, что

$$\frac{dg_i}{dg} = k_i \frac{g_i}{g}. \quad (7.49)$$

Обозначив F , F_i общее количество исходной загрузки и i -го компонента в исходной загрузке, после интегрирования уравнения (7.49) получим

$$\ln \frac{g_i}{F_i} = k_i \ln \frac{g}{F}. \quad (7.50)$$

Для k -го компонента

$$\ln \frac{g_k}{F_k} = k_k \ln \frac{g}{F}. \quad (7.51)$$

Так как $k_i/k_k = \alpha$, то из уравнений (7.50) и (7.51) получим

$$\ln \frac{g_i}{F_i} = \alpha \ln \frac{g_k}{F_k}. \quad (7.52)$$

Если обозначить долю отгона (см. ниже) в дистилляте $e = (F-g)/F$, то $g_i = F(1-e)x_i$; $g = F(1-e)$ и $F_i = Fx_{i,F}$, где $x_{i,F}$ — концентрация компонента в исходной смеси, а уравнение (7.52) примет вид

$$\ln \frac{(1-e)x_i}{x_{i,F}} = \alpha \ln \frac{(1-e)x_k}{x_{k,F}}. \quad (7.53)$$

Данное уравнение позволяет рассчитывать процесс постепенной перегонки. Для бинарной смеси уравнение (7.53) имеет вид

$$\ln \frac{(1-e)x}{x_{F'}} = \alpha \ln \frac{(1-e)(1-x)}{1-x_F}. \quad (7.54)$$

где $x_{F'}$ — состав низкокипящего компонента в исходной смеси.

Для расчета предварительно задаются температурой в конце процесса, затем по уравнению (7.53) определяют составы x и проверяют их в соответствии с уравнением

$$\sum_i k_i x_i = 1. \quad (7.55)$$

При однократной перегонке бинарной смеси (рис. 7.8,б) материальный баланс имеет вид

$$F = D + W. \quad (7.56)$$

Так как общее число кмолей компонентов системы до и после перегонки остается неизменным, а меняется лишь их распределение между фазами, можно составить уравнение материального баланса по числу кмолей низкокипящего компонента:

$$F x_F = D y + W x, \quad (7.57)$$

где x_F , y , x — молярные доли низкокипящего компонента в исходной смеси F , паре D и кубовой жидкости W соответственно.

Совместное решение уравнений (7.56) и (7.57) позволяет получить основные соотношения между количествами и составами сырья и продуктами перегонки:

$$\frac{F}{y-x} = \frac{W}{y-x_F} = \frac{D}{x_F-x} \quad (7.58)$$

откуда

$$\frac{D}{F} = \frac{x_F-x}{y-x} = e. \quad (7.59)$$

Отношение $D/F=e$ — доля отгона в дистиллят, т. е. отношение массы образовавшихся паров к массе исходной смеси.

Аналогичное соотношение можно записать и в молярных единицах. В этом случае уравнение (7.57) приобретает вид

$$x_F = ey + (1-e)x. \quad (7.60)$$

Задача расчета однократной перегонки часто формулируется так: дан исходный раствор известного состава, требуется отогнать от него определенную долю компонента и рассчитать, каковы должны быть составы образующихся фаз и температура процесса при заданном давлении.

Определение составов равновесных фаз, отвечающих заданной степени отгона e , можно определить согласно уравнению (7.60):

$$y = -\frac{1-e}{e}x + \frac{x_F}{e}. \quad (7.61)$$

Многократная перегонка (рис. 7.8,в) состоит из двух и большего числа однократных перегонок. В каждом из этих процессов вновь образовавшаяся фаза отделяется от равновесного остатка исходной смеси, а последний подвергается дальнейшему тепловому воздействию для проведения следующей ступени процесса.

Схему многократной перегонки можно рассмотреть на примере работы двухступенчатой установки непрерывного действия (рис. 7.9) [52].

Бинарная смесь поступает в подогреватель 1 с параметрами, соответствующими точке A , и подогревается до состояния кипения, соответствующего точке B . В перегонном 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 . Далее перегонный дистиллят поступает во вторую ступень — перегонный аппарат 2, где получают еще более концентрированные пары ($x_3 > x_2$); из аппарата второй ступени 2 пары поступают в дефлегматор 4, в котором происходит частичная конденсация паров (линия EF) и получается влажный пар, соответствующий точке F . Он является смесью сухого пара с концентрацией, соответствующей точке H , и жидкости с концентрацией, соответствующей точке G . Доля пара в смеси соответствует отрезку FG , а доля жидкости — отрезку FH . Затем влажный пар поступает в сепаратор 5, в котором от него отделяется жидкость. Жидкость с концентрацией $x_4 < x_3$ поступает в бак 6, а пары с концентрацией $x_5 > x_3$ направляются в конденсатор 3, где превращаются в дистиллят, и из него поступают в бак готового продукта 6. Необходимо отметить, что при дефлегмации и последующей сепарации смеси паров достигается более высокая концентрация, но получается меньшее количество продукта, чем при простой конденсации.

Если перегонка происходит в установке периодического действия, то содержание низкокипящего компонента в кубе 2 постепенно уменьшает-

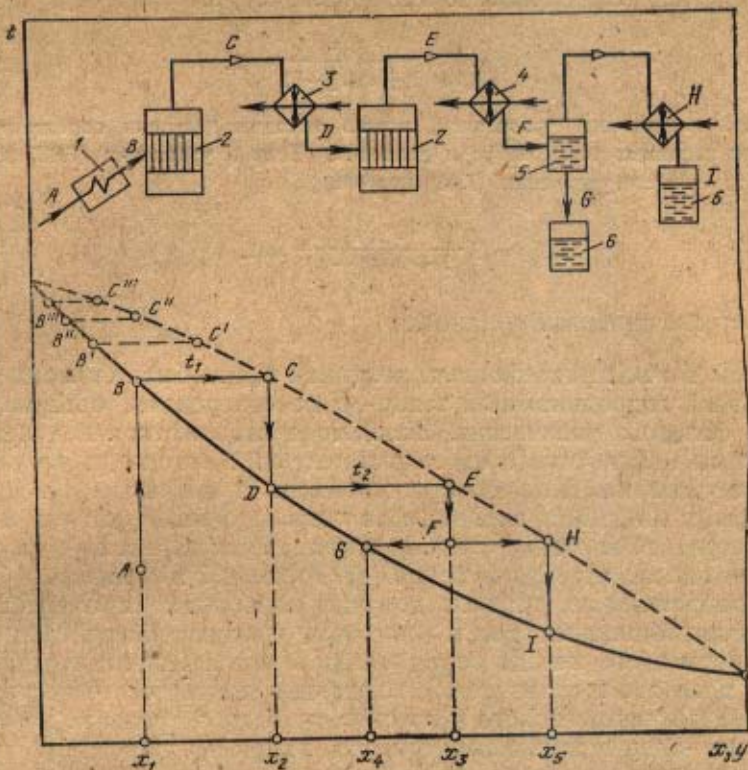


Рис. 7.9. Схема двухступенчатой перегонной установки и ее процесс на $t-x, y$ -диаграмме:

1 — подогреватель; 2 — перегонный аппарат; 3 — конденсатор; 4 — дефлегматор; 5 — сепаратор; 6 — смесь

ся, причем как в кипящей жидкой смеси, так и в получаемых из нее парах дальнейшая перегонка идет при переменной все 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 низкокипящего компонента в парах все время уменьшается и в некоторый момент становится равным его первоначальному содержанию в кипящей жидкости, а затем — еще меньше (точка C'''); тогда дальнейшая перегонка смеси становится экономически нецелесообразной.

В качестве примера рассмотрим разделение многокомпонентной смеси на схеме с однократной перегонкой. При разделении таких смесей любой компонент будет выделяться в определенном соотношении между паровой и жидкой фазами. Материальный баланс для любого компонента запишется в виде

$$x_{i,p} = ek_i x_i + (1+e) x_i \quad (7.62)$$

откуда

$$x_i = \frac{x_{i,p}}{1 + e(k_i - 1)} \quad (7.63)$$

Если просуммировать концентрации по всем компонентам, то

$$\sum_i x_i = \sum_i \frac{x_{i,F}}{1 + e(k_i - 1)} = 1. \quad (7.64)$$

Пользуясь полученным уравнением, можно методом итерации определить долю отгона e при заданных температуре и давлении. Если в уравнении (7.63) выразить x_i через y_i , то согласно уравнению (7.48) получим

$$\sum y_i = \sum \frac{k_i x_{i,F}}{1 + e(k_i - 1)} = 1. \quad (7.65)$$

7.4. Ректификационные установки

Процессы в ректификационных колоннах могут быть описаны системой уравнений гидродинамики, тепло- и массопередачи, материального баланса и фазового равновесия. Вследствие сложности и нелинейности такой системы нашли применение приближенные методы расчета ректификационных колонн. Для расчета колонн со ступенчатым и непрерывным контактом жидкой и паровой фаз широко используют два метода: на основе ступеней контакта (*метод теоретических тарелок*) и на основе коэффициентов массопередачи (*метод числа единиц переноса*).

Метод теоретических тарелок получил наибольшее применение для разделения как бинарных, так и многокомпонентных смесей. Основным преимуществом этого метода перед методом числа единиц переноса является его простота в связи с использованием допущения о постоянстве некоторых физических свойств и потоков системы в пределах небольшого изменения концентрации компонентов, например для одной ступени контакта или для слоя насадки небольшой высоты. Такое упрощение модели процесса позволяет достаточно легко рассчитывать массопередачу как для бинарных, так и для многокомпонентных смесей со ступенчатым и непрерывным контактами фаз.

Работа ректификационной колонны характеризуется материальными балансами потоков смесей каждого ее компонента. Расчет колонны для разделения бинарной смеси обычно ведут по количествам вещества, отнесенным к 1 кг или 1 кмолью готового продукта — ректификата. На рис. 7.2 представлена принципиальная схема ректификационной колонны с указанием материальных потоков: F — число молей исходной смеси; R , R' — число молей возвращающейся флегмы соответственно в верхнюю и в нижнюю части колонны (флегмовые числа); W — количество остатка, моли; V — число молей пара, поднимающегося с какой-либо тарелки колонны.

В расчетах ректификационной колонны принимают следующие допущения, которые мало искажают условия протекания процесса и конечные результаты, но значительно упрощают расчет: 1) количество пара, движущегося в аппарате снизу вверх, одинаково в любом сечении аппарата; 2) при конденсации пара на верхней тарелке и в дефлегматоре не происходит существенного изменения состава пара и, следовательно, состав пара, уходящего из ректификационной колонны, равен составу дистиллята, т. е. $y_D = x_D$; 3) состав пара y_W , поднимающегося из перегонного куба в колонну, равен составу жидкости x_W , стекающей в куб из нижней части колонны, т. е. $y_W = x_W$; 4) теплоты смешения компонентов разделяемой смеси равны нулю; 5) в процессе ректификации отсутствуют материальные и тепловые потери; 6) смесь, подлежащая разделению, поступает в колонну нагретой до температуры кипения на питающей тарелке.

При установившемся режиме работы колонны массы потоков жидкости и пара остаются неизменными, поэтому можно составить следующие уравнения материального баланса для всей колонны:

$$F=D+W; \quad (7.66)$$

для низкокипящего компонента

$$F x_F = D y_D + W x_W. \quad (7.67)$$

Тогда для первой (верхней) тарелки можно написать следующее уравнение материального баланса:

$$V y_2 + R x_D = V y_1 + R x_1. \quad (7.68)$$

Исходя из того, что $V=R+D$, получим

$$(R+1)y_2 = R x_1 + x_D,$$

или

$$y_2 = \frac{R}{R+1} x_1 + \frac{x_D}{R+1}.$$

Тогда для n -й тарелки

$$y_{n+1} = \frac{R}{R+1} x_n + \frac{x_D}{R+1}, \quad (7.69)$$

или в общем виде

$$y = \frac{R}{R+1} x + \frac{x_D}{R+1}. \quad (7.70)$$

Уравнение (7.70) называется *уравнением рабочей линии* для укрепляющей части колонны. Оно устанавливает связь между концентрациями потоков пара и жидкости в любом произвольном сечении колонны.

Проводя аналогичные рассуждения для m -й тарелки (рис. 7.2), можно получить уравнение рабочей линии исчерпывающей части колонны, которое в общем виде имеет вид

$$y = \frac{R+F}{R+1} x + \frac{F-1}{R+1} x_W. \quad (7.71)$$

Уравнения (7.70) и (7.71) являются уравнениями прямых линий в y, x -координатах.

Произведем построение рабочих линий на диаграмме y, x (рис. 7.10). Отложим на оси Ox точки A, B и C , соответствующие составам остатка x_W , сырой смеси x_F и дистиллята x_D . Проведем через эти точки вертикали AW, BF и CD . На оси ординат отложим отрезок $b = x_D / (R+1)$, соответствующий свободному члену в уравнении (7.70). Точку E на оси ординат и точку D пересечения вертикали CD с диагональю соединим прямой DE . Точку F пересечения этой прямой с вертикалью BF соединим с точкой W пересечения вертикали AW с диагональю (точки W и D лежат на диагонали и согласно принятым допущениям). В соответствии с уравнениями (7.70) и (7.71) отрезок FD является рабочей линией, укрепляющей секции колонны, а отрезок WF — рабочей линией исчерпывающей секции колонны.

Если изменять флегмовое число, то будет изменяться положение рабочих линий. При бесконечном флегмовом числе (колонна работает «на себя») отбор дистиллята не производится, рабочая линия совпадает с диагональю, так как при $R = \infty$ отрезок b обращается в нуль. В этом случае движущая сила процесса будет максимальна. Движущая сила, выраженная в концентрациях (составах) паровой фазы, изображается на

диаграмме y, x вертикальным отрезком между данной точкой на рабочей линии и линией равновесия.

С уменьшением флегмового числа будет уменьшаться движущая сила процесса, определяемая расстоянием между рабочей и равновесной линиями. Уменьшение флегмового числа может привести к тому, что точка пересечения рабочих линий верхней и нижней колонн попадет на равновесную линию. Это положение рабочих линий соответствует *минимальному флегмовому числу*; тогда движущая сила процесса равна нулю (в точке F). Минимальное флегмовое число можно определить через тангенс угла наклона рабочей линии к оси абсцисс (рис. 7.11).

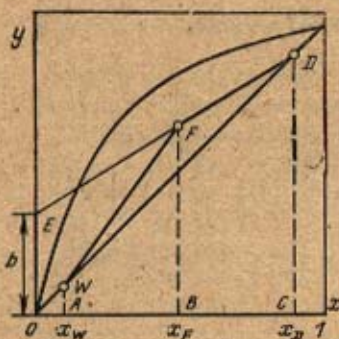


Рис. 7.10. Построение рабочей линии ректификационной колонны

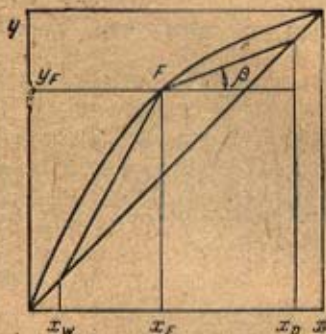


Рис. 7.11. К выводу минимального флегмового числа

Помня допущение $x_D = y_D$, можно записать

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{x_D - y_F}{x_D - x_F} \quad (7.72)$$

С другой стороны, из уравнения рабочей линии для верхней части колонны (7.70)

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{R_{\text{мин}}}{R_{\text{мин}} + 1} \quad (7.73)$$

Таким образом,

$$\frac{R_{\text{мин}}}{R_{\text{мин}} + 1} = \frac{x_D - y_F}{y_D - x_F} \quad (7.74)$$

После преобразований получим

$$R_{\text{мин}} = \frac{x_D - y_F}{y_F - x_F} \quad (7.75)$$

В предельном случае, когда движущая сила процесса равна нулю, требуется бесконечно большая поверхность соприкосновения фаз, т. е. бесконечно большое число тарелок в колонне (бесконечно большая ее высота). При этом расход греющего пара, который при прочих равных условиях пропорционален флегмовому числу, будет наименьшей. С увеличением флегмового числа высота аппарата будет уменьшаться, а расход греющего пара и охлаждающего хладоносителя в дефлегматоре и холодильнике возрастать. Вместе с тем с увеличением R должно возрастать количество орошающей жидкости и должен приниматься большим диаметр аппарата (при прочих равных условиях).

Для реальных ректификационных колонн так называемое *рабочее флегмовое число* R задают в пределах $R_{\infty} > R > R_{\text{мин}}$. Обычно принимают значения $R = (1,2 \div 2,5) R_{\text{мин}}$. Отношение $R/R_{\text{мин}}$ называется *коэффициентом избытка флегмы*.

При проектировании ректификационной колонны флегмовое число можно изменять в весьма широких пределах — тем самым назначать тот или иной режим работы колонны. В зависимости от степени орошения должны меняться размеры колонны, конденсатора, кипятильника, расходы пара, хладоносителя, энергии на подачу орошения и хладоносителя. При этом учет всех факторов достаточно труден, требует выбора и ана-

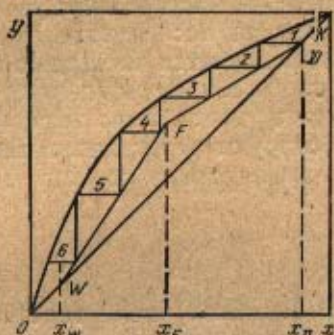


Рис. 7.12. Определение теоретического числа тарелок по диаграмме равновесия

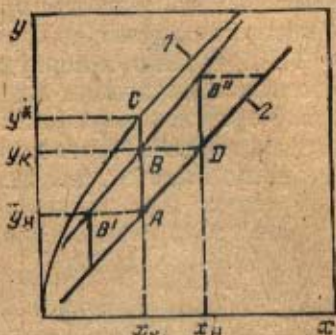


Рис. 7.13. Схема работы тарелки:

1 — линия равновесия; 2 — рабочая линия

лиза критериев оптимизации. Однако в качестве первого приближения при поиске оптимального режима разделения в ректификационной колонне можно использовать простой и достаточно точный метод, предложенный А. Н. Плановским [75].

Метод А. Н. Плановского основан на наличии пропорциональности между высотой колонны и числом единиц переноса n_x , с одной стороны, и между площадью поперечного сечения колонны и выходом из колонны пара, определяемым величиной $(R+1)$, с другой; отсюда вытекает пропорциональная зависимость между объемом колонны и произведением $n_x(R+1)$. Оптимальное флегмовое число можно определить, построив график функции

$$n_x(R+1) = f(R). \quad (7.76)$$

Число единиц переноса n_x , которое соответствует единице движущей силы, изменяется при изменении флегмового числа. Выбирая произвольные значения R (при условии $R > R_{\text{мин}}$), можно по зависимости (7.76) построить график, из которого минимальное значение кривой определяет $R_{\text{опт}}$. Методика определения оптимального флегмового числа рассмотрена в [7, 74, 101].

Графическое определение теоретического числа тарелок n для разгонки бинарной смеси производят по диаграмме равновесия (рис. 7.12). Для этого в квадрате y, x -координат проводят диагональ OK и вертикальные прямые $x = x_W$, $x = x_D$ и $x = x_F$, отмечают точки D и W . Согласно уравнениям (7.70) и (7.71) проводят рабочие линии для укрепляющей и исчерпывающей секций колонны и получают точку F , которая является точкой пересечения двух рабочих линий и соответствует составу сырой смеси. Определение теоретического числа тарелок производят проведением из точки D горизонтальных до линии равновесия и вертикальных до рабочей линии отрезков между кривой равновесия и рабочими линиями

ми DF и FW : горизонталь 1, затем горизонталь 2 и т. д. Последнюю горизонталь проводят так, чтобы она пересекла вертикальную прямую $x = x_w$. Число полученных при построении ступеней соответствует числу теоретически необходимых тарелок ректификационной колонны. Каждый горизонтальный участок ступени соответствует изменению концентрации флегмы, на тарелке, а вертикальный — изменению концентрации паров на этой тарелке. Число горизонталей от точки D до точки F соответствует числу тарелок в укрепляющей секции, от точки F до точки W — исчерпывающей секции.

Полученное графическим методом число тарелок из-за несовершенства аналитического описания процессов тепло- и массообмена увеличивают в некоторых случаях до 2 раз. Опыты многих исследователей показали, что КПД тарелки в первую очередь определяется площадью поверхности контакта паровой и жидкой фаз; скоростью прохождения пара и жидкости через колонну; расстоянием между тарелками; высотой слоя жидкости на тарелке, через который барботируют пары; давлением и его изменением по высоте в колонне; физико-химическими свойствами переносимой смеси и т. д.

Реальное число тарелок определяют как

$$n = n_T / \eta, \quad (7.77)$$

где n_T и n — теоретическое и реальное выбираемое число тарелок; η — КПД тарелки, который выбирают путем оптимизации из экономических расчетов, обычно в пределах от 0,5 до 0,9.

В связи с тем, что КПД тарелок в ректификационных колоннах может изменяться в довольно широких пределах, в последнее время стали использовать более универсальный метод определения действительного числа тарелок с помощью числа единиц переноса или *методом кинетической кривой*.

Рассмотрим схему работы тарелки на графике (рис. 7.13) [74]. Для этого построим кривую равновесия 1 и рабочую линию процесса 2. Уравнение рабочей линии связывает концентрации пара и жидкости над и под тарелкой для любой тарелки. Выделим в ректификационной колонне какую-либо тарелку, для которой значения y_n и y_k , x_n и x_k будут такими, как показано на графике. Пар, барботируя через жидкость на тарелке, не приходит в состояние равновесия с жидкостью на ней, поэтому $y_k < y^*$. Концентрация жидкости в случае полного ее перемешивания меняется скачком до x_k ; этому изменению соответствует штриховая линия BD . Концентрация пара изменяется y_n до y_k ; этому изменению соответствует линия AB .

Начальной движущей силой по пару будет разность $y^* - y_n$, конечной — $(y^* - y_k)$. Тогда соответственно число единиц переноса для тарелки будет

$$n_y = \ln \frac{y^* - y_n}{y^* - y_k} \quad (7.78)$$

Из рассматриваемого графика и уравнения (7.78) следует

$$e^{n_y} = \frac{y^* - y_k}{y^* - y_n} = \frac{CA}{CB} \quad (7.79)$$

$$CB = CA / e^{n_y} \quad (7.80)$$

или

Зная величину e^{n_y} , можно найти положение точки B . Выше- и ниже-расположенные ступени изобразятся на диаграмме аналогичными ступенями, причем концентрация жидкости, стекающей с вышерасполо-

женной тарелки, определяется значением x_n , а концентрация жидкости, покидающей тарелку ABD , будет начальной концентрацией жидкости для нижерасположенной тарелки. Зная для двух соседних тарелок значения $e^{n,v}$, можно также найти положение точек B' и B'' . Линия, проходящая через эти точки, носит название *кинетической кривой*. Следовательно, чтобы найти реальное число тарелок колонны, достаточно между кинетической кривой и рабочими линиями вписать ступенчатую ломаную линию в интервале рабочих концентраций; число ступеней этой ломаной равно искомому числу реальных тарелок колонны.

В общем случае действительное число тарелок можно определить по ступенчатой линии (рис. 7.14), которая характеризует фактическое изменение концентраций, по высоте колонны; при этом точки кинетической кривой определяются на основании уравнения

$$E = (y_n - y_{n-1}) / (y_n^* - y_{n-1}), \quad (7.81)$$

где E — относительный коэффициент извлечения, связанный с числом единиц переноса следующим образом:

$$n_y = -\ln(1-E). \quad (7.82)$$

Для бинарной смеси число единиц переноса n_y можно определить по формуле

$$n_y = k_y S_0 / G, \quad (7.83)$$

где k_y — коэффициент массопередачи; S_0 — площадь тарелки, на которой барботирует пар, определяемая как разность между площадью колонны и площадью сечений, занятых сливными устройствами; G — расход пара в колонне, определяемый по формуле $G = G_D(R+1)$, где G_D — расход дистиллята.

В настоящее время для определения теоретического числа тарелок при расчете многокомпонентных смесей применяют метод «от тарелки к тарелке», суть которого сводится к последовательному определению равновесной и рабочей концентраций от одной тарелки до другой [101]. При этом для расчета концентраций на i -й тарелке исчерпывающей секции колонны используют формулы:

для равновесной концентрации

$$y_i = \frac{\alpha_i x_i}{\sum \alpha_i x_i}; \quad (7.84)$$

для рабочей концентрации

$$x_i = \frac{R+1}{R+F} y_i + \frac{F-1}{R+F} x_{w,i}; \quad (7.85)$$

для укрепляющей секции колонны:

для равновесной концентрации

$$x_i = \frac{y_i / \alpha_i}{\sum y_i / \alpha_i}; \quad (7.86)$$

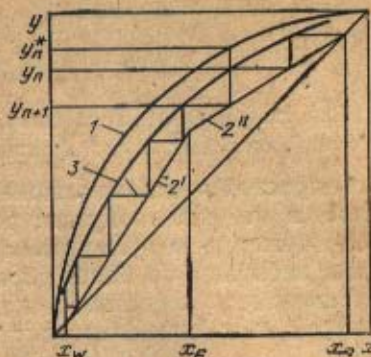


Рис. 7.14. Расчет числа действительных тарелок с помощью кинетической кривой:

1 — равновесная линия; 2', 2'' — рабочие линии колонны; 3 — кинетическая кривая

$$y_i = \frac{R}{R+1} x_i + \frac{1}{R+1} x_{D,i} \quad (7.87)$$

При завершении расчета оценивается сходимость расчетных и заданных значений на первой, последней или на питательной тарелке колонны.

В простой ректификационной колонне исходная бинарная смесь разделяется на два продукта: ректификат и остаток. При разделении трех-, четырех- и более компонентных смесей ректификационные установки работают по более сложной схеме. Поскольку в каждой простой колонне смесь разделяется на два продукта, для разделения смеси, состоящей из n компонентов, требуется $n-1$ простых колонн. При этом

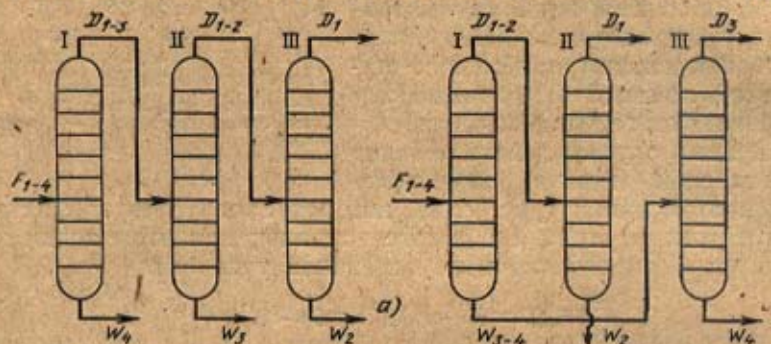


Рис. 7.15. Два основных варианта схем соединения простых колонн при ректификации четырехкомпонентной смеси:

а — последовательное соединение; б — последовательно-параллельное соединение; I, II, III — номера колонн

колонны могут быть соединены различным образом, что и определяет последовательность выделения компонентов из смеси. С увеличением числа компонентов число возможных вариантов соединения колонн быстро возрастает. На рис. 7.15 приведены два основных варианта схем соединения простых колонн при разделении четырехкомпонентной смеси: последовательный и последовательно-параллельный. Комбинированием приведенных двух основных вариантов можно получать различные схемы. При этом методы расчета колонн для многокомпонентных смесей сводятся к расчету колонн как для бинарных смесей. Параметры в этих случаях определяются по принципу аддитивности.

Работа ректификационной колонны связана, как указывалось выше, с обменом энергией между контактирующими фазами. Составим уравнение теплового баланса ректификационной колонны:

$$Q_R + Q_F + Q_1 = Q_D + Q_W + Q_{o.c.} \quad (7.88)$$

где Q_R — теплота, подаваемая в колонну с флегмой; Q_F — теплота, вводимая в колонну с сырой смесью; Q_1 — теплота, подводимая в испаритель ректификационной колонны; Q_D , Q_W — теплота, уходящая с парами низкокипящего компонента и остатком, выходящим из колонны, соответственно; $Q_{o.c.}$ — потери в окружающую среду.

Расчет составляющих теплового баланса производят с учетом процессов тепломассопереноса, описанных в гл. 2.

Пример 7.3. В ректификационной тарельчатой колонне при атмосферном давлении происходит разделение 42 000 кг/сут бинарной смеси четыреххлористый углерод — толуол. Концентрация низкокипящего компонента (четырёххлористый углерод): в исходной смеси $x_F=0,22$; в дистилляте $x_D=0,89$; в остатке $x_W=0,022$.

Определить действительное число тарелок и высоту колонны, если коэффициенты массоотдачи, отнесенные к активной поверхности тарелки, равны: $\beta_p=1000 \text{ кмоль} \times \text{М}^{-2} \cdot \text{ч}^{-1} (\Delta y)^{-1}$; $\beta_x=400 \text{ кмоль} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{ч}^{-1} (\Delta x)^{-1}$.

Решение. Составим материальный баланс. Часовой расход исходной смеси

$$F_m = 42\,000/24 = 1750 \text{ кг/ч.}$$

Определяем молярные расходы исходной смеси и остатка, отнесенные к расходу дистиллята. Расход F исходной смеси

$$F = \frac{F_m x_p}{M_{yp}} + \frac{F_m(1-x_p)}{M_T} = \frac{1750 \cdot 0,22}{154} + \frac{1750 \cdot 0,78}{92} = 17,3 \text{ кмоль/ч.}$$

Обозначив количество дистиллята через D , а остатка — через W , имеем

$$F = D + W; \quad x_p F = x_D D + x_W W,$$

откуда

$$17,3 = D + W; \quad 0,22 \cdot 17,3 = 0,89D + 0,022W.$$

Тогда

$$W = 13,35 \text{ кмоль/ч}; \quad D = 3,95 \text{ кмоль/ч.}$$

Расходы, отнесенные к расходу дистиллята, равны $F = 4,38 \text{ кмоль/кмоль}$; $W = 3,38 \text{ кмоль/кмоль}$; $D = 1 \text{ кмоль/кмоль}$.

Построение линии равновесия производим на основании равновесных данных для смеси четыреххлористый углерод — толуол (табл. 7.1 и рис. 7.5,6).

Оптимальное флегмовое число определяем по методике, изложенной на с. 243, и для рассматриваемых условий оно равно $R_{\text{опт}} = 3,25 \text{ кмоль/кмоль}$.

Рабочие линии строим по рис. 7.10, исходя из условий, что они должны проходить через точки D и W и пересекаться в точке F . Начальная ордината рабочей линии для укрепляющей части определена следующим образом:

$$b = \frac{x_D}{R+1} = \frac{0,89}{3,25+1} = 0,209.$$

Для построения кинетической кривой используем уравнения (7.80) и (7.83). Примем, что $S_0 = 0,253 \text{ м}^2$.

Таблица 7.1. Равновесные данные для смеси четыреххлористый углерод—толуол

Температура, °С	Равновесные молярные доли		Температура, °С	Равновесные молярные доли	
	в жидкости x	в паре y		в жидкости x	в паре y
76,7	1	1	95	0,329	0,571
80	0,859	0,946	100	0,227	0,435
85	0,658	0,843	105	0,120	0,250
90	0,500	0,734	110,62	0	0

Таблица 7.2. К построению кинетической кривой

x	0,022	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90
k_y	61,3	67,1	72,7	77,2	80,7	83,5	85,7	87,7	89,2	90,4
$G = D(R_{\text{опт}} + 1)$	3,95 (3,25 + 1) = 16,8									
$n_y = k_y S_0 / G$	0,92	1,01	1,09	1,16	1,21	1,28	1,29	1,32	1,43	1,36
$CA/CB = e^{n_y}$	2,50	2,74	2,97	3,19	3,35	3,60	3,63	3,74	3,82	3,90
$CA, \text{ мм}$	4,0	5,5	6,0	9,6	12,5	14,0	13,8	12,0	9,2	6,0
$CB = CA / e^{n_y}, \text{ мм}$	1,60	2,00	2,02	3,01	3,73	3,89	3,80	3,21	2,41	1,54

По результатам расчета коэффициента массопередачи по высоте колонны (см. пример 7.2) можно получить необходимые для построения кинетической кривой от реакции CB (рис. 7.13). Результаты расчета сведены в табл. 7.2. Размеры CA берем непосредственно из построенной кривой равновесия. Кинетическая кривая получается соединением всех полученных точек B при разных значениях x . Между рабочими линиями и кинетической кривой строим (рис. 7.14) соответствующие ступеньки. По нашим заданным условиям количество ступенек составляет 18.

Высота колонны H определяется из расчета расстояния между тарелками h_T . Примем $h_T = 0,450$ м [7], тогда

$$H = n_T h_T = 18 \cdot 0,450 = 8,1 \text{ м.}$$

7.5. Конструкции ректификационных колонн

Выбор конструкции ректификационных колонн зависит от технологических схем, направления относительного движения газа и жидкости и способа образования поверхности контакта фаз. Взаимодействие газа (пара) и жидкости на каждой ступени может происходить в противотоке, прямотоке или в перекрестном токе фаз. Конструкции контактных устройств со схемами взаимодействия фаз показаны на рис. 7.16.

По внутреннему устройству ректификационные колонны бывают тарельчатыми, насадочными и роторными (с вращающимися деталями).

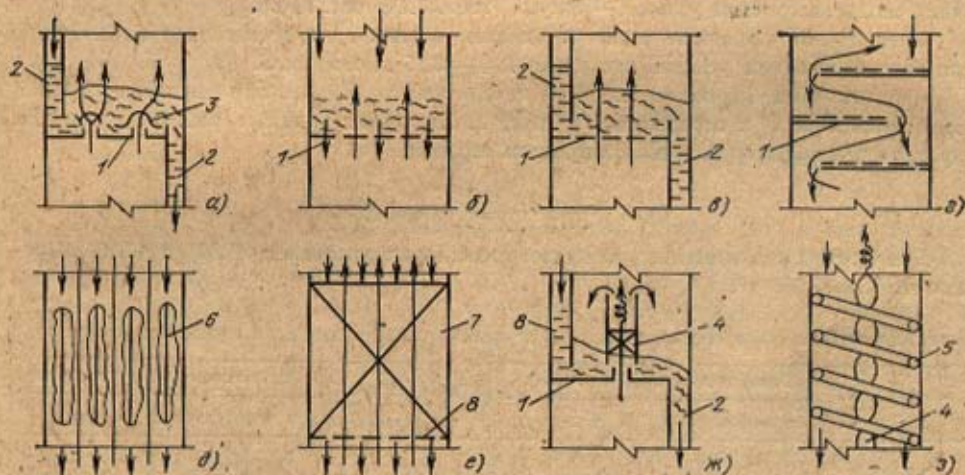


Рис. 7.16. Конструкции контактных устройств со схемами газа (пара) и жидкости: тарелка: а — колпачковая; б — решетчатая (ситчатая) провальная; в — ситчатая; г — каскадная промывная; д — с плоскопараллельной насадкой; е — насадочная; ж — с прямоточно-контактным устройством; з — вихревая; 1 — основание тарелки; 2 — переделы; 3 — колпачок; 4 — закручиватель потока газа; 5 — то же жидкости; 6 — листовая насадка; 7 — слои насадки; 8 — опорная решетка

Тарельчатые колонны. Тарельчатым колоннам, составляющим основную группу аппаратов с поверхностью контакта, образуемой в процессе движения потоков, свойственны общие закономерности в структуре потоков на тарелках. В свою очередь от гидродинамической структуры потоков, определяющих перемешивание на тарелках, зависит эффективность тарельчатых колонн.

Тарельчатые колонны выполняют в виде вертикальных цилиндров, внутри которых одна под другой размещено определенное число горизонтальных перегородок-тарелок, обеспечивающих возможность встречного течения и контакта жидкости и пара (газа). Такого типа

колонны имеют диаметр 0,5—8 м и высоту от 6 до 180 м в зависимости от вида разделяемых продуктов, производительности и т. д. В колоннах устанавливают следующие типы тарелок: провальные, колпачковые, сетчатые, клапанные, струйные и т. д. Некоторые конструкции тарелок показаны на рис. 7.17.

В колпачковой тарелке (рис. 7.16,а) пар (газ) проходит снизу через паровые патрубки и выходит через прорези колпачков 3 в жидкость, барботируя через нее. При этом на тарелке конденсируется пар и одновременно испаряется жидкость.

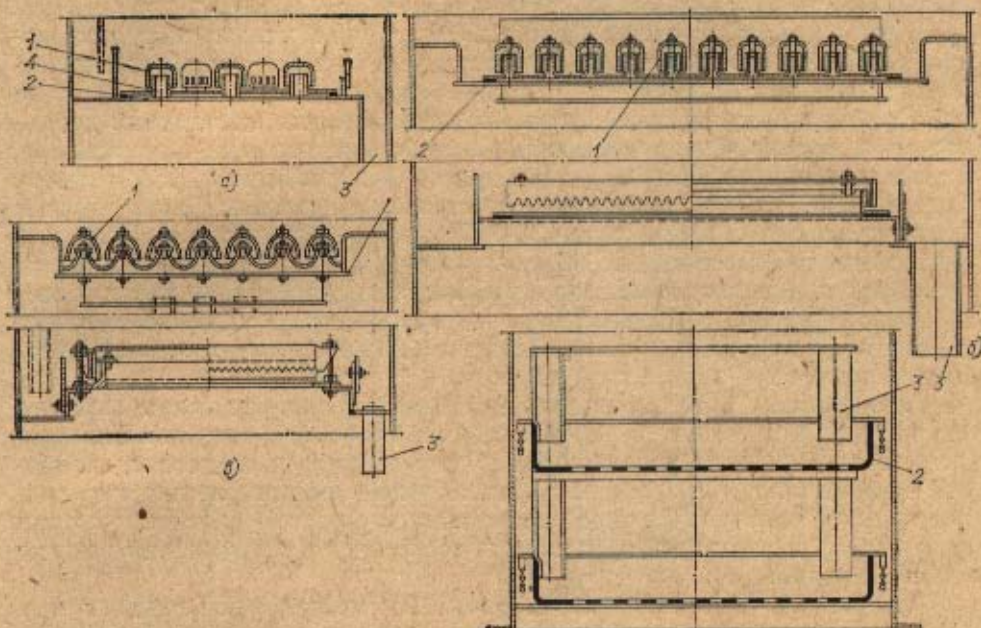


Рис. 7.17. Конструкции тарелок:

а — с капсульными круглыми колпачками; б — с туннельными колпачками; в — с желобчатыми колпачками; г — сетчатая тарелка; 1 — колпачок; 2 — основание тарелки; 3 — сливной патрубок; 4 — патрубок для прохода пара

Отличительной особенностью тарельчатых колпачковых колонн является наличие перекрестного тока между жидкостью и газом (паром). Необходимый уровень жидкости на тарелках обеспечивается сливными перегородками. Жидкость движется вдоль тарелки от питающего патрубка к сливной перегородке и пронизывается газом, движущимся с нижней тарелки на вышележащую. В качестве сливной перегородки в колоннах используют сливные трубы или специальные порожки, высота выступа которых над тарелкой определяет высоту уровня жидкости на ней.

В колоннах с провальными тарелками (рис. 7.16,б) одновременно происходит барботаж пара или газа через слой жидкости и частичное «проваливание» жидкости. Газ (пар) движется снизу вверх только через часть отверстий пульсирующим потоком. Количество пропускающих газ или жидкость отверстий определяется статическим давлением жидкости на тарелке. Конструктивно отверстия могут выполняться круглыми, в виде параллельных щелей, укладкой круглых прутков или трубок в ряд или в виде спирали.

В тарельчатых ситчатых колоннах (рис. 7.16, в) пар (газ) проходит через отверстие в тарелках снизу вверх, удерживая статическим подпором жидкость на них. Для уменьшения уровня жидкости и уменьшения эффекта обратного перемешивания ситчатые тарелки могут быть выполнены уступами (каскадом), по которым протекает жидкость (рис. 7.16, з).

Насадочные колонны. Насадочные колонны отличаются наибольшей простотой устройства. Колонна представляет собой цилиндр с опорными решетками, на которые засыпают насадку в беспорядке, навалом. В качестве насадки наиболее широко используют керамические или металлические кольца, седла, сетки и т. д. [67].

В насадочных колоннах (рис. 7.16, д, е) при малых скоростях потоков контакт между фазами осуществляется на смоченной поверхности насадки, при больших скоростях — в свободном объеме насадки за счет диспергирования сред. Практика показала, что насадочные колонны работают наиболее эффективно в условиях режима «подвисяция», близкого к «захлебыванию», т. е. такого режима, при котором масса задержанной на насадке жидкости становится равной силе трения газового потока с жидкостью [38]. При этом орошающая жидкость задерживается в свободном объеме колонны в максимальном количестве, образуя в проходах насадки газожидкостную смесь — плотную пену. Такой режим отличается тем, что небольшое увеличение скорости газа (пара) приводит к «захлебыванию» колонны вследствие преобладания сил трения над силами тяжести.

Оптимальный режим колонны достигается при скоростях газового (парового) потока, на 15—20% меньших скоростей, вызывающих «захлебывание». В этих условиях тепло- и массообмен становится наиболее эффективным. При орошении насадочной колонны жидкостью гидравлическое сопротивление ее увеличивается с ростом плотности потока газа (пара) и плотности орошения и достигает максимума при режиме «захлебывания».

Роторные и центробежные колонны. Роторные ректификационные колонны представляют собой аппараты, в которых разделение реагирующих между собой потоков пара и жидкости с образованием межфазового контакта осуществляется при воздействии на эти потоки вращающегося устройства (ротора). По способу создания поверхности межфазового контакта роторные колонны разделяются на две группы: роторные распылительного типа и пленочные (рис. 7.16, ж, з).

В роторных колоннах распылительного типа вращающийся ротор распределяет в объеме колонны или ее отдельной ступени жидкость в виде струй и капель, что вызывает образование развитой поверхности межфазового контакта. Под действием вращательного движения повышается турбулизация паровой фазы, что интенсифицирует процесс массообмена.

В пленочных роторных колоннах жидкая фаза с помощью ротора распределяется по твердой поверхности, образуя пленку. Ротор служит не только для распределения жидкой фазы, но и для активной турбулизации паровой фазы. В некоторых конструкциях пленочных роторных колонн турбулизующее воздействие ротора передается также и на жидкую фазу. Для колонн обоих типов характерны низкие гидравлические сопротивления и высокие коэффициенты массоотдачи.

К недостаткам роторных колонн можно отнести ограниченность их высоты и диаметра (из-за сложности изготовления и требований, предъявляемых к прочности и жесткости ротора), а также высокие эксплуатационные расходы на привод ротора.

Пленочные колонны. Пленочные колонны выполняют в виде отдельных труб или системы труб по типу кожухотрубчатого теплообменника. В настоящее время эти аппараты применяются для ректификации под вакуумом смесей, обладающих малой термической стойкостью (например, различные мономеры и полимеры, а также другие продукты органического синтеза). По конструкции пленочные колонны аналогичны перегонным аппаратам.

Вспомогательные устройства ректификационных колонн. В колоннах непрерывного действия куб служит для испарения части стекающей вниз жидкости, являясь кипяильником. По устройству такие кипяильники сходны с кипяильниками выпарных аппаратов. При небольших поверхностях теплообмена применяют кипяильники в виде змеевика или горизонтальной трубчатки, устанавливаемой в нижней части колонны, причем греющий пар подается в трубы. При больших поверхностях теплообмена применяют выносные кубы с естественной циркуляцией разгоняемой смеси, аналогичные по устройству выпарным аппаратам с выносным кипяильником.

Дефлегматоры выполняют обычно в виде вертикальных или горизонтальных кожухотрубчатых теплообменников. Чаще всего охлаждающая вода проходит по трубам, а пары движутся в межтрубном пространстве. Дефлегматоры могут быть выносными или состыкованными с верхом укрепляющей части ректификационной колонны.

Подогреватели исходной смеси и конденсаторы готового продукта представляют собой обычные трубчатые теплообменники. Расчет кипяильников, дефлегматоров, подогревателей и конденсаторов производят аналогично расчету кожухотрубчатых теплообменников.

Расчет и конструкция разделительных сосудов — сепараторов — соответствует сепарационным устройствам выпарных аппаратов.

Контрольные вопросы

1. В чем отличие перегонки жидких смесей от выпаривания?
2. Какие виды перегонки Вы знаете? Чем перегонка отличается от ректификации?
3. Назовите основные аппараты, которыми различаются перегонные и ректификационные установки.
4. Какие смеси подчиняются закону Дальтона, а какие — закону Дальтона и Рауля?
5. Что такое азеотропная смесь? Каким образом можно разделить азеотропную смесь на составляющие компоненты?
6. Какое различие между идеальными и реальными смесями? Что выражает коэффициент активности γ ?
7. Как определяется движущая сила процесса массопередачи в перегонных и ректификационных установках?
8. Укажите соотношение между k_x и k_y . Какова физическая сущность тангенса угла наклона линии равновесия?
9. Какая взаимосвязь между числом единиц переноса и средней движущей силой массопереноса?
10. Какова физическая сущность доли оттока e при перегонке? Как она зависит от температуры и давления?
11. Какие методы разделения смесей применяют при ректификации?
12. Какие допущения делаются при расчете ректификационных колонн для разделения бинарных смесей? Оцените погрешность при их расчете.
13. Сформулируйте физическую интерпретацию числа единиц переноса и уравнений рабочих линий.
14. Составьте общее уравнение материального баланса для ректификационной колонны по низки кипящему компоненту.
15. Поясните физический смысл минимального, оптимального и рабочего флегмовых чисел.

16. Какова сущность кинетической кривой и чем она отличается от равновесной?
17. Как связан относительный коэффициент извлечения с числом единиц переноса в ректификационных колоннах?
18. Какие способы и схемы применимы для разделения многокомпонентных смесей?
19. Составьте уравнения для каждого из членов теплового баланса ректификационной колонны.
20. Какие типы ректификационных колонн Вы знаете? Как в них осуществляется взаимодействие пара (газа) и жидкости?
21. Какие аппараты являются вспомогательными в ректификационных установках?

Глава восьмая

СОРБЦИОННЫЕ ПРОЦЕССЫ И УСТАНОВКИ

8.1. Общие сведения о сорбционных процессах

Для получения целевых продуктов, выделения компонентов из газовых смесей, удаления посторонних примесей из газовых и жидких смесей, осушки и в других случаях применяют сорбционные установки. *Сорбция* — физико-химический процесс, в результате которого происходит поглощение каким-либо телом газов, паров или растворенных веществ из окружающей среды. Понятие сорбции включает как *абсорбцию*, так и *адсорбцию*.

Абсорбция — поглощение газа в объеме, а также избирательное поглощение одного или нескольких компонентов газовой смеси жидким поглотителем (*абсорбентом*). Поглощение газа может происходить либо в результате его растворения в абсорбенте, либо в результате его химического взаимодействия с абсорбентом. В первом случае процесс называют *физической абсорбцией*, а во втором — *хемосорбцией*. Возможно также сочетание обоих механизмов процесса.

Физическая абсорбция в большинстве случаев обратима. На этом свойстве абсорбционных процессов основано выделение поглощенного газа из раствора — *десорбция*. Сочетание абсорбции с десорбцией позволяет многократно применять поглотитель и выделять поглощенный компонент в чистом виде.

Абсорбентами служат однородные жидкости или растворы активного компонента в жидком растворителе. Во всех случаях к абсорбентам предъявляют ряд требований, среди которых наиболее существенными являются высокая абсорбционная способность, селективность, низкое давление паров, химическая инертность по отношению к распространенным конструкционным материалам (при физической абсорбции — также к компонентам газовых смесей), нетоксичность, огне- и взрывобезопасность, доступность и невысокая стоимость [17].

С технологической точки зрения лучшим является тот абсорбент, расход которого для проведения заданного процесса меньше, т. е. в котором растворимость поглощаемого вещества выше. Поэтому абсорбенты выбирают в основном по данным о растворимости в них поглощаемых веществ.

Процесс физической абсорбции газа сопровождается выделением теплоты и, следовательно, повышением температуры абсорбента и кон-

тактирующей с ним газовой смеси. При значительном росте температуры возможно резкое понижение растворимости газа, поэтому для поддержания требуемой производительности абсорбера приходится в ряде случаев прибегать к его охлаждению внутренними или внешними охлаждающими элементами.

Адсорбция — процесс поглощения газов (паров) или жидкостей поверхностью твердых тел (адсорбентов). Явление адсорбции связано с наличием сил притяжения между молекулами адсорбента и поглощаемого вещества. По сравнению с другими массообменными процессами адсорбция наиболее эффективна в случае малого содержания извлекаемых компонентов в исходной смеси.

Различают два основных вида адсорбции: *физическую* и *химическую* (или *хемосорбцию*). Физическая адсорбция вызывается силами взаимодействия молекул поглощаемого вещества с адсорбентом (дисперсионными или ван-дер-ваальсовскими). Однако молекулы, соприкасаясь с поверхностью адсорбента, насыщают его поверхность, что ухудшает процесс адсорбции. Химическая адсорбция характеризуется химическим взаимодействием между средой и адсорбентом, что может образовывать новые химические соединения на поверхности адсорбента. Оба вида адсорбции экзотермичны. Однако если теплота физической адсорбции промышленных газов и паров соизмерима с их теплотой конденсации (85—125 кДж/кмоль), а в случае растворов даже меньше, то теплота химической адсорбции достигает нескольких сотен килоджоулей на киломоль. Химическая адсорбция протекает обычно с небольшой скоростью и возможна при высоких температурах, когда физическая адсорбция ничтожно мала.

Переход вещества из газовой и жидкой фаз в адсорбированное состояние связан с потерей одной степени свободы, т. е. сопровождается уменьшением энтропии и энтальпии системы, следовательно, выделением теплоты. При этом различают дифференциальную и интегральную теплоты адсорбции; первая выражает количество выделяющейся теплоты при поглощении очень малого количества вещества (2 г/100 г адсорбента), вторая — при поглощении до полного насыщения адсорбента. Повышение температуры в каждом процессе адсорбции зависит от теплоты адсорбции и массовой скорости газового (парового) потока, от теплопроводности этого потока и адсорбента, количества адсорбированного вещества и его концентрации. Так как адсорбционная способность адсорбента снижается с ростом температуры, экзотермичность процесса должна учитываться в инженерных расчетах. При больших тепловыделениях прибегают к охлаждению слоя адсорбента.

Процессы адсорбции отличаются избирательностью и обратимостью, позволяя поглощать (адсорбировать) из газовых (паровых) смесей и растворов один или несколько компонентов, а затем в других условиях выделять (десорбировать) их из твердой фазы. При этом избирательность зависит от природы адсорбента и адсорбируемых веществ, а предельное удельное количество поглощаемого вещества зависит еще от его концентрации в исходной смеси и температуры, а в случае газов — также от давления.

Адсорбенты — пористые тела с сильно развитой поверхностью пор. Удельная поверхность пор может достигать 1000 м²/г. Адсорбенты применяют в виде таблеток или шариков размером от 2 до 6 мм, а также порошков с размером частиц от 20 до 50 мкм. В качестве адсорбентов используют активированный уголь, силикагель, алюмосиликаты, цеолиты (молекулярные сита) и др. Важной характеристикой адсорбентов является их активность, под которой понимают массу адсорбированного вещества на

единицу массы адсорбента в условиях равновесия. Активность адсорбента равна

$$a = M/G, \quad (8.1)$$

где M — масса поглощенных компонентов; G — масса адсорбента.

Адсорбенты характеризуются также *временем защитного действия*, под которым понимают время, в течение которого концентрация поглощаемых веществ на выходе из слоя адсорбента не изменяется. При большем времени работы адсорбента происходит пропуск поглощаемых компонентов, связанный с исчерпанием активности адсорбента. В этом случае необходима регенерация или замена адсорбента.

8.2. Абсорбционные процессы и установки

В абсорбционных процессах участвуют две фазы — газовая и жидкая. Газовая фаза состоит из непоглощаемого газа-носителя и одного или нескольких абсорбируемых компонентов. Жидкая фаза представляет собой раствор абсорбируемого (целевого) компонента в жидком поглотителе. При физической абсорбции газ-носитель и жидкий поглотитель (абсорбент) инертны взаимно и по отношению к переходящему компоненту.

Равновесие в процессах абсорбции определяет состояние, которое устанавливается при продолжительном соприкосновении фаз и зависит от состава фаз, температуры, давления и термодинамических свойств компонента и абсорбента.

Основным законом равновесия в системе газ—жидкость является закон Генри: растворимость или молярная доля газа в растворе при заданной температуре пропорциональна парциальному давлению газа над раствором, т. е.

$$p^*_i = K_i x_i, \quad (8.2)$$

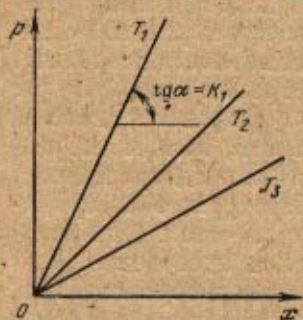
где p^*_i — парциальное давление i -го компонента в газе в условиях равновесия; x_i — молярная доля (концентрация) i -го компонента в жидкости; K_i — коэффициент пропорциональности (константа Генри) i -го компонента.

Константу Генри, зависящую от природы растворяемых веществ и температуры, для каждого компонента можно определить по формуле [37]

$$\ln K = \frac{q_d}{RT} + C, \quad (8.3)$$

где q_d — дифференциальная теплота растворения газа; R — газовая постоянная; T — температура; C — постоянная, зависящая от природы газа и раствора.

Рис. 8.1. Растворимость газа в жидкости при различных температурах ($T_1 > T_2 > T_3$)



Для идеальных растворов на диаграмме p , x (рис. 8.1) зависимость равновесных концентраций от давления изображается прямой, имеющей наклон, равный K — коэффициенту Генри. Из рис. 8.1 и уравнения (8.2) следует, что с повышением температуры (при прочих равных условиях) увеличивается значение p и соответственно уменьшается растворимость газа в жидкости.

Согласно закону Дальтона

$$p_i = y_i p, \quad (8.4)$$

где y_i — молярная доля i -го извлекаемого компонента в газовой смеси; p — общее давление в системе.

Тогда из уравнений (8.2) и (8.4) получим

$$y_i^* = \frac{K_i}{p} x_i = \alpha x_i, \quad (8.5)$$

где y_i^* — молярная доля i -го компонента в газовой фазе при равновесии; α — безразмерная константа (константа фазового равновесия).

В расчетах абсорбционных процессов и аппаратов часто пользуются относительными молярными концентрациями, которые связаны с концентрациями, выраженными в молярных долях, соотношениями

$$Y = \frac{y}{1-y}; \quad X = \frac{x}{1-x}. \quad (8.6)$$

Подставив в выражение (8.5) вместо молярных долей относительные молярные концентрации, получим

$$Y^* = \frac{\alpha X}{1 + (1-\alpha) X}. \quad (8.7)$$

Закон Генри применим только для идеальных систем при малых давлениях и концентрациях. В этих условиях для построения линии равновесия, необходимой для расчета абсорбционных колонн, используют уравнения (8.5) и (8.7). Если закон Генри не применим ($K \neq \text{const}$ и, следовательно, $\alpha \neq \text{const}$), уравнения (8.5) и (8.7) теряют смысл и линию равновесия строят на основе экспериментальных данных.

Материальный баланс. Примем расходы фаз по высоте аппарата постоянными. Обозначим: G — расход инертного газа; Y_n, Y_k — начальная и конечная концентрации инертного газа в газовой смеси; L — расход абсорбента; X_n, X_k — его начальная и конечная концентрации. Тогда уравнение материального баланса будет иметь вид

$$G(Y_n - Y_k) = L(X_k - X_n). \quad (8.8)$$

Отсюда общий расход абсорбента

$$L = G \frac{Y_n - Y_k}{X_k - X_n}, \quad (8.9)$$

а его удельный расход

$$m = \frac{L}{G} = \frac{Y_n - Y_k}{X_k - X_n}. \quad (8.10)$$

Это уравнение можно записать в виде

$$Y_n - Y_k = m(X_k - X_n), \quad (8.11)$$

оно показывает, что в координатах Y, X рабочая линия процесса представляет собой прямую с углом наклона, тангенс которого равен $m = L/G$. Абсорбция может происходить в том случае, если рабочая концентрация абсорбируемого компонента в газе больше равновесной и, следовательно, рабочая линия процесса в диаграмме располагается выше равновесной.

Расчет массопереноса и кинетических зависимостей в абсорбционных процессах производят аналогично процессу ректификации (см. гл. 7). Отличие заключается в том, что вместо паровой фазы рассматривают газовую среду. Так, например, число теоретических тарелок в абсорбере определяют также построением ступеней между рабочей и равновесной линиями (рис. 8.2). Анализ уравнения (8.11) показывает, что увеличение расхода абсорбента

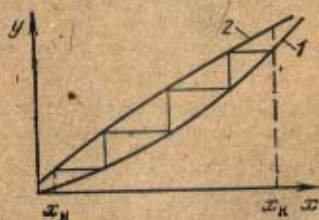


Рис. 8.2. Определение теоретического числа тарелок при абсорбции:

1 — линия равновесия; 2 — рабочая линия

изменяет положение рабочей линии, вызывая уменьшение числа тарелок.

Принципиальные схемы абсорбции. В технике используют следующие принципиальные схемы абсорбционных процессов: прямоточные, противоточные, одноступенчатые с рециркуляцией и многоступенчатые с рециркуляцией [74].

Прямоточная схема взаимодействия веществ в процессе абсорбции показана на рис. 8.3,а. В этом случае потоки газа и абсорбента движутся параллельно друг другу, при этом газ с большей концентрацией распределяемого вещества приводится в контакт с жидкостью, имеющей меньшую концентрацию распределяемого вещества, и наоборот. Противоточная схема абсорбции показана на рис. 8.3,б. По этой схеме в одном конце аппарата приводят в контакт свежий газ и жидкость, имеющие большие концентрации распределенного вещества, а в противоположном — меньше.

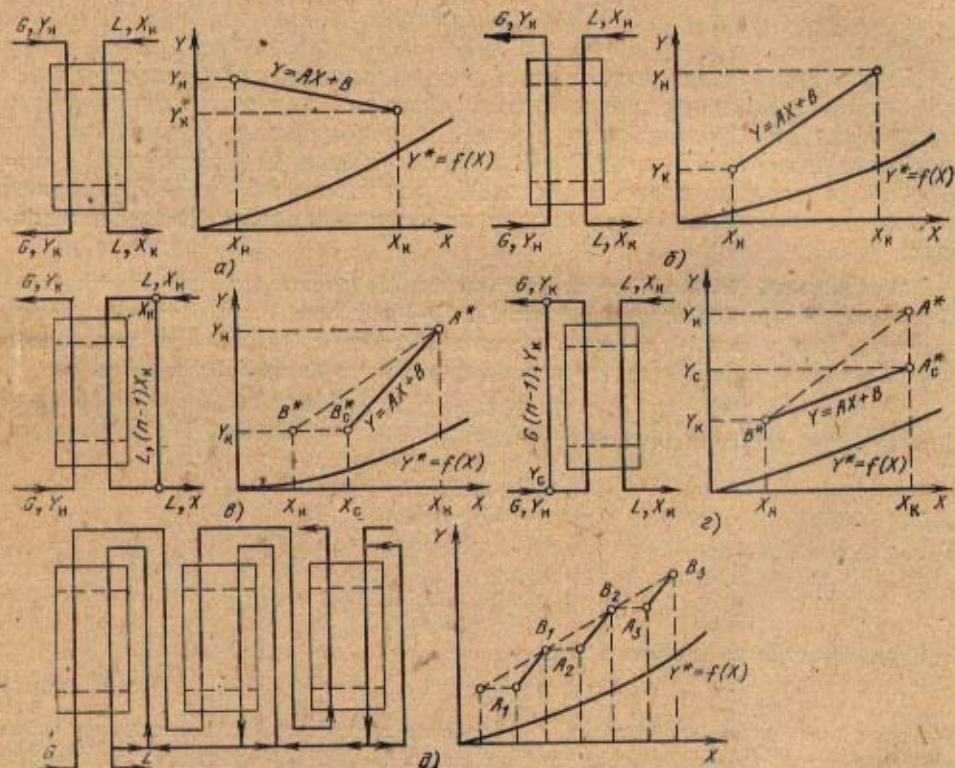


Рис. 8.3. Принципиальные схемы абсорбции: а — прямоточная; б — противоточная; в — с рециркуляцией жидкости; г — с рециркуляцией газа; д — многоступенчатая с рециркуляцией жидкости; е — многоступенчатая с рециркуляцией газа; n — доля компонента, используемая для рециркуляции.

В схемах с рециркуляцией предусмотрен многократный возврат в аппарат или жидкости, или газа. Схема с рециркуляцией жидкости показана на рис. 8.3,в. Газ проходит через аппарат снизу вверх, и концентрация распределяемого вещества в нем изменяется от Y_n до Y_k . Поглощающая жидкость подводится к верхней части аппарата при концентрации распределяемого вещества Y_n , затем смешивается с выходящей из аппарата жидкостью, в результате чего ее концентрация повышается до X_c . Рабочая линия представлена на диаграмме отрезком прямой: крайние точки его имеют координаты Y_n, X_n и Y_k, X_c со-

ответственно. Значение X_c определяют из уравнения материального баланса.

Схема абсорбции с рециркуляцией газа приведена на рис. 8.3,а. Материальные соотношения здесь аналогичны предыдущим, а положение рабочей линии определяют точки $A^*(Y_c, X_k)$ и $B^*(Y_k, X_k)$. Ординату Y_c находят из уравнения материального баланса. Одноступенчатые схемы с рециркуляцией могут быть как прямоточными, так и противоточными.

Многоступенчатые схемы с рециркуляцией могут быть прямоточными и противоточными, с рециркуляцией газа и жидкости. На рис. 8.3,б показана многоступенчатая противоточная схема с рециркуляцией жидкости в каждой ступени. На y, x -диаграмму рабочие линии наносят отдельно для каждой ступени, как и в случае нескольких отдельных ступенчатых аппаратов. В рассматриваемом случае рабочую линию составляют отрезки A_1B_1, A_2B_2 и A_3B_3 .

Анализ описанных процессов позволяет сделать вывод, что одноступенчатые схемы с рециркуляцией абсорбента или газа по сравнению со схемами без рециркуляции имеют следующие отличия: при одном и том же расходе свежего абсорбента количество жидкости, проходящей через аппарат, значительно больше; результатом такого режима являются повышение коэффициента массопередачи и снижение движущей силы процесса. При определенном соотношении между диффузионными сопротивлениями в жидкой и газовой фазах такая схема может способствовать уменьшению габаритов аппарата. Очевидно, что рециркуляция жидкости целесообразна в том случае, если основное сопротивление массопередаче составляет переход вещества от поверхности раздела фаз в жидкость, а рециркуляция газа — когда основным сопротивлением процесса является переход вещества из газовой фазы к поверхности раздела фаз.

Многоступенчатые схемы с рециркуляцией обладают всеми преимуществами одноступенчатых схем и вместе с тем обеспечивают большую движущую силу процесса. Поэтому чаще выбирают варианты схем с многоступенчатой рециркуляцией.

Необходимо отметить, что процессы абсорбции характеризуются тем, что из-за малой относительной летучести абсорбента перенос вещества происходит преимущественно в одном направлении — из газовой фазы в жидкую. Переход поглощаемого вещества из газового состояния в конденсированное (жидкое) сопровождается уменьшением энергии в нем. Таким образом, в результате абсорбции происходит выделение теплоты, количество которой равно произведению количества поглощенного вещества на теплоту его конденсации. Связанное с этим повышение температуры взаимодействующих фаз, которое определяют с помощью уравнения теплового баланса, уменьшает равновесное содержание поглощаемого вещества в жидкой фазе, т. е. ухудшает разделение. Поэтому при необходимости целесообразен отвод теплоты абсорбции.

Конструктивно абсорбционные аппараты выполняют аналогично теплообменным, ректификационным, выпарным и сушильным аппаратам. По принципу действия абсорбционные аппараты можно разделить на поверхностные, барботажные и распылительные.

8.3. Адсорбционные процессы и установки

Достижению равновесия между твердой и подвижной газовой фазой соответствует поглощение максимального количества вещества. Условия равновесия описываются в виде зависимости поглощающей спо-

способности (количества вещества M , поглощаемого единицей массы или объема адсорбента) от температуры T и концентрации C поглощаемого вещества в равновесной подвижной фазе, т. е. $M=f(T, C)$. Обычно условия адсорбционного равновесия изучают при постоянной температуре. Зависимость $M=f(C)$ называется *изотермой адсорбции*. Конкретная форма этой зависимости определяется свойствами и механизмом взаимодействия адсорбента и адсорбируемого вещества.

В связи с разнообразием адсорбентов и адсорбируемых веществ единая теория адсорбции пока не разработана. Закономерности процессов адсорбции, в которых определяющую роль играют ван-дер-ваальсовские силы притяжения, можно удовлетворительно описать так называемой потенциальной теорией адсорбции. Согласно этой теории на поверхности адсорбента образуется полимолекулярный адсорбционный слой, энергетическое состояние молекул в котором определяется значением адсорбционного потенциала, являющегося функцией расстояния от поверхности, и не зависит от температуры. Наибольшее значение адсорбционный потенциал имеет на поверхности адсорбента. Потенциальная теория применима к процессам адсорбции на адсорбентах, размеры пор которых соизмеримы с размерами поглощаемых молекул. В таких случаях происходит не послойное, а объемное заполнение пор.

Для описания процесса мономолекулярной адсорбции наибольшее применение получила теория Лангмюра [41], согласно которой за счет нескомпенсированных сил у поверхностного атома или молекулы адсорбента адсорбированная молекула удерживается некоторое время на поверхности. Адсорбция происходит в особых точках поверхности — центрах адсорбции. Материальные потоки, участвующие в процессах адсорбции и десорбции, содержат переносимые и «инертные» компоненты. Под первыми понимаются вещества, переходящие из одной фазы в другую, а под вторыми — те, которые в таком переносе не участвуют. В твердой фазе «инертным» компонентом является адсорбент.

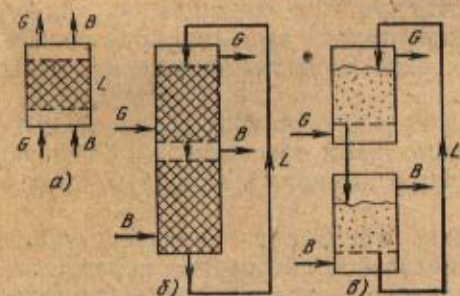


Рис. 8.4. Принципиальные схемы адсорбции:

a — с неподвижным слоем адсорбента; $б$ — с движущимся слоем адсорбента; $в$ — с псевдооживленным слоем адсорбента

также от переноса адсорбируемого вещества внутрь зерен адсорбента (внутренний перенос). Скорость внешнего переноса определяется гидродинамической обстановкой процесса, а внутреннего — структурой адсорбента и физико-химическими свойствами системы.

Процессы адсорбции проводятся в основном следующими способами: 1) с неподвижным слоем адсорбента; 2) с движущимся слоем адсорбента; 3) с псевдооживленным слоем адсорбента. Принципиальные схемы адсорбционных процессов показаны на рис. 8.4 [74]. При применении зернистого адсорбента используют схемы с неподвижным (рис. 8.4, a) и с движущимся (рис. 8.4, $б$) адсорбентами. В первом случае процесс проводится периодически. Вначале через адсорбент L пропускают парогазовую смесь G и насыщают его поглощаемым веществом; после этого пропускают вытесняющее вещество B или нагревают адсорбент, осуществляя таким образом десорбцию (регенерацию)

адсорбента). Во втором случае адсорбент L циркулирует в замкнутой системе: его насыщение происходит в верхней — адсорбционной — зоне аппарата, а регенерация — в нижней — десорбционной. При применении пылевидного адсорбента используют схему (рис. 8.4, в) с рециркулирующим псевдооживленным адсорбентом.

При расчете адсорбера [67] обычно пользуются экспериментальными данными по активности адсорбента для соответствующих компонентов смеси a_i . Общее количество поглощенных компонентов в единицу времени

$$M = \sum M_i \quad (8.12)$$

Если адсорбер имеет неподвижный слой, то при длительности процесса адсорбции τ_a будет поглощено следующее количество вещества:

$$M^* = M\tau_a \quad (8.13)$$

Средняя активность адсорбента

$$a = \sum M_i a_i / M \quad (8.14)$$

Необходимое для адсорбции количество адсорбента равно

$$G = M^* / a = M\tau_a / a \quad (8.15)$$

Высота слоя адсорбента в адсорбере обычно не превышает 10 м при диаметре аппарата 2—3 м. Высота слоя лимитируется прочностью гранул и сопротивлением слоя адсорбента. Скорость газа в свободном сечении аппарата принимается в пределах 0,1—0,2 м/с.

Расчет числа теоретических тарелок производится с помощью изотермы адсорбции и рабочей линии по аналогии с расчетом процессов ректификации и абсорбции.

Контрольные вопросы

1. Какие виды абсорбции и адсорбции Вы знаете? В чем состоит их физическая сущность?
2. Сформулируйте закон, являющийся основным при процессе адсорбции.
3. В чем различие определения числа теоретических ступеней при ректификации, абсорбции и адсорбции?
4. В чем заключается преимущество применения при адсорбции многоступенчатых схем перед одноступенчатыми?
5. Укажите условия, при которых процесс адсорбции является наиболее эффективным.

Глава девятая

УСТАНОВКИ ДЛЯ ТРАНСФОРМАЦИИ ТЕПЛОТЫ

9.1. Классификация, принципы действия и области применения трансформаторов теплоты

В установках для трансформации теплоты (трансформаторах теплоты) производится отвод энергии от объектов с низкой температурой к объектам с более высокой температурой, обычно большей температуры окружающей среды $T_{0,c}$ или равной ей. Из термодинамики известно, что такой процесс должен сопровождаться затратой энергии извне.

В зависимости от значений температур объектов с низкой T_n и высокой T_b температурами по отношению к температуре окружающей среды трансформаторы теплоты разделяют на три основные группы.

При $T_n < T_{o.c}$ и $T_b \approx T_{o.c}$ осуществляется отвод теплоты от объекта с низкой температурой с целью его охлаждения. Такие трансформаторы теплоты называют *холодильными установками*. При температурах отвода теплоты $T_n \leq 120$ К установки называют *криогенными*. При $T_n \approx T_{o.c}$ и $T_b > T_{o.c}$ назначение установки состоит в переносе теплоты к объекту с температурой более высокой, чем $T_{o.c}$. Такие установки называют *тепловыми насосами*.

При $T_n < T_{o.c}$ и $T_b > T_{o.c}$ установка работает по комбинированной схеме, сочетающей холодильную установку и тепловой насос.

Эффективность холодильной установки определяется количеством теплоты, отведенной от объекта с температурой T_n , и называется *холодильной мощностью (холодопроизводительностью)*:

$$q_0 = T_n \Delta s, \quad (9.1)$$

где Δs — разность энтропий в процессах подвода или отвода теплоты.

Эффективность теплового насоса определяется количеством теплоты, подведенной к объекту с температурой T_b :

$$q = T_b \Delta s. \quad (9.2)$$

Теоретическая основа трансформаторов теплоты связана с использованием обратного термодинамического цикла. На рис. 9.1 показаны такие циклы соответственно для холодильной, теплонасосной и комбинированной установок. При этом принято, что все процессы, составляющие циклы, идеальные, т. е. в данном случае рассматривается идеальный обратный обратимый цикл Карно.

Принцип работы трансформатора теплоты обобщенно может быть представлен следующей последовательностью процессов. В процессе 1-2 осуществляется повышение давления рабочего тела с помощью подвода работы извне. Далее необходим отвод теплоты на температурном уровне T_b (процесс 2-3 — охлаждение или конденсация рабочего тела). В процессе 3-4 происходит расширение в определенном диапазо-

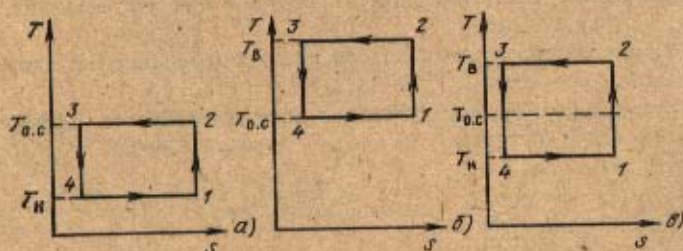


Рис. 9.1. Идеальный обратный обратимый цикл холодильной (а), теплонасосной (б) и комбинированной (в) установок

не давлений, и, наконец, цикл замыкается процессом 4-1, в котором к рабочему телу подводится теплота на нижнем температурном уровне T_n . Такой цикл чаще всего используется при оценке показателей идеальных и действительных трансформаторов теплоты, в которых могут быть использованы циклы, значительно отличающиеся от цикла Карно.

Области применения трансформаторов теплоты широки и разнообразны. Холодильные установки, в которых осуществляется охлаждение объектов до температур T_n в интервале 293—120 К, используют в пищевой промышленности, сельском хозяйстве и торговле для хранения и транспорта продукции; в системах кондиционирования воздуха производственных и бытовых помещений для обеспечения комфортных условий для людей и технологического оборудования; в медицинской, биологической и фармацевтической отраслях промышленности при

производстве и хранении биологических продуктов, а также при изготовлении препаратов, содержащих летучие вещества; в химической промышленности при производстве искусственного волокна и пластмасс; в горной промышленности и строительстве при сооружении плотин, подземных сооружений и туннелей, для замораживания водоносных грунтов и плывунов; для создания искусственных ледяных катков.

Криогенные установки, в которых необходима температура 120 К и ниже, используют: в металлургии, где продукты разделения воздуха — кислород, азот, инертные газы — широко применяют для интенсификации процессов выплавки чугуна, стали и других металлов и сплавов; в машиностроении, при обработке металлов в среде с низкой температурой с целью увеличения их твердости и износоустойчивости, а также при дроблении материалов и сборке деталей; в химической промышленности при разделении газовых смесей и сложных растворов; в газовой промышленности при разделении газовых смесей и получения гелия, при получении, хранении и транспорте сжиженных газов, а также для выделения из них ценных продуктов; в авиации и космонавтике при обеспечении кислородом экипажа, работающего на больших высотах, и при получении топлива и окислителей; в энергетике для создания и эксплуатации современных электротехнических устройств (сверхпроводящих или с очень малым электрическим сопротивлением); в радиотехнике и электронике для обеспечения оптимальных условий эксплуатации приборов и их чувствительных элементов; в медицине при создании специального криохирургического инструментария.

Тепловые насосы и комбинированные установки (ТНУ) в последнее время получают широкое распространение при утилизации низкопотенциальной теплоты (уровень температур $t = 10 \div 50^\circ\text{C}$).

ТНУ для систем утилизации низкопотенциальной теплоты разрабатывают и совершенствуют в двух направлениях: для централизованного теплоснабжения проектируют крупные парокомпрессионные ТНУ и водогрейные котлы; для децентрализованного теплоснабжения целесообразно использовать ТНУ малой мощности парокомпрессионного и термоэлектрического типов. Такие установки применяют в сельском хозяйстве, в промышленности, в жилищно-бытовом секторе.

Классификация трансформаторов теплоты может быть проведена обобщенно для холодильных установок и тепловых насосов ввиду того, что теоретические основы их работы одинаковы. По принципу действия наибольшее распространение получили трансформаторы теплоты термомеханического типа, в которых используют процессы повышения и понижения давления рабочего тела. Эти установки делятся на компрессионные, сорбционные и струйные. Кроме термомеханических находят применение также трансформаторы теплоты электромагнитного типа, принцип работы которых основан на использовании постоянных или переменных электрического или магнитного полей [71]. Более распространены термоэлектрические трансформаторы теплоты, основанные на использовании эффекта Пельтье. Сведения о них можно получить в специальной литературе [71].

Компрессионные установки могут быть паро- (или газо-) жидкостными и газовыми в зависимости от характера изменения состояния рабочего тела. В паро- и газожидкостных установках сжатие рабочего тела осуществляют при температурах ниже критической, в газовых — при температурах выше критической. Для процесса сжатия в компрессионных установках обычно используют электрическую или механическую энергию.

В сорбционных установках (они могут быть как абсорбционными, так и адсорбционными) давление рабочего тела повышается в результате последовательно осуществляемых процессов поглощения рабочего агента сорбентом, сопровождающегося отводом теплоты, и дальнейшего выделения рабочего агента с помощью подвода теплоты (десорбция). В качестве носителя энергии в установках сорбционного типа используют пар, горячую воду или газы.

Струйные установки основаны на использовании кинетической энергии рабочего потока для повышения давления сжимаемого агента. Струя рабочего пара или газа, выходящая с большой скоростью из сопла, эжектирует сжимаемый поток (всасывание), затем происходит сжатие смеси в диффузоре.

По характеру процесса трансформации теплоты установки могут быть разделены на две группы: работающие по повысительной или по расщепительной схеме. В повысительной схеме теплота подводится к установке на нижнем температурном уровне T_n , а отводится на уровне T_b . В установках с расщепительной трансформацией теплота подводится к установке на некотором среднем температурном уровне T_{cp} ; далее имеются два потока — один на низком температурном уровне T_n , другой — на высоком T_b . В отличие от схем с повысительной трансформацией в расщепительной установке необходимы два цикла: один — прямой для получения работы, другой — обратный, в котором используется работа для отвода теплоты со среднего температурного уровня T_{cp} на верхний T_b .

В качестве показателей эффективности трансформаторов теплоты используют коэффициенты, представляющие собой отношение эффекта, созданного установкой, к затрате энергии на ее работу. Для идеальной холодильной установки такой коэффициент представляет собой отношение холодильной мощности установки q_0 к затраченной работе l и называется *холодильным коэффициентом* ϵ :

$$\epsilon = q_0/l = T_n/(T_b - T_n). \quad (9.3)$$

Для аналогичной характеристики теплового насоса соответственно используют соотношение

$$\phi = q_b/l = T_b/(T_b - T_n), \quad (9.4)$$

называемое *коэффициентом трансформации*.

Оба коэффициента не могут быть названы КПД установок, так как не удовлетворяют требованиям, предъявляемым к этому критерию [71] (в частности, оба могут иметь численные значения, большие единицы, что противоречит второму закону термодинамики). В формулах сопоставляются качественно различные виды энергии — теплоты и работы. Известно, что качество вида энергии определяется его способностью превращаться в другой вид энергии. Если работа в идеальном процессе может быть полностью превращена в другой вид энергии, то теплота даже в идеальном процессе лишь частично превращается, например, в работу. Степень такого превращения теплоты в работу характеризуется *работоспособностью* или *эксергией* потока теплоты и существенно зависит от температурного уровня потока теплоты, а также от температуры окружающей среды.

Соответствующие показатели трансформаторов теплоты — эксергетические η — наряду с коэффициентами ϵ и ϕ широко применяют при анализе этих установок и определяют следующими формулами [71]:

для холодильной установки

$$\eta_\epsilon = q_0 \omega q_0/l; \quad (9.5)$$

для теплонасосной установки

$$\eta_e = q_n \omega_{q_n} / l, \quad (9.6)$$

где ω_q — температурная функция или коэффициент работоспособности теплоты, определяемая как

$$\omega_q = (T - T_{0,c}) / T; \quad (9.7)$$

здесь T — температурный уровень потока теплоты.

Вещества, применяемые в холодильных и теплонасосных установках (хладагенты и хладоносители), должны удовлетворять некоторым общим для трансформаторов теплоты требованиям [71].

Для хладагентов основные требования сводятся к следующему:

- 1) давление конденсации p_k при заданной температуре в конденсаторе должно быть ниже критического $p_{кр}$, что облегчает конструкцию компрессора, снижает утечки, увеличивает КПД компрессора;
- 2) давление в испарителе p_0 должно быть равно атмосферному или чуть выше, чтобы не было подсоса наружного воздуха и атмосферной влаги в установку, ухудшающих теплообмен между хладагентом и хладоносителем и вызывающих коррозию;
- 3) хладагент должен иметь большую удельную холодильную мощность q_0 , что снижает потери от дросселирования;
- 4) удельный объем паров на входе в компрессор должен быть малым, если используется поршневой компрессор (это уменьшает его габариты), и, наоборот, достаточно большим, если в установке применяется турбокомпрессор (это при прочих равных условиях позволяет изготовить проточную часть компрессора с высоким КПД);
- 5) хладагент должен иметь малую вязкость для получения высоких коэффициентов теплоотдачи, уменьшения гидравлических сопротивлений и обеспечения малых утечек через неплотности;
- 6) хладагенты должны быть нетоксичными, негорючими, взрывобезопасными, химически инертными и стабильными.

По степени безвредности хладагенты разделяют на классы [71]: чем выше класс безвредности, тем слабее воздействие паров агента на организм человека. Особенно ядовиты сернистый ангидрид и аммиак. Наиболее распространенные хладагенты и их свойства приведены в табл. 9.1.

✓ Воду используют как рабочее тело в пароэжекторных и абсорбционных холодильных установках. Достоинства аммиака как хладагента объясняются его малым удельным объемом и большой удельной теплотой парообразования. Аммиак токсичен, но его утечки легко обнаруживаются вследствие резкого запаха.

✓ Широкое применение в современных холодильных и теплонасосных установках находят хладоны (фреоны) — галоидопроизводные предельных углеводородов. Они химически инертны и взрывобезопасны. Хладоны получают заменой атомов водорода в насыщенных углеводородах ($C_n H_{2n+2}$) атомами фтора, хлора и брома ($C_n H_x F_y Cl_z Br_u$). При этом $x + y + z + u = n$. Полностью классификация и свойства фреонов приведены в [71]. Фреоны Ф-12 и Ф-22 наибольшее распространение получили в компрессионных холодильных установках в диапазоне температур испарения $t_0 = -20 \div -60^\circ C$. В современных установках предпочтение отдают Ф-22, имеющему большую объемную холодильную мощность по сравнению с Ф-12. Фреоны Ф-11, Ф-21, Ф-113 имеют высокую нормальную (при атмосферном давлении) температуру кипения t_s , и поэтому их целесообразно использовать в теплонасосных установках.

В настоящее время в холодильных и теплонасосных установках применяют многокомпонентные смеси фреонов с другими веществами (азотом, метаном, этаном и др.). Применение смесей позволяет улучшить условия теплообмена благодаря снижению конечной разности температур [71]. Проведенные исследования показали, что можно подобрать по предъявляемым к хладагенту требованиям оптимальный состав и свойства смеси [71].

Специфика использования рабочих тел в абсорбционных установках будет показана ниже.

Таблица 9.1. Физические параметры хладагентов

Хладагент	Обозначение	Молекулярная масса μ	Нормальная температура кипения t_s , °C	Критическая температура $t_{кр}$, °C	Критическое давление $P_{кр}$, МПа	Критический объем $V_{кр}$, л/кг	Температура затвердевания t_z , °C	Показатель адiabаты λ
Вода H_2O	—	18,02	100,0	374,15	22,6	3,26	0,0	1,33
Аммиак NH_3	—	17,03	-33,35	132,4	11,5	3,130	-77,7	1,30
Дюксид углерода CO_2	—	44,01	-78,52	31,0	7,5	2,156	-56,6	1,30
Сернистый ангидрид SO_2	—	64,06	-10,10	157,2	8,0	1,920	-75,2	1,26
Монофтортрихлорметан $CFCl_3$	Ф-11	137,39	23,7	197,78	4,5	1,805	-111,0	1,13
Дифтордихлорметан CF_2Cl_2	Ф-12	120,92	-29,8	112,04	4,2	1,793	-155,0	1,14
Монофтордихлорметан $CHFCl_2$	Ф-21	102,92	8,90	178,5	5,3	1,915	-135,0	1,16
Тетрафторметан CF_4	Ф-14	88,01	-128,0	-45,5	3,8	1,580	-184,0	1,22
Диформонохлорметан CHF_2Cl	Ф-22	86,48	-40,8	96,0	5,0	1,905	-160,0	1,16
Хлористый метил CH_3Cl	Ф-40	50,49	-23,7	143,1	6,8	2,7	-97,6	1,20
Трифтортрихлорэтан $CFCl_2-CF_2Cl$	Ф-113	187,39	47,7	214,1	3,5	1,735	-36,6	1,09
Диформонохлорэтан CH_3-CF_2Cl	Ф-142	100,48	-9,2	136,4	4,2	2,30	-130,8	1,13
Этан C_2H_6	Ф-170	30,06	-88,6	32,1	5,0	4,7	-183	1,25
Пропан C_3H_8	Ф-290	44,1	-42,1	96,8	4,3	4,46	-187,2	1,13

Хладоносители (теплоносители) используют в системах трансформатор теплоты — потребитель в случае большого расстояния между ними или если в силу технических или технологических условий непосредственная связь между трансформатором теплоты и потребителем затруднена или невозможна. Использование промежуточных хладоносителей позволяет повысить аккумулярующую способность трансформатора теплоты, иметь более простое и надежное регулирование и благоприятные условия для автоматизации системы. В то же время при наличии хладоносителей возникает необходимость защиты от коррозии труб, аппаратуры и оборудования; вследствие появления разности температур необходимо поддерживать более низкие температуры кипения в испарителе (в холодильных установках) при той же температуре у потребителя, дополнительно затрачивать энергию на транспорт хладоносителя. В качестве промежуточных хладо- или теплоносителей в трансформаторах теплоты применяют водные растворы (рассолы) хлористого натрия $NaCl$ и хлористого кальция $CaCl_2$, а также этиленгликоль; в низкотемпературных установках — фреон Ф-30.

Условия надежной эксплуатации установок определяют требования к хладо- и теплоносителям: низкая температура замерзания, неболь-

шая вязкость для снижения потерь в трубопроводах, большая теплоемкость для уменьшения расхода и потерь при теплообмене, химическая стойкость и малая коррозионная активность, высокая теплопроводность, нетоксичность, взрывобезопасность.

Температура затвердевания растворов солей зависит от массовой концентрации соли в воде. В установках обычно поддерживают высокую концентрацию соли, что снижает растворимость кислорода в растворе. Свойства рассолов приведены в [71]. В табл. 9.2 приведены свойства рассолов солей NaCl и CaCl₂.

Таблица 9.2. Свойства рассолов, применяемых в качестве хладоносителей

Показатель	Рассол	
	NaCl	CaCl ₂
Температура замерзания раствора соли, °С	-3,5 ÷ -21,2	-3,0 ÷ -25,7
Отношение массы соли к массе раствора ξ	0,056—0,231	0,059—0,238
Удельная теплоемкость, кДж/(кг·К)	3,88—3,34	3,5—2,93
Вязкость, Па·с	3433—6376	4905—9319

Водные растворы этиленгликоля при концентрации 50—70% позволяют иметь температуру начала замерзания -57,2 ÷ -67,2 °С.

9.2. Холодильные установки

9.2.1. Компрессорные холодильные установки. Согласно приведенной выше классификации в компрессорных холодильных установках в качестве внешнего источника используют электрическую или механическую энергию. Компрессорные установки наиболее распространены среди холодильных установок всех типов и отличаются большим многообразием. Хорошие технико-экономические показатели, компактность, широкий диапазон регулирования параметров и автоматизации, возможности проектирования и производства установок в поэлементном и агрегатированном исполнениях позволяют широко их использовать в различных стационарных и транспортных объектах и системах.

В зависимости от типа процесса изменения состояния рабочего тела компрессорные холодильные установки разделяют на паровые (точнее, парожидкостные) и газовые.

Паровые компрессорные холодильные установки. В установках этого типа процессы протекают в области влажного пара, что позволяет реальные циклы этих установок максимально приблизить к циклу Карно. Схема простейшей установки такого типа и последовательность процессов изменения состояния рабочего тела представлены на рис. 9.2.

Вначале рассмотрим работу идеальной установки. Пары хладагента в состоянии, характеризуемом точкой *I*, поступают в компрессор *Kp*, где при подводе извне работы *I_к* происходит сжатие пара до давления *p_к*. Далее в конденсаторе *Kн* пары охлаждаются до температуры *T_к*, а затем при этой температуре происходит их конденсация. В переохладителе* *По* жидкость охлаждается до температуры *T₄* за счет ис-

* Термины «переохладитель» и «переохлаждение» здесь используются условно по традиции, сохранившейся с первых холодильных установок. На самом деле в этом теплообменнике никакого «переохлаждения», т. е. перехода вещества в метастабильное состояние, не происходит. Правильнее этот теплообменник называть охладителем.

точника холода с более низкой температурой, чем T_k (или, как это будет показано далее, с помощью теплообмена с обратным потоком в компрессор). Далее жидкость поступает в дроссель $Др$, дросселируется с понижением давления с p_k до p_0 и температуры до T_0 . Процесс дросселирования отличает цикл рассматриваемой идеальной установки от цикла Карно, изображенного на рис. 9.1, в котором процесс расширения протекает по изэнтропе, что соответствует расширению в детандере с отдачей работы внешнему потребителю.

В большинстве парокомпрессионных холодильных установок условия для использования детандера отсутствуют из-за малых расходов хладагента и соответственно малогабаритной проточной части машины, наличия жидкой фазы и возможности гидравлических ударов. Замена детандера дросселем вызывает снижение холодильной мощности и КПД установки, причем потери возрастают с ростом отношения давлений цикла p_k/p_0 .

В состоянии, характеризуемом точкой 5, рабочее тело поступает в отделитель жидкости $Ож$ — сепаратор, где жидкая и паровая фазы разделяются. Жидкость поступает в испаритель $И$, в котором к ней подводится теплота q_0 от охлаждаемого объекта, испаряется и в виде парожидкостной смеси поступает в верхнюю часть отделителя жидкости. Из отделителя пары хладагента поступают во всасывающий патрубок компрессора, тем самым цикл замыкается.

Величины, характеризующие работу холодильной установки, легко определить из диаграммы T, s .

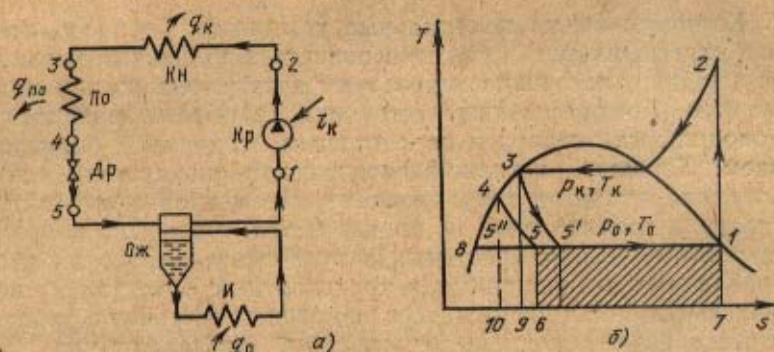


Рис. 9.2. Схема паровой компрессионной холодильной установки (а) и последовательность процессов в установке в T, s -диаграмме (б)

Холодильная мощность установки, т. е. удельное количество теплоты, подведенной к установке на температурном уровне T_0 , кДж/кг (площадь $F_{1-5-6-7}$),

$$q_0 = h_1 - h_5. \quad (9.8)$$

Нетрудно показать, что отсутствие переохлаждения 3-4 снижает холодильную мощность, так как процесс дросселирования заканчивается в точке 5'. Также очевидно увеличение холодильной мощности при замене дросселя детандером (процесс 4-5''). Затрата работы в компрессоре при условии, что процесс в нем протекает обратимо, изэнтропно (площадь $F_{1-8-4-3-2}$):

$$l_k = h_2 - h_1. \quad (9.9)$$

Теплота, отведенная в конденсаторе (площадь $F_{2-3-9-7}$),

$$q_k = h_2 - h_3. \quad (9.10)$$

Теплота, отведенная в переохладителе (площадь $F_{3-4-10-9}$),

$$q_{п.о} = h_3 - h_4.$$

Энергетический баланс такой установки запишется в виде

$$l_k + q_0 = q_k + q_{п.о}, \quad (9.11)$$

холодильный коэффициент

$$\epsilon = q_0 / l_k. \quad (9.12)$$

В реальной установке на характер протекания процессов и показатели установки оказывают влияние потери, вызываемые необратимостью процессов сжатия и теплообмена. Цикл реальной установки в сравнении с циклом идеальной установки, работающей без потерь, показан на рис. 9.3. Процесс сжатия в компрессоре сопровождается потерями, отклоняющими действительный процесс сжатия от изэнтропного (процесса $1-2'$), а работа сжатия возрастает. Работа сжатия может увеличиться также вследствие необходимости осуществления так называемого сухого хода компрессора, т. е. обеспечения начала сжатия (точка 1) в области сухого насыщенного или даже перегретого пара. Это необходимо для того, чтобы избежать попадания жидкости в пьлость компрессора и возможных вследствие этого гидравлических ударов.

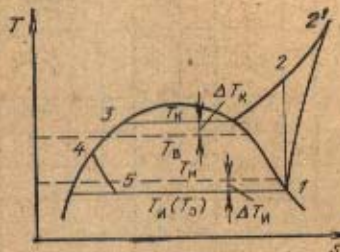


Рис. 9.3. Цикл реальной паровой компрессионной холодильной установки в T, s -диаграмме

Таким образом, действительная работа, подводимая извне к компрессору, определится как

$$l = l_k / (\eta_i \eta_{эм}), \quad (9.13)$$

где η_i — внутренний относительный КПД компрессора, учитывающий внутренние потери; $\eta_{эм}$ — электрохимический КПД компрессора, учитывающий механические потери и электрические потери привода.

Кроме потерь в процессе сжатия в реальной установке существуют потери от необратимости теплообмена в конденсаторе и испарителе. Вследствие разности температур в испарителе ΔT_n температура кипения хладагента T_0 должна быть ниже температуры потребителя холода T_n . Аналогичная разность температур существует и в конденсаторе, что вызывает превышение температуры T_k над температурой верхнего источника T_b (обычно равной температуре окружающей среды):

$$\Delta T_k = T_k - T_b.$$

Термодинамически целесообразно максимально снижать разность ΔT_n , что в большей степени способствует снижению расхода энергии на получение единицы холодильной мощности, чем уменьшение ΔT_k [71]. Потери от конечной разности температур могут быть значительно снижены, если в качестве хладагентов использовать многокомпонентную смесь; при этом компоненты можно подобрать таким образом, что протекание процесса изменения температуры кипения смеси в конденсаторе будет практически эквидистантным ходу изменения температуры нагреваемой воды или воздуха [71]. Потери от необратимости теплообмена также увеличивают затрату работы в цикле, что в конечном итоге приводит к уменьшению холодильного коэффициента и КПД установки, которые зависят в основном от температур, опреде-

ляющих ее работу, т. е. температур конденсации T_k и испарения T_0 . На графиках рис. 9.4 показаны зависимости $\epsilon = f(t_k, t_0)$ и $\eta_e = f(t_k, t_0)$. С повышением t_0 (т. е. ухудшением «качества» холода) при постоянной температуре t_k холодильный коэффициент резко возрастает (увеличивается количественный показатель холода). При этом значение ϵ может меняться в диапазоне от 1 до 10. При фиксированных значениях t_0 ϵ растет с уменьшением температуры t_k . График $\epsilon = f(t_k, t_0)$ не дает информации о предпочтительности того или иного режима работы установки, так как в числителе выражения для ϵ не учитывается качество произведенного холода. Напротив, зависимость $\eta_e = f(t_k, t_0)$ имеет четко выраженный экстремум, позволяющий выбрать оптимальный режим эксплуатации установки, а также объективно сопоставить по энергетическим показателям установки, работающие на различных температурных уровнях.

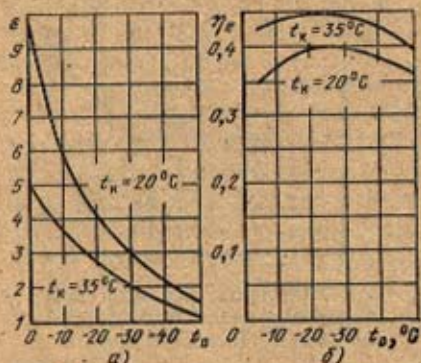


Рис. 9.4. Зависимость холодильного коэффициента (а) и эксергетического КПД (б) от температур конденсации и испарения

разность температур ΔT_k и ΔT_n , а также оценивают КПД компрессора η_c и $\eta_{эм}$. Если имеется источник с температурой $t < t_{0,c}$, определяют целесообразность установки переохладителя конденсата в схеме установки.

В соответствии со схемой установки характерные точки процессов наносят на T, s -диаграмме. Затем проводят расчет установки, определяя:

- 1) температуры испарения и конденсации:

$$t_0 = t_{x2} - \Delta T_n; \quad (9.14)$$

$$t_k = t_{x2} + \Delta T_k, \quad (9.15)$$

где t_{x2} и t_{x2} — соответственно температуры хладагента на выходе из испарителя и охлаждающей среды на выходе из конденсатора;

- 2) на диаграмме состояния по характерным точкам — удельную холодильную мощность установки

$$q_0 = h_1 - h_2; \quad (9.16)$$

- 3) массовый расход хладагента, кг/с,

$$G = Q_0 / q_0; \quad (9.17)$$

- 4) объемную подачу компрессора на входе, м³/с,

$$V_1 = G v_1, \quad (9.18)$$

где v_1 — удельный объем хладагента по параметрам точки 1 (рис. 9.3);

- 5) мощность компрессора, кВт,

$$N_k = N / (\eta_c \eta_{эм}), \quad (9.19)$$

где N — мощность компрессора в идеальном изэнтропном процессе, кВт:

$$N = G(h_2 - h_1); \quad (9.20)$$

6) тепловую нагрузку конденсатора, кДж/с,

$$Q_K = Gq_K = G(h_2 - h_3); \quad (9.21)$$

7) тепловую нагрузку переохладителя, кДж/с,

$$Q_{\text{по}} = Gq_{\text{по}} = G(h_3 - h_4); \quad (9.22)$$

8) холодильный коэффициент установки

$$\varepsilon = Q_0 / N_K; \quad (9.23)$$

9) эксергетический КПД установки

$$\eta_a = \varepsilon \omega_a;$$

$$\omega_a = (T_{\text{ср}} - T_{0,\text{с}}) / T_{\text{ср}},$$

где $T_{\text{ср}}$ — средняя температура подвода теплоты в испарителе, достаточно точно может быть определена как $T_{\text{ср}} = (T_{x1} + T_{x2}) / 2$.

Для контроля расчетов в итоге составляют тепловой баланс установки:

$$Q_0 + N_K = Q_K + Q_{\text{по}}. \quad (9.24)$$

По величинам N_K , Q_K , Q_0 и $Q_{\text{по}}$ подбирают или рассчитывают компрессор установки, а также определяют тип и размеры конденсатора, испарителя и переохладителя [90].

Многоступенчатые компрессионные холодильные установки. Для достижения относительно низких температур ($t_0 = -30 \div -60^\circ\text{C}$) применяют многоступенчатые холодильные установки. Необходимость создания этих установок диктуется прежде всего ухудшением показателей одноступенчатых установок с понижением требуемого уровня охлаждения и как следствие — повышением отношения давлений в цикле, ростом потерь в компрессоре (уменьшаются коэффициент подачи и КПД) и увеличением потерь от необратимости процесса в теплообменниках, особенно в испарителе. Поэтому одноступенчатые паровые компрессионные холодильные установки используют лишь при температурах испарения, не превышающих отношение давлений в цикле $p_K/p_0 \approx (7 \div 10)$. Кроме того, основанием для применения многоступенчатых компрессионных установок является возможность получения в них холода разных температурных уровней. В многоступенчатых установках, как следует из термодинамики, затраты на получение холода на разных уровнях меньше, чем при раздельном получении холода на соответствующих уровнях в одноступенчатых установках, так как трансформация потока теплоты осуществляется в меньшем интервале температур.

Схема двухступенчатой паровой компрессионной установки и ее действительный цикл в T, s -диаграмме показаны на рис. 9.5. Установка состоит из двух последовательно включенных циклов для производства холода на двух температурных уровнях T_0' и T_0'' и включает элементы, аналогичные использованным в схеме, рассмотренной ранее на рис. 9.2.

Пар хладагента из отделителя жидкости *ОЖ-1* поступает в компрессор *Кр-1* верхней (первой) ступени, где сжимается до давления p_0'' с повышением температуры до T_2 . Далее хладагент направляется в отделитель жидкости *ОЖ-2*, служащий одновременно конденсатором нижней ступени, и разделяется здесь на два потока: один через дроссель *Др-1* направляется в отделитель жидкости *ОЖ-1* и испаритель *И-1* первой ступени, где к нему подводится теплота, равная холодильной

мощности q_0' на температурном уровне T_0' . Другой поток при температуре T_0'' поступает в испаритель И-2 второй ступени, где реализуется холодильная мощность q_0'' . Далее пар хладагента в состоянии, характеризуемом точкой 3, сжимается в компрессоре Кр-2 и конденсируется в конденсаторе Кн. Полученная жидкость дросселируется в дросселе Др-2 и в состоянии, соответствующем точке 8, направляется в ОЖ-2. Основные показатели многоступенчатых холодильных установок определяют по методике, аналогичной одноступенчатой установке.

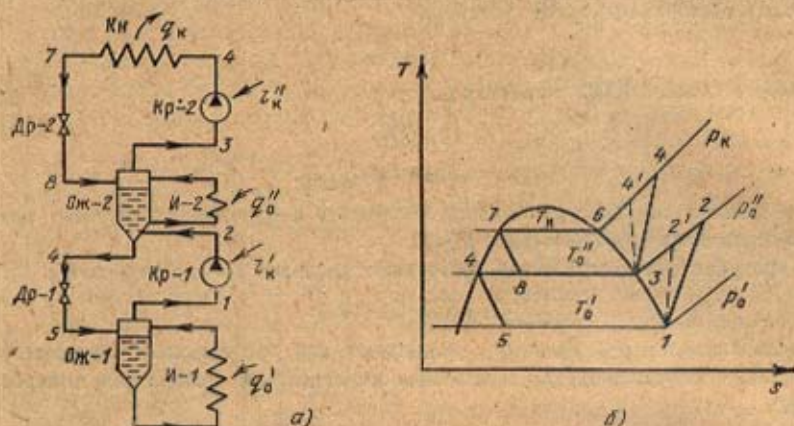


Рис. 9.5. Схема двухступенчатой паровой компрессионной установки (а) и ее цикл в T, s -диаграмме (б)

Сравнительные энергетические характеристики одно- и двухступенчатых холодильных установок представлены на рис. 9.6, из которого следует, что двухступенчатая установка имеет более высокий КПД (кривая I соответствует фреоновой одноступенчатой, а кривая II — фреоновой двухступенчатой установке).

При трех и более ступенях в многоступенчатых установках возможно получение температур на уровне -120°C . Однако, как показывают исследования [55], использование одного рабочего тела в этих установках снижает термодинамические показатели вследствие больших потерь при дросселировании и влечет за собой понижение давления в испарителе нижней ступени, что соответственно может привести к образованию вакуума и затвердеванию хладагента. Избежать этих трудностей можно созданием так называемого *каскадного* цикла, в котором в нижнем каскаде используется холодильная машина, работающая на хладагенте высокого давления с низкой температурой затвердевания, например фреоне-13. В верхней части каскада работает холодильная машина на хладагенте среднего давления (например, фреоне-22), предназначенная для понижения температуры конденсации нижнего каскада.

Схемы и показатели каскадных установок приведены в [90].

Элементы паровых компрессионных холодильных установок. Компрессоры. По принципу действия их разделяют на машины объемного и кинетического действия. В машинах объемного действия, к которым относятся поршневые и ротационные (пластинчатые и винтовые), изменение давления рабочего тела происходит след-

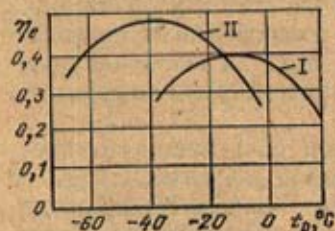


Рис. 9.6. Сопоставление КПД одно- и двухступенчатой холодильных установок

стие изменения объема в результате взаимодействия хладагента и перемещающегося элемента машины: поршня, пластины, винтов и т. п. В машинах кинетического действия (турбокомпрессорах) изменение давления достигается путем использования инерционных сил в потоке хладагента.

Поршневые компрессоры применяют при холодильных мощностях установок менее 12 кВт (малые установки) до 120 кВт (крупные установки). Подача компрессора характеризуется холодильной мощностью установки, что указывается в каталогах компрессорных машин. Поршневые машины наиболее распространены среди компрессоров объемного типа. Отношение давлений в таких машинах практически не ограничено. Достоинством их является также отсутствие ограничений по минимальной подаче, причем с уменьшением размеров машины ее КПД снижается незначительно. Однако максимальная подача поршневого компрессора ограничена размерами и частотой вращения вала.

Современные поршневые компрессоры, за исключением самых малых, как правило, представляют собой двух- или многоцилиндровые машины. В зависимости от организации процесса сжатия в цилиндре поршневые компрессоры разделяют на компрессоры простого и двойного действия, а также на компрессоры прямооточные и непрямоточные. По конструкции механизма движения поршневые машины разделяются на крайцкопфные и бескрайцкопфные. В крайцкопфных машинах поршень приводится в движение от коленчатого вала через кривошипно-шатунный механизм, крайцкопф и шток. В бескрайцкопфных машинах последние два элемента отсутствуют и поршень приводится в движение непосредственно через кривошипно-шатунный механизм.

По типу привода поршневые компрессоры разделяют на машины с внешним приводом и машины со встроенным электродвигателем. У машин первого типа вал выведен из картера наружу через сальник и соединен с электродвигателем через клиноременную передачу либо через муфту. У машин со встроенным электродвигателем ротор насажен непосредственно на вал компрессора, а статор запрессован в корпус (картер). Вал не выходит из картера и сальник отсутствует. Электродвигатель находится в среде хладагента, что обеспечивает его интенсивное охлаждение.

В последнее время широкое распространение находят компрессоры с несмазываемой полостью сжатия. Уплотнение таких компрессоров выполняют в виде колец из антифрикционных самосмазывающихся материалов или со щелевым уплотнением поршня (бесконтактным).

Объемная подача поршневого компрессора, м³/с;

$$Q = z\lambda V_h \quad (9.25)$$

где z — число цилиндров компрессора; λ — коэффициент подачи компрессора, учитывающий снижение подачи реального компрессора в сравнении с идеальным вследствие наличия мертвого пространства, теплообмена и неплотностей; n — число двойных ходов в секунду; V_h — описанный объем одного цилиндра за один ход, м³.

На рис. 9.7 показан крайцкопфный оппозитный аммиачный одноступенчатый компрессор двойного действия АО1200 холодильной мощностью 1400 кВт, $n=8,33$ с⁻¹. Кривошипно-шатунный механизм размещен в раме, к которой примыкают фонари с крайцкопфными параллелями. Цилиндры имеют водяное охлаждение. Компрессоры этого типа применяют для сжатия дешевых холодильных агентов (аммиака, этана, пропана), поскольку штоковые сальники не обладают абсолютной плотностью [91]. Приводом крайцкопфных компрессоров служат синхронные электродвигатели; ротор насаживается консолью на конец коленчатого вала.

Бескрайцкопфные компрессоры на меньшие подачи выпускают в основном в бессальниковом исполнении, что позволяет сделать их герметичными, уменьшить затраты и массу. Бессальниковый компрессор 2ФУБС12 холодильной мощностью 21,5 кВт, $n=24$ м⁻¹, работающий на фреоне-22 (ВНИИХолодмаш и ПО «Мелитопольхолодмаш») (рис. 9.8), выполнен непрямоточным в чугунном или алюминиевом корпусе с числом

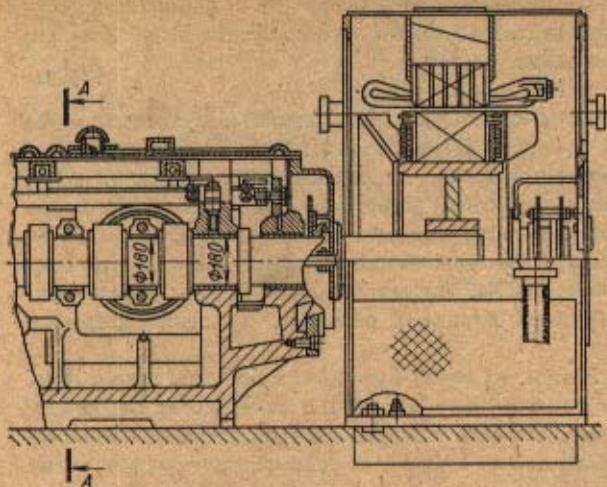
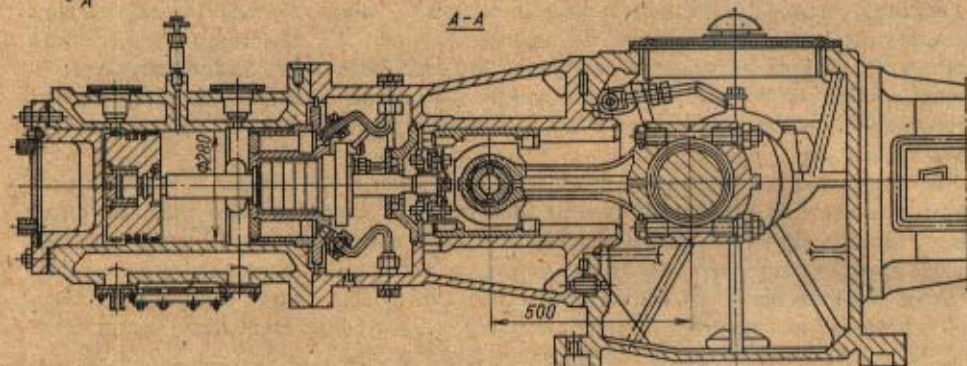


Рис. 9.7. Поршневой оппозитный аммиачный одноступенчатый компрессор



цилиндров 4, 6 и 8. Компрессор выполнен со встроенным двигателем, охлаждаемым всасываемым паром хладагента.

Среди ротационных компрессоров в последние годы все большее распространение находят винтовые компрессоры. В холодильной технике их рационально применять в диапазоне холодильных мощностей от 210 до 3500 кВт при работе на фреоне-22 и аммиаке [91]. Винтовые маслозаполненные холодильные компрессоры используют в агрегатах, которые содержат кроме компрессора систему смазки, электропривод, приборы автоматики, систему регулирования и управления. Винтовые компрессоры не имеют всасывающих клапанов, трущихся поверхностей в цилиндре, обладают повышенным ресурсом (около 40 000 ч).

На рис. 9.9 показан винтовой холодильный компрессор ВХ-350, маслозаполненный, с плавным золотниковым регулированием подачи. Корпус компрессора 1 выполнен из специального чугуна. Сжатие рабочего тела в винтовом компрессоре происходит в полости, образуемой цилиндрической и торцевыми стенками корпуса и винтовыми впадинами роторов 2 и 3, выполненных из стали, имеющих специальный профиль зубьев и установленных в подшипниках скольжения. Осевые усилия, действующие на роторы, воспринимаются масляными поршнями 4 и 5 и подшипниками 6 и 7. Регулирование осуществляется в широком диапазоне — от 100 до 10% подачи с изменением потребляемой мощности при помощи золотникового регулятора 8.

Ротационные пластинчатые холодильные компрессоры [91] в холодильной технике применяются главным образом в качестве ступеней низкого давления (бустер-компрессоры) в двух- и трехступенчатых холодильных установках на аммиаке и фреонах холодильной мощностью от нескольких киловатт до 900 кВт.

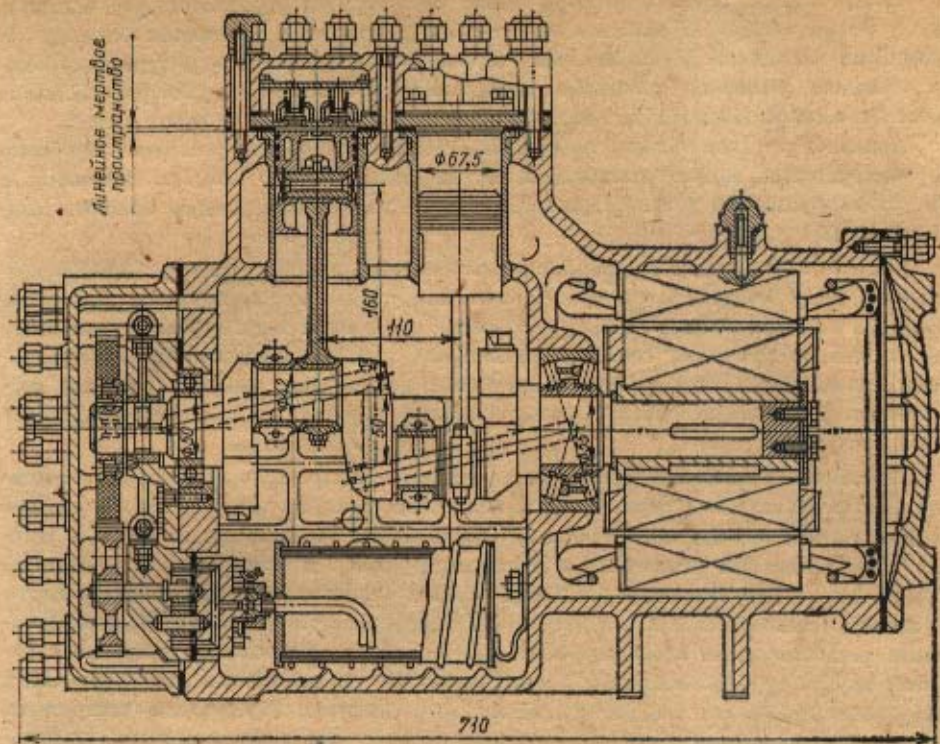


Рис. 98. Бессальниковый фреоновый компрессор 2ФУБС12

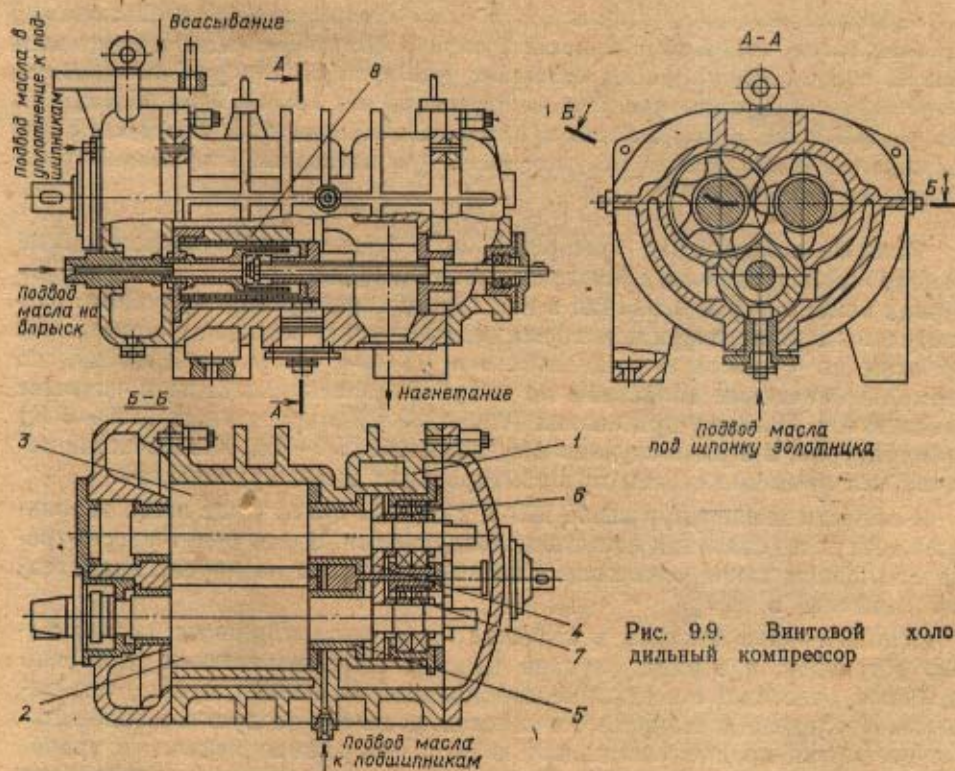


Рис. 99. Винтовой холодильный компрессор

Центробежные турбокомпрессоры имеют объемную подачу значительно большую, чем у машин объемного действия, поэтому их применяют в установках больших холодильных мощностей. Напротив, минимальный расход центробежного турбокомпрессора ограничен размерами проточной части, ибо с уменьшением размеров КПД их резко снижается. Имеются трудности в технологии изготовления малых машин.

Наименьшими мощностями холодильных машин с турбокомпрессорами при стандартных условиях можно считать 700 кВт на фреоне-12, 160 кВт на фреоне-11 и 85 кВт на фреоне-113 [92]. Наибольшей следует считать холодильную мощность около 20 000 кВт.

На рис. 9.10 показан аммиачный пятиступенчатый турбокомпрессор ТКА-545 конструкции ВНИИХолодмаш. Он предназначен для установок с холодильной мощностью около 3,5 мВт при $T_0=253+258$ К. Компрессор двухсекционный: первая секция имеет две ступени, вторая — три ступени. Расположение рабочих колес встречное, что уменьшает осевые усилия на ротор. Разность осевых усилий воспринимается упорным подшипником. Давление всасывания каждой ступени регулируется входными направляющими аппаратами.

Теплообменники. К теплообменным аппаратам паровых компрессионных холодильных машин относятся: испарители, в которых поступающий из дроссельного клапана хладагент кипит при подводе теплоты от охлаждаемого объекта; конденсаторы, в которых пары хладагента охлаждаются и конденсируются, и испарители-конденсаторы. Испарители по виду охлаждаемой среды делятся на испарители для отвода теплоты от жидких теплоносителей и испаритель для отвода теплоты от воздуха. Первые испарители разделяются на кожухотрубчатые затопленного типа, кожухотрубчатые с кипением внутри труб, капельные и оросительные [90]. В аммиачных кожухотрубчатых испарителях применяют гладкие стальные трубы диаметром 25×3 мм, в испарителях фреоновых холодильных установок — медные трубы с накатанными ребрами, поскольку коэффициент теплоотдачи со стороны фреона ниже, чем со стороны аммиака.

Капельные испарители изготовляют из двух отштампованных по специальному профилю листов, соединенных контактной сваркой. Их применение дает возможность снизить массу, сократить расход бесшовных труб примерно в 5 раз. Конденсаторы могут быть с воздушным или водяным (проточные или оросительные) охлаждением или испарительные, в которых теплота отводится испарением воды в воздух. По конструкции они разделяются на кожухотрубчатые (горизонтальные и вертикальные) элементные и панельные.

Газовые холодильные компрессионные установки. Компрессионные холодильные установки имеют ряд ограничений по применению. Так, интервал температур и давлений в них строго ограничен по причинам, рассмотренным выше, и при некоторых температурах, особенно в криогенной области, не существует хладагентов в жидком состоянии либо они по термодинамическим свойствам не могут быть использованы в качестве хладагентов. Поэтому при низких (220—120 К) и криогенных (120—4 К) температурах, а в ряде случаев и в диапазоне 290—220 К в качестве рабочих тел применяют газы при температурах выше критической.

В области температур выше 120 К для этих целей чаще всего используют воздух и установки называют воздушными. Здесь будут рассмотрены в основном такие установки. Газовые установки на других хладагентах описаны в [71].

Использование воздуха в качестве хладагента упрощает эксплуатацию установок, а в ряде случаев их массовые показатели, особенно удельные, отнесенные к единице холодильной мощности, лучше, чем паровых. Последнее достоинство, в частности, делает воздушные холодильные установки предпочтительными в системах промышленного и транспортного кондиционирования. Однако термодинамические показатели

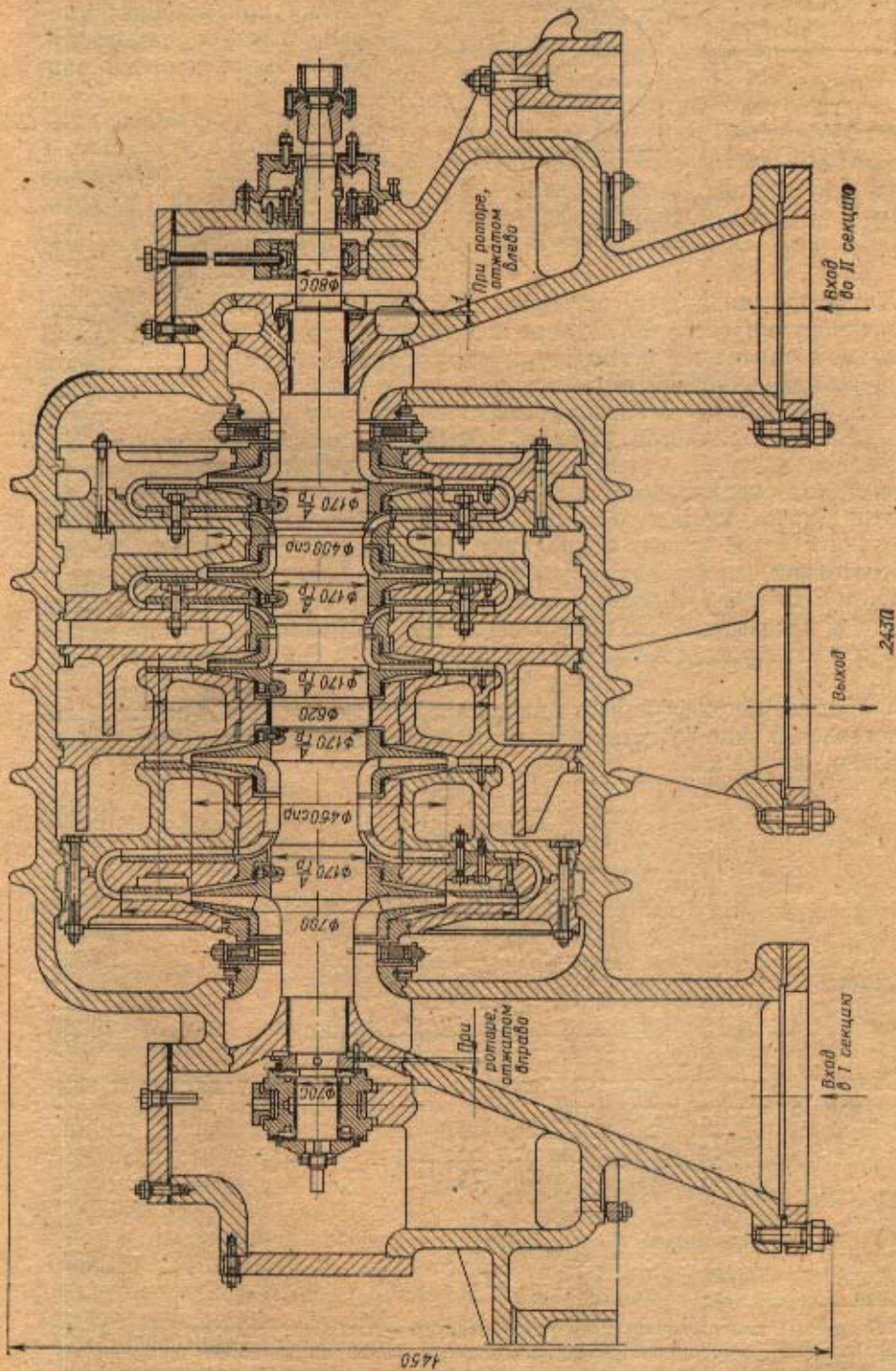


Рис. 9.10. Аммиачный пятиступенчатый турбокомпрессор

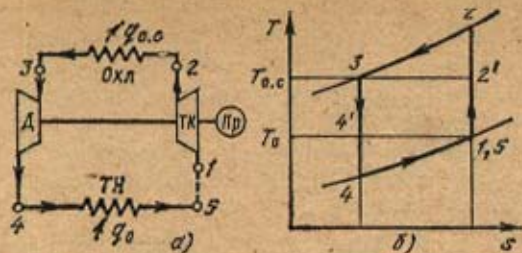


Рис. 9.11. Схема газовой холодильной установки (а) и ее цикл в T, s -диаграмме (б)

воздушных холодильных машин ниже, чем паровых. Поэтому при выборе установки следует проводить технико-экономический анализ.

Схема простейшей газовой установки и ее цикл в T, s -диаграмме показаны на рис. 9.11. Из-за больших расходов воздуха в них используют преимущественно трубокомпрессоры.

Хладагент (воздух) в состоянии, характеризуемом точкой 1, поступает в турбокомпрессор ТК. Далее воздух охлаждается в охладителе (в идеальном случае до температуры окружающей среды) и поступает в расширительное устройство — детандер*, где охлаждается с совершением внешней работы. В зависимости от параметров установки (температуры, расхода, размеров машины и частоты вращения ротора) работа детандера может быть использована частично для привода компрессора либо отдана специальному тормозному устройству. Охлаждаемый в детандере (чаще всего турбодетандере) газ поступает в теплообменник нагрузки ТН, где к нему подводится теплота от охлаждаемого объекта, и в состоянии, характеризуемом точкой 5 (в большинстве случаев совпадающем с точкой 1), поступает в турбокомпрессор. Штриховая линия связи 1-5 показывает, что воздух после теплообменника нагрузки может быть и не возвращен в компрессор (например, в транспортных установках).

Холодильный коэффициент цикла такой установки 1-2-3-4 может быть представлен в виде функции отношения характерных температур. Действительно, выражая

$$\varepsilon_r = \frac{q_0}{l_k - l_{дет}}, \quad (9.26)$$

где

$$q_0 = c_p (T_1 - T_4); \quad (9.27)$$

$$l_k = c_p (T_2 - T_1); \quad (9.28)$$

$$l_{дет} = c_p (T_3 - T_4), \quad (9.29)$$

получаем

$$\varepsilon_r = \frac{c_p (T_1 - T_4)}{c_p (T_2 - T_1) - c_p (T_3 - T_4)}. \quad (9.30)$$

Считаем, что удельная теплоемкость не зависит от давления и температуры, а также принимаем, что

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}; \quad \frac{T_2}{T_3} = \frac{T_1}{T_4}; \quad \frac{T_2}{T_3} - 1 = \frac{T_1}{T_4} - 1.$$

Тогда

$$\varepsilon_r = 1 / \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right). \quad (9.31)$$

* В газовых холодильных установках детандер — наиболее распространенный тип расширительного устройства. Применение дросселя здесь невыгодно по термодинамическим соображениям, так как состояние рабочего тела далеко от критических параметров. В отдельных случаях в качестве расширительного устройства используют вихревую трубу, которая будет рассмотрена ниже.

Цикл воздушной машины 1-2-3-4 может быть сопоставлен с циклом паровой холодильной машины 1-2'-3'-4' (рис. 9.11,б), работающей в интервале температур $T_{0.c}-T_3$ и T_0-T_1 . В этих условиях паровая машина характеризуется холодильным коэффициентом

$$\epsilon_n = \frac{q_0}{l} = \frac{T_1}{T_{0.c} - T_1} = 1 / \left(\frac{T_{0.c}}{T_1} - 1 \right). \quad (9.32)$$

Очевидно, что $\epsilon_r < \epsilon_n$, так как в газовом цикле всегда значение температуры $T_{0.c}$ ниже значения T_2 . Аналогично можно показать, что и КПД газовой холодильной машины всегда меньше, чем паровой [71]. Объяснить это можно необратимостью процессов теплообмена 2-3 и 4-1, протекающих при конечных разностях температур. Для использования потока воздуха, выходящего из теплообменника нагрузки с температурой $T_1 < T_{0.c}$, применяют схему с регенерацией, показанную на рис. 9.12. В отличие от схемы рис. 9.11 она включает в себя регенеративный теплообменник Р.

Можно показать, что для циклов, составленных из идеальных процессов, при равной холодильной мощности $q_0 = c_p(T_1 - T_4)$ значения холодильных коэффициентов простого ϵ_r и регенеративного $\epsilon_{r.p}$ циклов равны. Действительно, $\epsilon_{r.p}$ запишется как

$$\epsilon_{r.p} = \frac{q_0}{l_k - l_d} = \frac{c_p(T_1 - T_4)}{c_p(T_2' - T_1') - c_p(T_3' - T_4')}. \quad (9.33)$$

Исходя из того, что $T_2 = T_2'$, $T_1 = T_3$ и $T_3 = T_1$, и сокращая удельную теплоемкость, принятую, как и ранее, постоянной, получаем

$$\epsilon_{r.p} = \frac{T_1 - T_4}{(T_2 - T_1) - (T_3 - T_4)} = 1 / \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right). \quad (9.34)$$

т. е. $\epsilon_r = \epsilon_{r.p}$. Преимущество регенеративного цикла в этом случае определяется лишь меньшим отношением давлений в цикле для достижения той же температуры T_4 и холодильной мощности q_0 , что может привести к техническому упрощению машины (снижению утечек, уменьшению массы и т. д.).

Если же рассмотреть действительные процессы с учетом потерь, то при сопоставлении, например, процессов расширения в детандере в простом и регенеративном циклах обнаруживается преимущество цикла с регенерацией, так как потери в процессе 3-4 этого цикла значительно больше даже при одинаковых КПД машины. Аналогичные рассуждения в отношении к компрессору и процессам теплообмена показывают, что КПД действительного регенеративного цикла выше, чем простого. Поэтому на практике в действующих воздушных холодильных установках применяют в основном регенеративные циклы.

Воздушные холодильные машины широко используют в транспортном кондиционировании, при обработке металлов и материалов, а также при хранении и обработке пищевых и биопродуктов, где они обес-

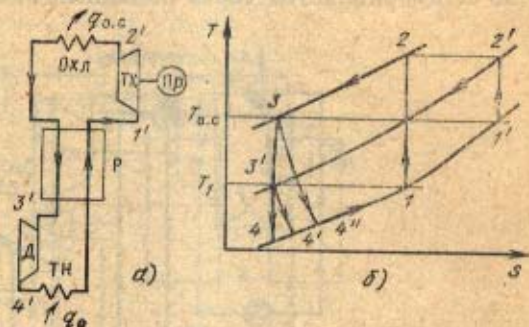


Рис. 9.12. Схема (а) и цикл (б) установки с регенерацией

печивают диапазон необходимых температур от 270 до 80 К и холодильных мощностей от сотен ватт до нескольких тысяч киловатт. Среди различных вариантов подобных машин широкое распространение получила воздушная турбохолодильная машина ТХМ-300, разработанная под руководством В. С. Мартыновского, С. К. Туманского и М. Г. Дубинского. На рис. 9.13 представлена схема турбохолодильной машины ТХМ-300 с изображением процессов в ее агрегатах на T, s -диаграмме.

Воздух из атмосферы через клапан 5 поступает в ранее охлажденный регенератор 3. Водяные пары, содержащиеся в воздухе, конденсируясь, оседают на насадке из гофрированной алюминиевой ленты (процесс 0-1). Охлажденный и осушенный воздух с температурой около 193 К направляется через холодный клапан 6 в холодильную камеру 4,

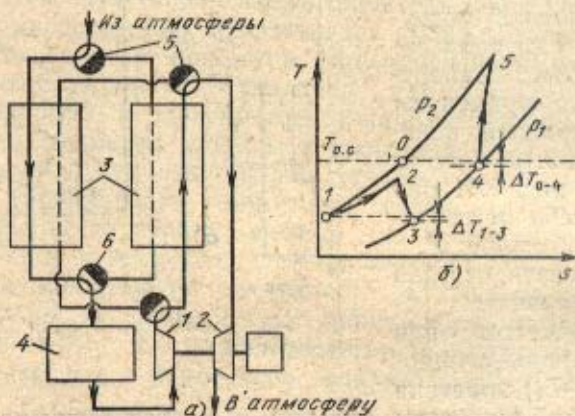


Рис. 9.13. Схема турбохолодильной машины (а) и ее цикла в T, s -диаграмме (б)

где нагревается вследствие теплообмена с охлаждаемыми объектами (процесс 1-2). Далее воздух расширяется в турбодетандере 1 до давления 0,05 МПа, температура его понижается до 190 К (процесс 2-3). Механическая энергия от турбины передается компрессору 2. Затем воздух направляется во второй регенератор, охлаждает его насадку, нагревается и поглощает выпавшую ранее влагу (процесс 3-4). Далее воздух сжимается в компрессоре 2 (процесс 4-5) и выбрасывается в атмосферу.

Оригинальная схема этой установки позволяет отказаться от охлаждения и очистки воздуха после компрессора; она не требует охлаждающей воды, что позволяет эксплуатировать ее в районах и условиях с дефицитом воды. Воздух перед холодильной камерой проходит только через регенератор, в результате полностью исключается попадание масла в холодильную камеру — это особенно важно при использовании установки для обработки и хранения различных стерильных материалов.

Работа установки при давлениях ниже атмосферного позволяет увеличить размеры проточной части машин, что даже при сравнительно малых массовых расходах определяет высокие значения КПД турбины и компрессора. При расходе воздуха 1 кг/с установка потребляет 75 кВт мощности и обеспечивает холодильную мощность 100 000 кДж/ч. Температура входа воздуха, подаваемого в камеру, составляет 193 К.

В последние годы большое внимание уделяется созданию турбохолодильных машин и агрегатов путем конвертирования отработавших ресурс авиационных газотурбинных двигателей в компрессорно-детандерные агрегаты. В частности, эти машины используют на предприятиях черной и цветной металлургии, комбинатах химического волокна и др. При этом в приводной турбине такого агрегата используют пар средних параметров 0,8—0,12 МПа, получаемый в различных утилизационных установках. На рис. 9.14 представлен один из вариантов схемы подобной установки, предназначенной одновременно для получения холода, теплой воды, сжатого воздуха и кондиционирования производственного помещения. Газотурбинный агрегат ГТА-I используют для сжатия воздуха от атмосферного до промежуточного давления. Приводом компрессора служит газовая турбина, переоборудованная в паровую, в которой используется

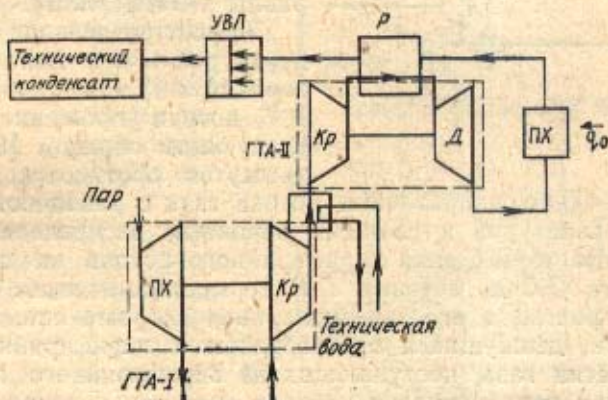


Рис. 9.14. Схема комплексной установки для получения теплоты и холода

пар от котла-утилизатора. В зависимости от специфики предприятия пар после турбины может направляться в конденсатор или при давлении 0,2—0,3 МПа — к потребителю. В последнем случае газовая турбина является более экономичной заменой используемой ранее для этих целей РОУ. Теплоту сжатия воздуха в ступенях компрессора ГТА-I используют для нагревания воды до температур 50—60 °С. Часть сжатого воздуха отбирают от компрессора также на производственные нужды. Далее воздух направляется в агрегат ГТА-II, в котором компрессор используют для дальнейшего сжатия воздуха до необходимого давления. Турбина двигателя переоборудована в турбодетандер, в котором температура понижается до необходимого потребителю холода (ПХ) значения. В установке применяют теплообменник-регенератор периодического действия; через определенное время в нем происходит переключение токов воздуха для удаления влаги, выпавшей на поверхностях теплообмена. После теплообменника воздух проходит дополнительную термовлажностную обработку и направляется для нужд кондиционирования в производственное помещение.

Вихревая труба, используемая в технике также для получения холода, может быть рассмотрена с двух позиций: как один из вариантов струйных холодильных установок или как расширительное устройство, включенное в схему воздушной холодильной установки вместо детандера. При расширении воздуха в вихревой трубе в отличие от расширения в детандере работа не отводится, и поэтому эффективность трубы всегда ниже эффективности детандера. Однако простота трубы, отсутствие движущихся частей, удобство эксплуатации и регулирования позволяют широко применять ее в тех случаях, когда не требуется высоких значений КПД, а производительность установки и расход сжатого воздуха невелики.

Схема вихревой трубы представлена на рис. 9.15. Сжатый воздух при давлении p_c и температуре T_c , обычно близкой или равной температуре окружающей среды, подводится к тангенциальному соплу, установленному в трубе. Расширившийся в сопле поток газа совершает вращательные движения внутри трубы, перемещаясь от соплового сечения $C-C$ по периферии к горячему торцу трубы $\Gamma-\Gamma$, и часть потока выводится из трубы при температуре торможения $T_r > T_c$. Остальная часть газа движется в обратном направлении в центральной части

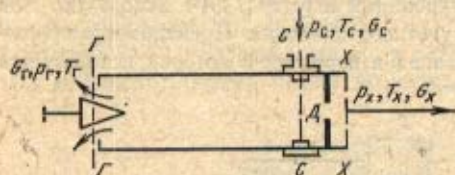


Рис. 9.15. Схема устройства вихревой трубы

трубы и отводится из нее через диафрагму D и холодный торец трубы $X-X$ с температурой $T_x < T_c$. Давления обоих потоков примерно равны атмосферному. Эффект разделения потока с температурой T_c и давлением p_c на горячий с $T_r > T_c$ и холодный с $T_x < T_c$ потоки упрощенно объясняется следующим образом [56]. В трубе движутся противотоком два вращающихся в одном направлении потока газа с различной термодинамической температурой и разными законами распределения угловых скоростей. Из-за торможения периферийного потока на пути от соплового сечения $C-C$ до сечения $\Gamma-\Gamma$ термодинамическая температура этого потока растет, а его тангенциальная скорость снижается. Центральный поток, движущийся противотоком к периферийному, формируется из частиц газа, поступающих из периферийного потока. Термодинамическая температура и угловая скорость центрального потока имеют наиболее высокие значения вблизи горячего конца трубы и наиболее низкие — вблизи диафрагмы D . В процессе взаимодействия центрального и периферийного потоков происходит выравнивание их термодинамических температур и угловых скоростей, а теплота и кинетическая энергия передаются от центрального потока периферийному. В результате температура торможения периферийного потока возрастает, а температура торможения центрального потока снижается.

Таким образом, в вихревой трубе из общего потока охлаждается только определенная доля $\mu = G_x / G_c$. Изменяя долю холодного потока клапаном на горячем торце, можно менять температуру холодного и горячего потоков. На рис. 9.16 показана зависимость отношения $\Delta T_x / T_c$ от доли холодного воздуха для трубы, показанной на рис. 9.15. Разность температур на горячем конце трубы возрастает с увеличением μ . Вихревая труба может быть выполнена и по так называемой неадиабатной схеме, когда от периферийных слоев вихря теплота отводится в окружающую среду, например, охлаждающей водой. При таком охлаждении горячего конца трубы можно увеличить μ до 1, при этом удельная холодильная мощность q_0 возрастает.

Так, для 1 кг воздуха, расширяемого в вихревой трубе с 0,6 до 0,1 МПа при $t_c = 20^\circ\text{C}$, она возрастает с 23 кДж в обычной трубе до 29,5 кДж в неадиабатной трубе [56].

Принцип работы вихревых труб использован при создании промышленных вихревых холодильных агрегатов [56]. Они сконструированы

и отводится из нее через диафрагму D и холодный торец трубы $X-X$ с температурой $T_x < T_c$. Давления обоих потоков примерно равны атмосферному.

Эффект разделения потока с температурой T_c и давлением p_c на горячий с $T_r > T_c$ и холодный с $T_x < T_c$ потоки упрощенно объясняется следующим образом [56]. В трубе движутся противотоком два вращающихся в одном направлении потока газа с различной термодинамической температурой и разными законами распределения угловых скоростей.

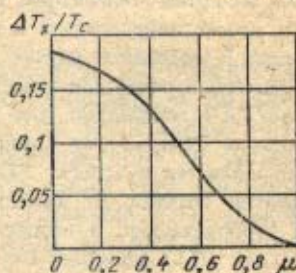


Рис. 9.16. Зависимость отношения разности температур ΔT_x к температуре T_c от доли холодного воздуха μ

таким образом, что включают необходимую теплообменную аппаратуру и могут подключаться непосредственно к линии сжатого воздуха.

9.2.2. Абсорбционные холодильные установки. Особенностью абсорбционных холодильных машин (АХМ) является использование для получения холода не механической или электрической энергии, а теплоты, подводимой с горячей водой, паром или дымовыми газами, часто являющимися отходами теплотехнологических производств. В этом состоит существенное преимущество АХМ по сравнению с компрессионными холодильными установками. Несмотря на то что в абсорбционной холодильной установке отсутствуют машины, необходимые для осуществления цикла (компрессоры, детандеры), а имеющиеся в схеме установки насосы выполняют вспомогательные функции транспорта рабочего тела, за этими установками сохраняется по традиции термин «машина».

По данным [62] в процессе получения продуктов органического синтеза общее количество вторичных энергоресурсов (ВЭР) достигает около 130 МВт при потребности в холоде около 60—90 МВт на температурном уровне 273—233 К.

В АХМ повышение давления хладагента осуществляется с помощью термомеханического компрессора, работа которого основана на использовании экзотермических процессов смешения веществ и эндотермических процессов их разделения. В АХМ применяют бинарные смеси, состоящие из рабочего агента и абсорбента (поглотителя). При этом температура кипения смеси, образованной из этих компонентов, отличается от нормальных температур кипения смешиваемых веществ. Наибольшее распространение в АХМ нашли водоаммиачный раствор и водный раствор бромистого лития.

Работу АХМ рассмотрим на примере водоаммиачной холодильной машины непрерывного действия, схема которой представлена на рис. 9.17. В испарителе *И* за счет подведенной от охлаждаемого объекта теплоты q_0 происходит кипение аммиака при температуре T_0 и соответствующем ей давлении p_0 . Пары аммиака поступают в абсорбер *А*, где поглощаются абсорбентом — слабым водоаммиачным раствором, поступающим из генератора *Г* через теплообменник *ТО-2* и дроссель *Др-2*. Процесс абсорбции происходит при температуре T_c и сопровождается выделением теплоты q_a , которая отводится охлаждающей водой.

Раствор из абсорбера *А* насосом *Н* подается через теплообменник *ТО-2* в генератор *Г* с давлением p_k большим, чем давление в абсорбере. За счет подвода теплоты q_r в генераторе раствор перегоняется; аммиак и его пары направляются в верхнюю часть генератора и далее в конденсатор *К*, а слабый водоаммиачный раствор с малой концен-

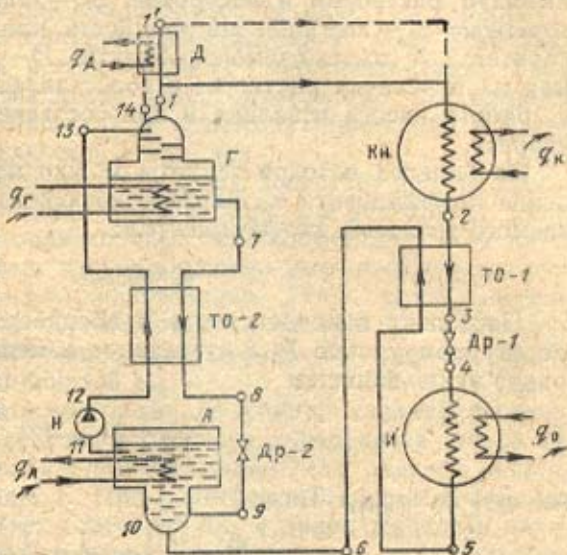


Рис. 9.17. Схема водоаммиачной абсорбционной холодильной машины

трацией аммиака из нижней части генератора через теплообменник ГО-2 и дроссель Др-2 возвращается в абсорбер. Пары аммиака в конденсаторе конденсируются при температуре T_c в результате отвода теплоты q_k , и жидкий аммиак через дроссель Др-1 направляется в испаритель.

Тепловой баланс установки запишется в следующем виде:

$$q_k + q_a = q_r + q_n + l_n, \quad (9.35)$$

где q_k — теплота конденсации аммиака; q_a — теплота абсорбции паров аммиака раствором в абсорбере; q_r — теплота, подведенная в генераторе; $q_n = q_0$ — холодильная мощность или теплота, подведенная в испаритель от охлаждаемого объекта; l_n — работа насоса, затрачиваемая на перекачку раствора; в сопоставлении с потоками теплоты q_r и q_a работа насоса невелика и при составлении баланса ею можно пренебречь.

Из баланса потоков теплоты можно найти выражение для определения коэффициента ϵ_a , характеризующего эффективность АХМ, называемого *тепловым коэффициентом*:

$$\epsilon_a = q_0 / q_r. \quad (9.36)$$

Поскольку в конденсаторе и абсорбере теплота отводится на температурном уровне T_c и суммарное изменение энтропии в цикле АХМ равно нулю, запишем

$$\frac{q_r}{T_r} + \frac{q_0}{T_0} = \frac{q_{k+a}}{T_c}, \quad (9.37)$$

где $q_r + q_a = q_{k+a}$. Тогда

$$\epsilon_a = \frac{q_0}{q_r} = \left(\frac{1}{T_c} - \frac{1}{T_r} \right) / \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_c} \right), \quad (9.38)$$

т. е. тепловой коэффициент идеального цикла АХМ увеличивается с повышением температуры T_r и температуры T_0 и уменьшается с повышением температуры охлаждающей воды T_c .

Для изображения процессов в АХМ и расчетов основных показателей цикла и отдельных его элементов используют h, ξ -диаграмму, по оси абсцисс которой отложена массовая концентрация ξ аммиака в растворе, по оси ординат — энтальпия раствора h .

Рассмотрим процессы в установке, изображенные в диаграмме h, ξ (рис. 9.18).

На ней нанесены изобары p_k и p_0 ; верхние изобары служат пограничными кривыми пара, нижние — пограничными кривыми кипящей жидкости. Между верхними и нижними кривыми находится область влажного пара при давлениях p_k и p_0 .

Пары аммиака из верхней части генератора (ректификационной колонны) в состоянии 1, определяемом на верхней пограничной кривой пара, направляются в конденсатор К. Для повышения концентрации

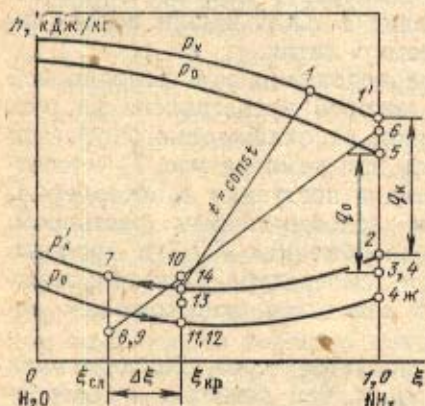


Рис. 9.18. Процессы в абсорбционной холодильной машине на h, ξ -диаграмме

пара перед конденсатором в схеме дополнительно устанавливается еще один теплообменник — дефлегматор D (протекание пара через него показано на рис. 9.17 штриховой линией). При отводе теплоты в дефлегматоре q_d температура пара снижается, а концентрация легко кипящего компонента повышается теоретически до 100% (точка $1'$). В действительности состояние пара соответствует концентрациям чистого аммиака, очень близким к единице.

В процессе конденсации пара (на рис. 9.18 показано при концентрации $\xi_{NH_3} = 1$) отводится теплота q_k и состояние пара после конденсатора определяется точкой 2. После конденсатора по аналогии с рассмотренной ранее схемой парокompрессионной установки в схеме АХМ также целесообразна установка регенеративного теплообменника $ТО-1$ для снижения температуры жидкости перед дросселем. Состояние 4 соответствует смеси пара и жидкости; соответствующие точки на диаграмме относятся: 4ж — к жидкости, 5 — к пару.

При подводе теплоты в испарителе аммиак достигает состояния сухого насыщенного пара (состояние 5), а отрезок 4-5 определяет холодильную мощность q_0 . В состоянии 6 после теплообменника $ТО-1$ пары аммиака попадают в абсорбер, где барботажно смешиваются со слабым раствором, стекающим из теплообменника $ТО-2$ через дроссель $Др-2$ при концентрации $\xi_{ср}$, и поглощаются им (точка 9). Состояние смеси определяется по правилу смешения точкой 10, расположенной на пересечении линии 6-9 с ординатой $\xi_{кр}$.

Чтобы получить из смеси в состоянии 10 жидкий крепкий раствор, надо отводить теплоту q_a , а состояние раствора определится точкой 11. В состоянии 13 после нагрева в теплообменнике $ТО-2$ раствор подается в верхнюю часть генератора G . При подогреве в генераторе за счет теплоты q_r раствор приобретает состояние 14, и далее жидкость начинает кипеть. Состояние жидкости изменяется по линии 14-7; выделяющийся при этом пар аммиака покидает генератор в состоянии 1.

Методика расчета основных показателей абсорбционной холодильной установки. Для выполнения расчета необходимо знать значения следующих величин: холодильной мощности установки Q_0 ; температуры охлаждения объекта t_n ; температуры охлаждающей среды t_c ; температуры греющей среды t_n . Должны быть также известны схема установки, хладагент и абсорбент. Необходимые для расчета значения конечных разностей температур в теплообменниках определяют по справочным данным [92] или на основании технико-экономического расчета.

Расчет установки выполняют в следующей последовательности [71, 90].

1. Определяют температуры испарения и конденсации:

$$\left. \begin{aligned} t_0 &= t_n - \Delta T_n; \\ t_k &= t_c + \Delta T_k. \end{aligned} \right\} \quad (9.39)$$

В качестве температур t_n и t_c принимают соответственно температуру охлаждаемой среды на выходе из испарителя и температуру охлаждающей среды на выходе из конденсатора. По t_0 и t_k определяют давления в испарителе и конденсаторе, т. е. p_0 и p_k .

2. Определяют температуру крепкого раствора на выходе из абсорбера:

$$t_{11} = t_{cн} + \Delta t_a, \quad (9.40)$$

где $t_{cн}$ и Δt_a — соответственно температура охлаждающей среды и разность температур в абсорбере. По температуре t_{11} и давлению p_0 определяют концентрацию $\xi_{кр}$.

3. Находят температуру слабого раствора на выходе из генератора:

$$t_7 = t_r - \Delta t_r, \quad (9.41)$$

где t_r и Δt_r — соответственно температура греющей среды и разность температур в генераторе. По температуре t_r и давлению p_k определяют концентрацию слабого раствора $\xi_{с.л.}$.

Тепловые нагрузки теплообменных аппаратов находят из тепловых балансов.

4. Доли поступающих и выходящих потоков в генераторе определяют из следующих соотношений:

f — кратность циркуляции раствора, отношение массового расхода крепкого раствора, выходящего из абсорбера, к массовому расходу пара, поступающего в конденсатор:

$$f = \frac{G_{\kappa}}{G_n} = \frac{G_{11}}{G_{1'}} = \frac{\xi_n - \xi_{с.л.}}{\xi_{нр} - \xi_{с.л.}} = \frac{\xi_{1'} - \xi_7}{\xi_{11} - \xi_7}, \quad (9.42)$$

где ξ_n , $\xi_{с.л.}$, $\xi_{нр}$ — соответственно концентрации пара, слабого и крепкого растворов; φ — удельное количество флегмы в дефлегматоре, т. е. отношение массового расхода возвращающейся в генератор флегмы к массовому расходу пара из дефлегматора:

$$\varphi = \frac{G_{\Phi}}{G_n} = \frac{G_{14}}{G_{1'}} = \frac{\xi_n - \xi_{н.р.}}{\xi_{н.р.} - \xi_{\Phi}} = \frac{\xi_{1'} - \xi_1}{\xi_1 - \xi_{14}}, \quad (9.43)$$

где $\xi_n = \xi_1$ — концентрация пара, выходящего из дефлегматора; $\xi_{н.р.}$ — концентрация пара, равновесного флегме; $\xi_{\Phi} = \xi_{14}$ — концентрация флегмы на выходе из дефлегматора.

Тепловой баланс генератора запишется в следующем виде:

$$f h_{13} + \varphi h_{14} + q_r = (1 + \varphi) h_1 + (f - 1) h_7, \quad (9.44)$$

где в левой части представлены тепловые потоки на входе в генераторе, в правой части — на выходе из генератора.

Решая уравнение (9.44) относительно q_r , получаем

$$q_r = h_1 - h_7 + f(h_7 - h_{13}) + \varphi(h_1 - h_{14}). \quad (9.45)$$

5. Определяют тепловой баланс дефлегматора:

$$(1 + \varphi) h_1 = q_d + h_{1'} + \varphi h_{14}, \quad (9.46)$$

откуда

$$q_d = h_1 - h_{1'} + \varphi(h_1 - h_{14}). \quad (9.47)$$

6. Определяют удельную теплоту конденсации:

$$q_k = h_{1'} - h_2. \quad (9.48)$$

7. Определяют удельную тепловую нагрузку теплообменника $ТО-1$:

$$q_{\tau 0-1} = h_2 - h_3 = h_6 - h_5. \quad (9.49)$$

8. Определяют удельную холодильную мощность установки:

$$q_0 = h_5 - h_3. \quad (9.50)$$

9. Определяют тепловой баланс абсорбера:

$$h_6 + (f - 1) h_8 = q_a + f h_{11}. \quad (9.51)$$

Тепловая нагрузка абсорбера

$$q_a = h_6 - h_8 + f(h_8 - h_{11}). \quad (9.52)$$

10. Определяют тепловую нагрузку теплообменника $ТО-2$:

$$q_{\tau 0-2} = (f - 1)(h_7 - h_8) = f(h_{13} - h_{11}). \quad (9.53)$$

11. Осуществляют проверку расчета составлением теплового баланса всей установки:

$$q_0 + q_r = q_k + q_d + q_a. \quad (9.54)$$

12. Определяют массовый расход рабочего агента:

$$G = Q_0 / q_0. \quad (9.55)$$

13. Находят тепловой коэффициент установки:

$$\varepsilon_a = q_0 / q_r. \quad (9.56)$$

14. Определяют удельный расход теплоты:

$$\bar{q} = \frac{1}{\tau_a} = q_r / q_0. \quad (9.57)$$

15. Определяют тепловые нагрузки на теплообменные аппараты по формуле

$$Q_a = G q_a, \quad (9.58)$$

где q_a , Q_a — соответственно удельная и полная нагрузки на аппарат; G — расход хладагента через аппарат.

16. Определяют по результатам теплового расчета, температурным напорам и коэффициентам теплопередачи площади поверхностей теплообменных аппаратов.

Водоаммиачные АХМ применяют для охлаждения объектов при температурах $(-30) \div (-60)^\circ\text{C}$. Значения тепловых коэффициентов водоаммиачных АХМ находятся в пределах $\varepsilon_a = 0,4 \div 0,5$.

В холодильной технике используют также бромисто-литиевые АХМ, в которых хладагентом является вода, а абсорбентом — бромистый литий LiBr. Физические свойства воды и водяного пара определяют температуры охлаждения в области от 0 до $9-10^\circ\text{C}$. Такие установки находят применение в системах кондиционирования воздуха. Особенностью бромисто-литиевых АХМ является большая разность между нормальными температурами кипения воды и раствора LiBr, поэтому упругость паров бромистого лития в генераторе мала и при кипении раствора образуются практически только пары воды. Это упрощает конструкцию генератора, и вследствие отсутствия необходимости в ректификации раствора тепловой коэффициент бромисто-литиевых машин значительно выше водоаммиачных и составляет $\varepsilon_a = 0,6 \div 0,7$. Кроме того, вследствие низких давлений испарения воды при температуре $0-10^\circ\text{C}$ испарители бромисто-литиевых АХМ работают под вакуумом (давления испарения выше диапазону температур, составляют $p_0 = 0,6 \div 1,2$ кПа). Давление в конденсаторе при температурах окружающей среды $20-30^\circ\text{C}$ также же низкое: $p_k = 2,4 \div 4,5$ кПа. Таким образом, кипение воды в генераторе проходит при больших удельных объемах водяного пара и вызывает увеличение проходных сечений и габаритов установки.

Для интенсификации теплообмена в бромисто-литиевых установках применяют рециркуляцию раствора.

Схема бромисто-литиевой абсорбционной холодильной машины показана на рис. 9.19. Конструктивной особенностью ее является компоновка в блоки отдельных элементов: верхний блок включает в себя генератор Г и конденсатор К, нижний блок — адсорбер А и испаритель И. Для такой компоновки генератор и абсорбер выполняются пленоч-

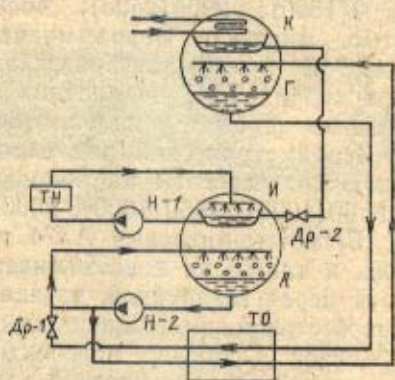


Рис. 9.19. Схема бромисто-литиевой абсорбционной холодильной машины

ными. Вода от теплообменника нагрузки $TН$, расположенного у потребителя холода, подается в разбрызгивающее устройство испарителя, где кипит при температуре t_0 и соответствующем ей давлении p_0 , и далее из сборника охлажденной воды насосом $H-1$ подается в теплообменник нагрузки. Пары воды из испарителя поступают в абсорбер A , абсорбируются раствором бромистого лития, который орошает теплообменную поверхность абсорбера. Внутри труб абсорбера циркулирует охлаждающая вода.

Раствор $LiBr$ с повышенной концентрацией воды насосом $H-2$ выкачивается из абсорбера. Часть этого потока рециркулирует снова в абсорбер для увеличения плотности орошения; другая часть через теплообменник $ТО$ поступает на орошение поверхности теплообменника в генераторе; внутри труб этой поверхности проходит греющий теплоноситель. Испарившийся за счет подвода теплоты водяной пар поступает в конденсатор, конденсируется и через дроссель $Др-2$ поступает в испаритель. Слабый раствор из нижней части генератора сливается через теплообменник $ТО$ и дроссель $Др-1$ в абсорбер; к нему подмешивается некоторое количество крепкого раствора, выходящего из абсорбера.

Рабочие процессы и определение характерных точек процесса в бромисто-литиевой АХМ в диаграмме h_s аналогичны рассмотренным для водоаммиачной АХМ. Подробные сведения по этим установкам можно получить в [71, 90].

Выпускаемые в СССР абсорбционные холодильные машины изготовляют по специальным заказам для типовых технологических линий химических и нефтехимических производств, а серийно не выпускаются [92], что связано со спецификой источника теплоты в каждом отдельном случае, а также с индивидуальным исполнением испарителей и конденсаторов.

Параметрический ряд абсорбционных водоаммиачных машин включает значения холодильных мощностей: 580(500), 1160(1000), 1860(1600), 2900(2500), 4650(4000), 7330(6300), 9280(8000) кВт (тыс. ккал/ч). Водоаммиачные машины холодильной мощностью 1,16 МВт с температурой охлаждения 258 К работают на паре из отборов турбин ТЭЦ на заводах искусственного волокна, машиностроительных заводах, используются в строительстве.

Параметрический ряд абсорбционных бромисто-литиевых машин включает агрегаты на холодильные мощности: 290(250), 580(500), 1160(1000), 1860(1600), 2900(2500) и 5800(5000) кВт (тыс. ккал/ч).

Бромисто-литиевые АХМ применяют в системах кондиционирования, а также на коксохимических заводах для охлаждения коксового газа перед газодувкой, на заводах резинотехнической, шинной и резиноасбестовой промышленности для отвода теплоты от технологических объектов. Особенно перспективно применение АХМ для охлаждения оборотной технологической воды, потребность в которой на химических предприятиях возрастает.

Элементы абсорбционных холодильных машин. Средн разнообразного теплообменного оборудования АХМ наиболее специфичны по конструктивному оформлению, что определяется разнообразием греющих источников как по виду теплоносителя (пар, горячая вода, дымовые газы), так и по его параметрам.

Генераторы водоаммиачных АХМ по конструкции разделяют на вертикальные и горизонтальные кожухотрубчатые, элементные и двухтрубные, по принципу действия — на пленочные и затопленные. Вертикальные пленочные генераторы применяют в крупных АХМ ввиду их малой металло- и растворемкости, малой занимаемой площади. При использовании в генераторе в качестве греющей среды дымовых газов чаще всего применяют горизонтальные кожухотрубчатые аппараты затопленного типа.

На рис. 9.20 показана конструкция генератора, обогреваемого теплотой отходящих дымовых газов [90, 92]. Горизонтальная часть аппарата: котел с дымогарными трубами диаметром 45×3 мм и двумя коробами — передним и задним, футерованными огнеупорным кирпичом. Газы из топки с температурой около 650°C проходят внутри труб, охлаждаются до температуры 200°C и через задний короб направляются в дымосос. В среднюю часть вертикально расположенной ректификационной колонны поступает крепкий раствор. Образующийся пар проходит через тарелки колонны и ректифицируется, его концентрация повышается. Жидкость стекает вниз по насыпной насадке и в виде слабого раствора отводится через нижний штуцер. Уровень раствора автоматически поддерживается выше верхнего ряда дымогарных труб. Аппарат имеет защитную автоматику, прекращающую выход слабого раствора в случае остановки водоаммиачного насоса.

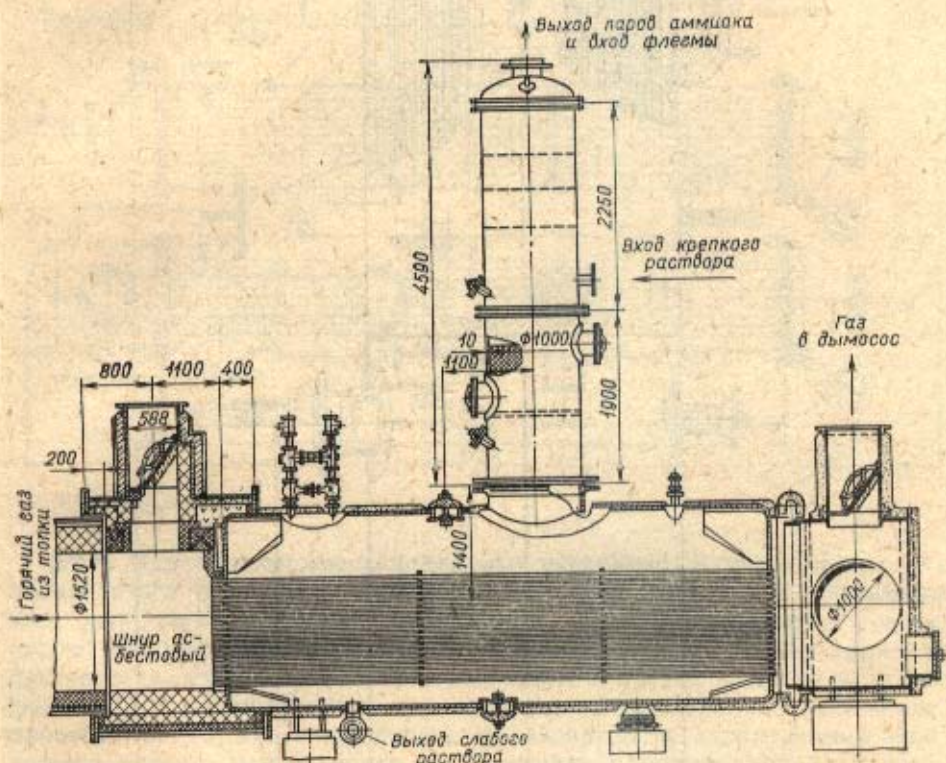


Рис. 9.20. Генератор абсорбционной холодильной машины

Абсорберы АХМ по принципу действия и конструкции классифицируются аналогично генераторам. Абсорберы, пленочного типа используют в низкотемпературных установках в основном с горизонтальным расположением элементов.

В вертикальных абсорберах важно обеспечить высокую плотность орошения. На рис. 9.21 показана конструкция вертикального кожухотрубного пленочного абсорбера [90]. Слабый раствор подается в межтрубное пространство на распределительную решетку 1, через которую проходят трубы абсорбера 2. В отверстиях по образующей вырезаны направляющие канавки, через которые слабый раствор пленкой стекает по наружной поверхности труб. Пары аммиака подводятся в середине корпуса в межтрубное пространство и поглощаются раствором. По трубкам теплообменника проходит охлаждающая вода, которая отводит теплоту, выделяющуюся в процессе адсорбции аммиака раствором. При переполнении раствором пространства над решеткой избыток его сливается в нижнюю часть абсорбера через переливные трубы 3.

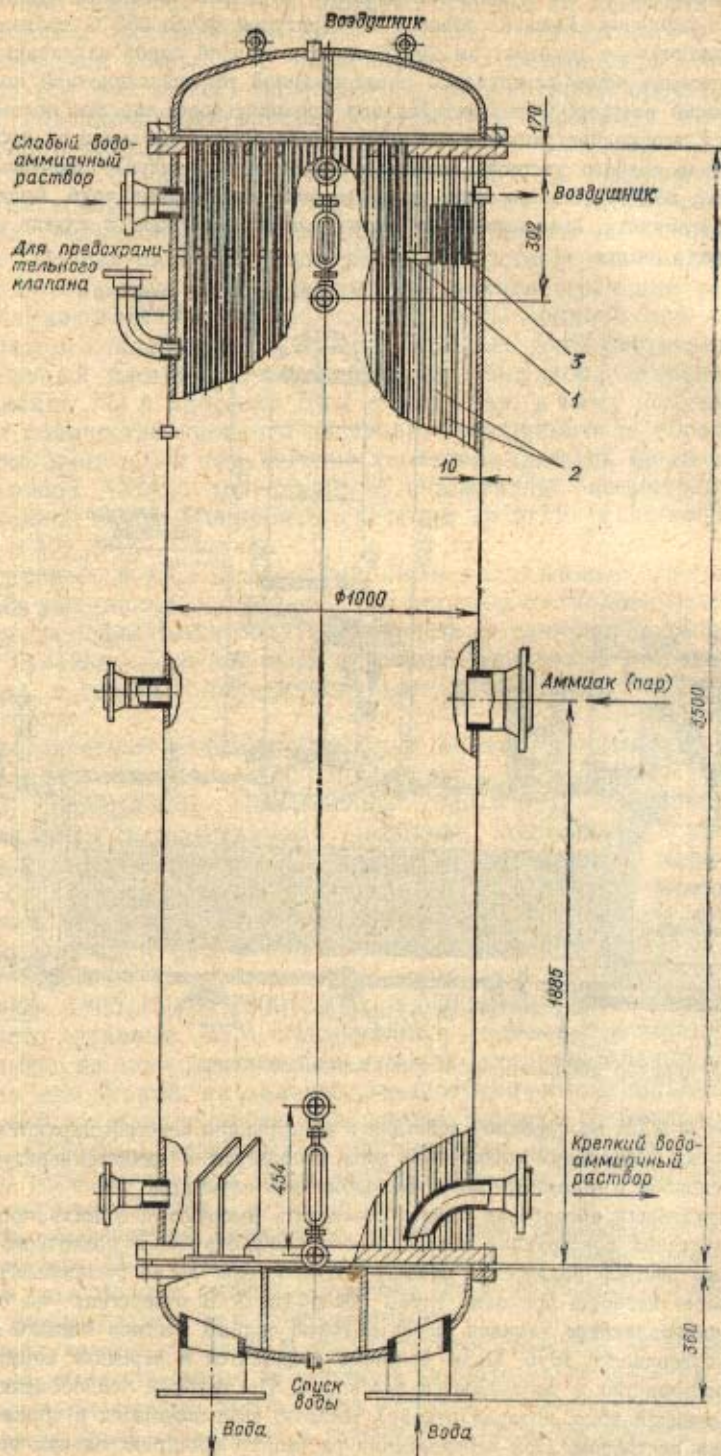


Рис. 9.21. Вертикальный кожухотрубный абсорбер

Дефлегматор — аппарат для окончательной отгонки аммиака от паров воды и для образования флегмы — чаще всего выполняют в виде кожухотрубчатого элементного теплообменника. Дефлегматор (рис. 9.22) состоит из двух элементов, последовательно соединенных по пару и по воде [90, 92]. Нижний элемент, в который поступает пар из генератора, имеет водяную рубашку для выравнивания температуры в обечайке и трубах. Охлаждающая вода входит в трубы верхнего элемента, затем проходит по трубам нижнего элемента и после этого — в водяную рубашку. Образующаяся флегма стекает из верхнего элемента в нижний, а затем на верхние тарелки генератора.

Теплообменники АХМ изготовляют из материалов, применяемых для аппаратов аммиачных компрессионных холодильных машин.

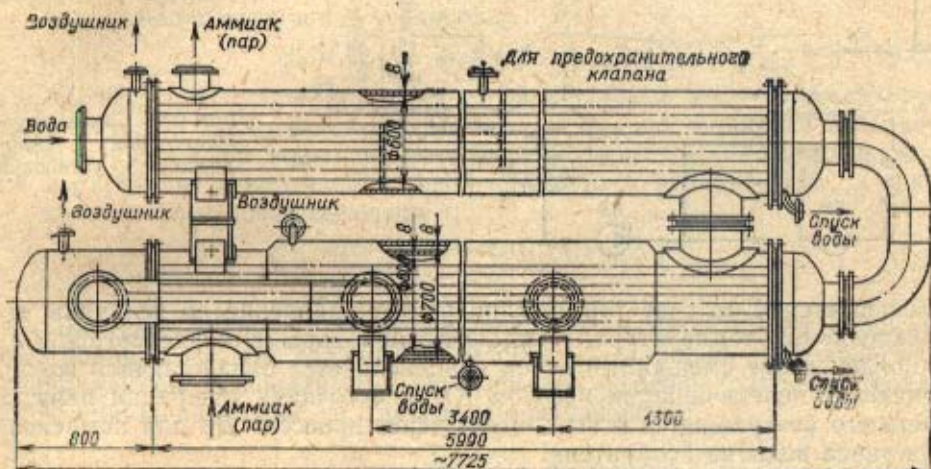


Рис. 9.22. Дефлегматор

9.2.3. Пароэжекторные холодильные установки. В холодильных установках этого типа для получения холода, так же как и в абсорбционных, используется теплота, подводимая преимущественно с водяным паром. Рабочим телом пароэжекторных холодильных машин также является вода, хотя возможно использование и других веществ, например фреона [71]. Преимущества пароэжекторных холодильных установок — простота устройства, надежность и безопасность эксплуатации — позволяют широко использовать их в технике кондиционирования воздуха, для поддержания низких температур во взрывоопасных помещениях, для охлаждения технологической воды и растворов на промышленных предприятиях. Поскольку в качестве рабочего тела в пароэжекторных установках используется вода, температурный уровень производства холода определяется диапазоном $t_0 = +5 \div +15^\circ\text{C}$. Целесообразность использования пароэжекторных холодильных установок определяется возможностью утилизации вторичных энергоресурсов в виде пара, а также пара из отборов теплофикационных турбин, особенно в летнее время, когда отборы не загружены отпуском теплоты на отопление.

Схема пароэжекторной холодильной установки показана на рис. 9.23. Установка имеет следующие основные узлы: главный эжектор ГЭ с конденсатором ГК и испарителем И, вспомогательные эжекторы ВЭ с конденсаторами ВК, теплообменник нагрузки ТН и насосы ВН и КН. Вода, нагретая в теплообменнике нагрузки ТН вследствие подвода теплоты от охлаждаемого объекта, поступает через разбрызгивающее устройство в испаритель И, где вскипает и охлаждается до температуры

t_0 , соответствующей давлению в испарителе p_n . Охлажденная вода из нижней части испарителя насосом $ВН$ снова подается в теплообменник нагрузки. Часть воды в виде пара уносится через верхнюю горловину испарителя.

Понижение давления в испарителе создается главным эжектором $ГЭ$ путем инжекции паров из испарителя струей пара, выходящего из рабочего сопла эжектора. В камере смешения главного эжектора рабочий поток из сопла и инжектируемый поток смешиваются и направляются в диффузор, где кинетическая энергия смешанного потока

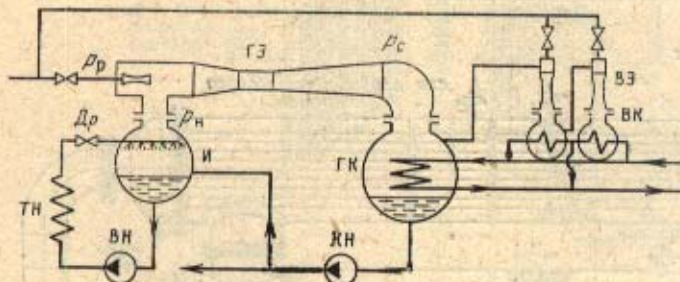


Рис. 9.23. Схема пароэжекторной холодильной установки

уменьшается и за счет торможения растет давление до величины p_c , определяемой температурой охлаждающей воды в конденсаторе $ГК$. В конденсаторе смешанный поток конденсируется охлаждающей водой, конденсат перекачивается насосом $КН$ к источнику генерации пара, а часть его возвращается в испаритель через дроссель $Др$ для компенсации уноса воды из испарителя.

Основные элементы установки работают под вакуумом, однако часто через неплотности соединений воздух проникает из атмосферы. Поэтому для обеспечения рабочих параметров необходимо воздух непрерывно из установки отводить. Это обеспечивается двумя паровоздушными вспомогательными эжекторами $ВЭ$. Первый из них откачивает воздух из главного конденсатора и создает на выходе из диффузора некоторое промежуточное давление. Второй вспомогательный эжектор транспортирует паровоздушную смесь из конденсатора первого эжектора, создавая на выходе давление, примерно равное атмосферному. Конденсаторы главного и вспомогательных эжекторов охлаждаются циркуляционной водой из магистрали.

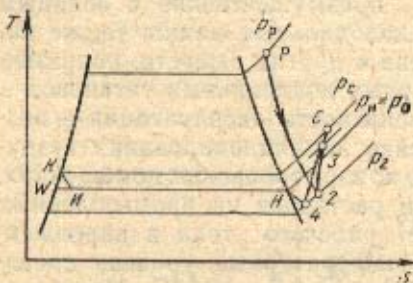


Рис. 9.24. Изображение процессов в пароэжекторной установке на T, S -диаграмме

рабочего пара в сопле, соответствующий политропе $P-2$, происходит в диапазоне давлений p_p-p_2 . Инжектируемый поток в состоянии H выходит из испарителя, далее его давление вначале падает до значения p_2 , определяемого давлением на срезе сопла, затем при смешении и частичном торможении потоков их давление растет до значения p_1 и далее в диффузоре — до значения p_c .

В конденсаторе пар охлаждается и конденсируется, часть его в состоянии K дросселируется и направляется в испаритель при давлении

p_0 (точка И). Охлажденная вода в состоянии W подается в теплообменник нагрузки TH , а пар в состоянии H отводится в главный эжектор.

Работа парозежекторной установки и ее элементов характеризуется следующими основными показателями:

коэффициентом инжекции, представляющим собой отношение массового расхода инжектируемого пара к расходу рабочего пара:

$$u = G_n / G_p; \quad (9.59)$$

степенью повышения давления в диффузоре эжектора, т. е. отношением давлений смешанного и инжектируемого потоков p_c / p_n ;

холодильной мощностью установки

$$Q_0 = G_n (h_n - h_0) = G_n (h_n - h_k), \quad (9.60)$$

где G_n , G_p — соответственно расходы охлаждаемой воды и инжектируемого пара; h_n , h_0 , h_n и h_k — энтальпии воды, поступающей в испаритель; охлажденной воды, отводимой от испарителя; пара, отводимого из испарителя, и конденсата, возвращаемого в испаритель;

холодильным коэффициентом

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{Q_p} = \frac{G_n (h_n - h_k)}{G_p (h_p - h_k)} = \frac{h_n - h_k}{h_p - h_k} u. \quad (9.61)$$

При проектировании установки большое значение имеют характерные размеры сечений главного эжектора: f_3 — площадь поперечного сечения камеры смешения; f_{p^*} — критическое сечение рабочего сопла; f_{p1} — сечение на выходе из сопла и их соотношения

$$\left. \begin{array}{l} f_3 / f_{p^*} \\ f_{p1} / f_{p^*} \end{array} \right\} \quad (9.62)$$

Методика расчета парозежекторной холодильной установки и основных ее элементов составлена по материалам и исследованиям, приведенным в [71, 90].

При расчете установки обычно заданы: холодильная мощность Q_0 , расчетная температура испарения t_0 , температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор и выходе из него $t_{в1}$ и $t_{в2}$, параметры рабочего пара p_p , t_p , v_p . Последовательность расчета:

1. Задаваясь значениями $\Delta t_{кн}$, $\Delta t_{тн}$, определяют температуру конденсации $t_n = t_{н2} + \Delta t_{кн}$ и $t_n = t_0 + \Delta t_{тн}$, находят значения давлений и энтальпий в характерных точках процессов и строят процессы в T, s -диаграмме.

2. Находят расход воды, подаваемой потребителю:

$$G_0 = Q_0 / (h_n - h_0). \quad (9.63)$$

3. Из теплового баланса испарителя [уравнение (9.60)] определяют расход инжектируемого пара:

$$G_n = \frac{G_0 (h_n - h_0)}{(h_n - h_k)}. \quad (9.64)$$

4. Коэффициент инжекции u согласно рекомендациям [71] оценивают по формуле

$$u = \frac{K_1}{K_2} \frac{a_{p^*}}{a_{c^*}} \frac{\lambda_{p,к}}{\lambda_{c,к}} - 1, \quad (9.65)$$

где K_1 и K_2 — коэффициенты, составленные из коэффициентов скорости, определяющих степень приближения реального процесса истечения к идеальному:

$$K_1 = \varphi_1 \varphi_2 \varphi_3; \quad (9.66)$$

здесь $\varphi, \varphi_2, \varphi_3$ — соответственно коэффициенты скорости рабочего сопла, камеры смешения и диффузора;

$$K_a = \frac{1}{\lambda_{с.п}} \left[1 + \frac{\varphi_a^2}{K_c} \left(1 - \frac{\pi_{с.п}}{\pi_{с.*}} \right) \right]; \quad (9.67)$$

a — скорость звука; индекс «р» — относится к рабочему, «с» — к смешанному и «к» — к инжектируемому потокам; * соответствует критическому режиму; λ — приведенная адиабатная скорость газа, равная отношению скорости газа к критической; π — приведенное относительное давление, равное отношению давления в произвольном сечении к давлению в критическом сечении. Между величинами λ и π , а также другими газодинамическими функциями существуют аналитические зависимости, представляемые обычно в виде таблиц или графиков [71]. Двойные индексы соответствуют отношениям

$$\pi_{с.п} = p_{п}/p_{с}; \quad \pi_{р.п} = p_{п}/p_{р}; \\ \lambda_{р.п} = f(\pi_{р.п}) \quad \text{и} \quad \lambda_{с.п} = f(\pi_{с.п}).$$

Коэффициент инжекции может быть найден по формуле (9.65) или выбран с учетом рекомендаций [71].

5. Определяют расход рабочего пара на главный эжектор:

$$G_p = G_n/u. \quad (9.68)$$

6. Определяют расход пара через конденсатор *:

$$G_n = G_p + G_k. \quad (9.69)$$

7. Определяют энтальпию пара, поступающего в конденсатор:

$$h_c = \frac{h_p + u h_n}{1 + u}. \quad (9.70)$$

8. Находят тепловую нагрузку конденсатора:

$$Q_n = G_n (h_c - h_n). \quad (9.71)$$

9. Определяют расход охлаждающей воды через главный конденсатор:

$$G_{в.к} = \frac{Q_n}{t_{в2} - t_{в1}}. \quad (9.72)$$

10. По аналогичным формулам (п. 6—9) рассчитывают характеристики вспомогательного оборудования, эжекторов и конденсатора.

11. Составляют тепловой баланс парозежекторной установки:

$$Q_0 + Q_p = Q_n + Q_n^{всп}, \quad (9.73)$$

где $Q_n^{всп}$ — тепловая нагрузка конденсаторов вспомогательного оборудования.

12. Находят холодильный коэффициент установки:

$$\varepsilon = Q_0/Q_p. \quad (9.74)$$

9.3. Тепловые насосы

Использование теплонасосных установок в народном хозяйстве — одно из важных направлений исследований и разработок в области сбережения энергии. С помощью тепловых насосов осуществляется использование низкопотенциальных (т. е. нагретых всего до 20—50 °С) тепловых отходов. Общая установленная мощность теплонасосных установок (ТНУ) в мире пока не превышает 100 МВт; однако предпола-

* Значение G_n должно быть определено с учетом расхода пара, отсасываемого вспомогательным эжектором.

гается, что к 2000 году она возрастет более чем в 1000 раз. В СССР используется несколько ТНУ общей мощностью около 1 МВт. Многочисленные отечественные и зарубежные публикации свидетельствуют о том, что в ТНУ наибольшее применение находят парокompрессионные установки, работающие на фреонах.

В настоящее время ТНУ с целью утилизации низкопотенциальной теплоты разрабатываются и совершенствуются в двух направлениях.

1. Для централизованного теплоснабжения проектируются крупные теплонасосные станции (ТНС), включающие парокompрессионные ТНУ и водогрейные котлы. Электрическая мощность ТНУ на таких станциях достигает 20—30 МВт, тепловая мощность 400—450 гДж/ч. При сравнении с традиционными котельными экономия топлива на таких ТНС составляет 20—30%. Существенно снижается загрязнение воздушного бассейна. В институте ВНИПИэнергопром (Всесоюзный научно-исследовательский проектный институт энергетической промышленности) закончена разработка технико-экономического обоснования двух крупных ТНС: Ново-Курьяновской и Люберецкой станции аэрации. По расчетам годовая экономия условного топлива в первой составит 39 тыс. т, во второй — 7 тыс. т.

2. Для децентрализованного теплоснабжения целесообразно использовать парокompрессионные ТНУ малой мощности и термоэлектрические полупроводниковые тепловые насосы (ТПТН). Децентрализованное теплоснабжение характеризуется высокими удельными расходами топлива, капитальными вложениями и трудовыми затратами. Более половины добываемого в стране топлива расходуется на теплоснабжение и низкотемпературные процессы в промышленности и сельском хозяйстве. Поэтому рационализация теплоснабжения децентрализованного потребителя существенно влияет на экономию топливно-энергетических ресурсов. Опыт эксплуатации таких установок в Грузии показывает, что экономия топлива в них по сравнению с мелкими котельными составляет 10—20%.

Рассмотрим на примерах основные схемы использования ТНУ и их показатели.

Применение ТНУ в открытых системах теплоснабжения позволяет получать существенную экономию топлива. На схеме рис. 9.25 показана принципиальная схема ТНУ для открытой системы теплоснабжения [87]. Теплонасосная установка, состоящая из испарителя 1, компрессора 2, конденсатора 3, переохладителя 4 и дросселя 5, предназначена для подогрева сетевой воды от температуры t_1 до $t_{\text{ТНУ}}$. Окончательный нагрев сетевой воды до температуры t_2 осуществляется в пиковой водогрейной котельной 8. Подпиточная вода нагревается в переохладителе 4, проходит химводоочистку 6 и деаэрацию в деаэраторе 7 и смешивается с водой из обратной линии.

Из графика на рис. 9.26 [87] видна экономия топлива, получаемая при использовании ТНС. Величина ΔB определяется как разность рас-

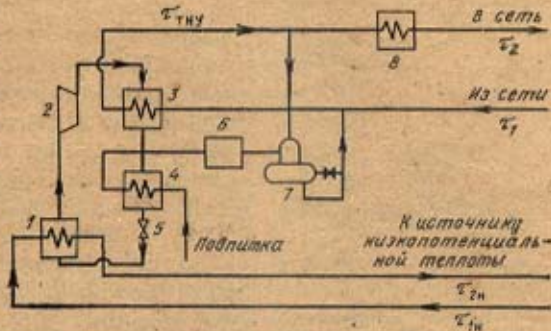


Рис. 9.25. Принципиальная схема ТНУ для открытой системы теплоснабжения

ходов топлива котельной (B_k) и ТНС ($B_{ТНС}$) при одинаковой тепловой нагрузке потребителя. Значения ΔB , %, отнесенные к расходу топлива котельной, представлены на графике в зависимости от температуры, до которой сетевая вода нагревается в конденсаторах ТНУ ($t_{ТНУ\text{ макс}}$). Расчеты ΔB проводились применительно к крупным установкам с годовым производством теплоты 4,19 млн. гДж и расчетной тепловой нагрузкой около 350 МДж/с.

Влияние $t_{ТНУ\text{ макс}}$ на экономию топлива зависит от КПД замещающей котельной η_k . При $\eta_k=0,77$ и $\eta_k=0,79$ экономия топлива с ростом $t_{ТНУ\text{ макс}}$ заметно возрастает, а при $\eta_k=0,84$ в диапазоне $t_{ТНУ\text{ макс}} = 70 \div 95^\circ\text{C}$ значение ΔB практически не изменяется.

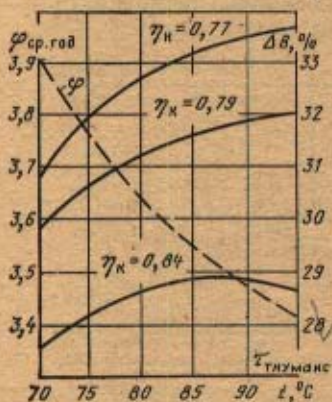


Рис. 9.26. Экономия топлива при использовании ТНС

Значения коэффициента преобразования $\Phi_{\text{ср.год}}$ в зависимости от $t_{ТНУ\text{ макс}}$ определяются штриховой кривой на рис. 9.26.

Анализ показателей использования ТНС для нужд централизованного отопления показывает, что при температуре источника низкопотенциальной воды более 10°C использование ТНС обеспечивает экономию топлива около 20 %. К источникам такой воды относятся как подземные геотермальные воды, так и очищенная сбросная вода крупных городских станций аэрации или охлаждающая вода на промышленных предприятиях.

На базе ТНУ создаются также комплексные установки теплоснабжения зданий. Установка, схема которой показана на рис. 9.27,

созданная в Грузинском политехническом институте им. В. И. Ленина, обеспечивает зимнее отопление и летнее охлаждение зданий [13]. В зимнем режиме вода низкого потенциала (морская, речная или из промышленных стоков) насосом H прокачивается через испаритель ТНУ ($И$), охлаждается на $5-8^\circ\text{C}$, а образующиеся пары фреона-12 сжимаются в компрессоре $КМ$ и далее направляются в конденсатор $КН$, где нагревают сетевую воду до $50-60^\circ\text{C}$. Нагретая циркуляционным насосом $ЦН$ сетевая вода проходит через калориферы кондицио-

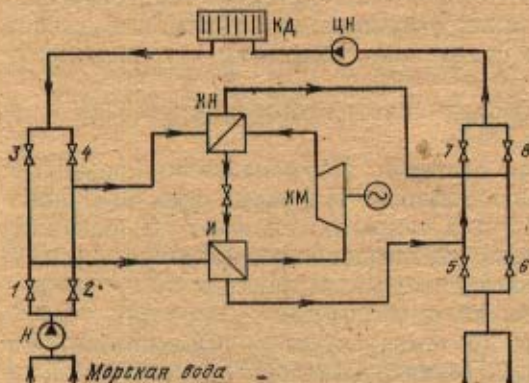


Рис. 9.27. Теплоснабжающая установка, работающая по комбинированной схеме

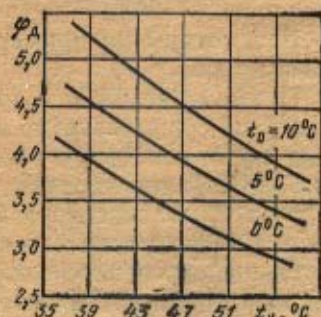


Рис. 9.28. Зависимость коэффициента преобразования Φ_d от температур испарения и конденсации

нара КД, нагревая воздух помещения. Охлажденная сетевая вода при температуре около 40°C поступает в конденсатор, и цикл повторяется. В этом режиме задвижки 1, 5, 4, 8 открыты, задвижки 2, 6, 3, 7 закрыты. В летнем режиме вода, используемая в кондиционерах, охлаждается в испарителе, а вода низкого потенциала подается в конденсатор для отвода теплоты от хладагента. Задвижки 2, 6, 3, 7 открыты, задвижки 1, 5, 4, 8 закрыты.

Установки подобного типа используют в санаториях и торговых центрах на Черноморском побережье Кавказа. В качестве теплового насоса использованы серийные холодильные машины ХМ-Ф-У80, работающие на фреоне-12.

Таблица 9.3. Типоразмеры ТНУ на базе серийных холодильных машин

Тип теплового насоса	Режим работы, °С		Тепловая мощность, МВт	Потребляемая мощность, кВт	Базовая холодильная машина
	t_0	$t_{\text{ж}}$			
ТН-2,5	5	70	3,1	750	ТХМВ-2000
ТН-5,0	5	70	5,8	1500	ТХМВ-4000
ТН-10/1	5	85	11,6	3500	АТП5-5,3
ТН-10/2	20	85	11,6	3200	ТХМВ-8000
ТН-25	20	85	29,0	8100	АТП5-5,3

На рис. 9.28 показана зависимость коэффициента преобразования ϕ_d при различных режимах работы системы теплохладоснабжения. Среднее значение величины ϕ за отопительный сезон составляет около 4.

В настоящее время во ВНИПИэнергопроме разрабатываются технические проекты на сооружение ряда теплонасосных установок для промышленных предприятий Москвы.

Перспективный ряд типоразмеров парокомпрессорных ТНУ для централизованного теплоснабжения, который планируется создать на базе серийно выпускаемых холодильных машин, представлен в табл. 9.3 [87]. Рабочее тело в установках — фреон-12.

9.4. Трансформация пара низкого давления

Использование водяного пара низкого давления является одним из направлений реализации низкопотенциальных вторичных энергоресурсов. Особенно актуальна эта задача для металлургических предприятий, где в системах испарительного охлаждения печей получают большие количества пара с давлением 0,12—0,47 МПа. По данным некоторых металлургических заводов в доменном, сталеплавильном и прокатном производствах расход пара с такими параметрами достигает 10—80 т/ч. Вместе с тем непосредственное использование пара низкого давления ограничено.

Более полное использование пара от систем испарительного охлаждения теплотехнологических объектов целесообразно путем его компримирования до давлений 0,6—1,5 МПа, что может быть достигнуто с помощью пароструйных или механических компрессоров. Использование струйных компрессоров для повышения давления пара рассмотрено в [47, 70]. Одним из недостатков этого способа является необходимость расхода пара высокого давления. Использование механических компрессоров (турбокомпрессоров) возможно в зависимости от конкретных условий предприятий по одной из схем, представленных на рис. 9.29.

В варианте рис. 9.29,а повышение давления пара осуществляется турбокомпрессором, приводимым в действие от электродвигателя. В варианте рис. 9.29,б для привода турбокомпрессора используется паровая турбина, работающая на том же паре низкого давления. Такая схема получила название установки с расщепительной трансформацией теплоты [47]. Один из вариантов этой схемы — с повысительной трансформацией теплоты — осуществляется при использовании в турбине пара более высокого потенциала $p_0 > p_2$. Целесообразнее всего в этом случае работа турбины с противодавлением, равным p_2 .

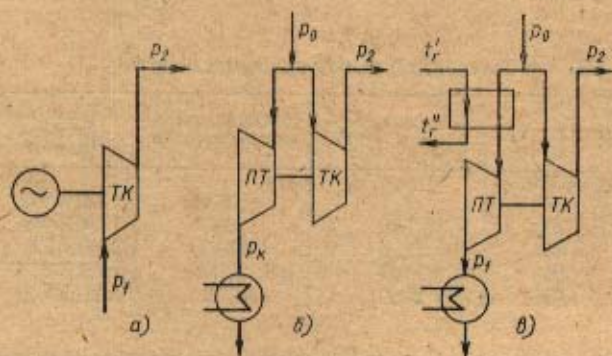


Рис. 9.29. Различные схемы использования турбокомпрессора для трансформации пара низкого давления

В варианте рис. 9.29,в пар низкого давления перед поступлением в турбину перегревается в теплообменнике отходящими газами технологического агрегата. Использование отходящих газов с температурой $t_r \approx 300 \div 400^\circ\text{C}$ позволяет уменьшить расход пара на привод турбокомпрессора.

В 1981 г. кафедрой промышленных теплоэнергетических систем (ПТС) МЭИ было проведено исследование энергетических показателей приведенных выше схем. Проводилось сравнение по удельной экономии условного топлива на 1 Гкал теплоты, получаемой потребителем. Для принятых давлений на входе в турбокомпрессор $p_1 = 0,15$ МПа и на выходе $p_2 = 1$ МПа, при поступлении электроэнергии от КЭС и при условии замещения пара, вырабатываемого котельной, удельная экономия условного топлива ΔB составила 72,4; 71,2 и 84,8 кг на 1 Гкал/ч соответственно для вариантов схем рис. 9.29,а—в. Приведенные показатели соответствуют КПД турбокомпрессора $\eta_{oi} = 0,85$ и удельному расходу топлива на КЭС 340 г/(кВт·ч).

Была проведена также предварительная оценка возможности использования для повышения давления пара низкого давления первых цилиндров газовых компрессоров К-380-103-1 и К-380-121-1, выпускаемых Невским заводом им. В. И. Ленина, с соответствующим их переоборудованием.

Контрольные вопросы

1. Что общего и какие различия в принципах работы холодильной установки и теплового насоса?
2. В чем различие холодильного коэффициента и КПД холодильной установки; в чем преимущества КПД?
3. Назовите основные принципы выбора хладагентов холодильных установок.
4. Каковы области преимущественного применения газовых холодильных установок?

5. Что дает регенерация в холодильных установках?
6. В чем основные преимущества абсорбционных и парожеткторных установок перед парокомпрессионными?
7. Может ли вихревая труба работать при полном отсутствии «горячего» потока?
8. Каковы перспективы применения теплонасосных установок в промышленности?
9. Поясните схему функционирования комбинированной теплонасосной установки в зимнем и летнем режимах.
10. Каковы энергетические показатели применения турбокомпрессоров для повышения давления пара?

Глава десятая

ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫХ УСТАНОВОК

10.1. Оборудование для перемещения жидкостей

Внутри производственных цехов широко применяют транспортировку жидкостей по трубам как самотеком, так и под давлением. Если жидкость удаляют из аппарата самотеком через нижний штуцер, расположенный в днище, то время опорожнения рассчитывают по формуле [75]

$$\tau = \frac{2F\sqrt{H}}{\varphi_p f \sqrt{2g}}, \quad (10.1)$$

где τ — время опорожнения сосуда; F — площадь поперечного сечения сосуда; H — высота столба жидкости в исходный момент; f — площадь отверстия сливного штуцера; φ_p — коэффициент расхода, равный $\varphi_p = 0,62 \rightarrow 0,63$; g — ускорение силы тяжести.

Для перемещения жидкости из железнодорожных цистерн в хранилища или из одного аппарата в другой применяют сифоны, работающие под разрежением (рис. 10.1,а). Система может работать лишь в том случае, когда вакуум в приемном сосуде создает противодавление, превышающее гидростатическое давление жидкости и сопротивление трубопровода (сифона).

В некоторых случаях транспорт жидкости осуществляется выдавливанием ее с помощью сжатого воздуха давлением около 0,3 МПа, поступающего из ресивера компрессора в сосуд, имеющий давяльную трубу, опущенную до самого днища сосуда.

Для транспортировки суспензий и кристаллизующихся растворов применяют газлифтные (эрлифтные) подъемники (рис. 10.1,б). Принцип работы газлифта заключается в том, что сжатый газ (воздух или азот) подают по трубопроводу в смеситель, расположенный в нижней части сосуда или колодца. В смесителе газовый поток образует пузырьки, которые при всплытии увлекают за собой жидкость и поднимают ее по трубе до сливной коробки. Здесь газ удаляется через выпускную трубу, а жидкость по трубопроводу сливается в приемный сосуд.

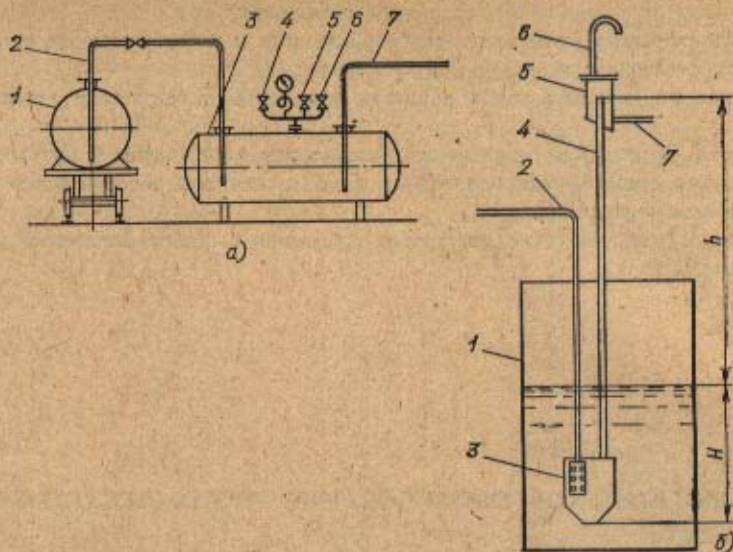


Рис. 10.1. Схемы устройств для перемещения жидкостей:

a — сифонное устройство: 1 — железнодорожная цистерна; 2 — сифон; 3 — приемный сосуд; 4 — трубопровод от вакуум-насоса; 5 — трубопровод сжатого воздуха; 6 — воздушня; 7 — давящая труба для разгрузки сосуда; *b* — газлифтное устройство: 1 — сосуд (колодец); 2 — трубопровод сжатого воздуха; 3 — смеситель; 4 — газлифтная труба; 5 — сливная коробка; 6 — воздушня; 7 — трубопровод для слива жидкости

Для работы газлифта необходимо соблюдать условие

$$H + h/N \leq \rho_{ж}/\rho_{см}. \quad (10.2)$$

Расход воздуха для подъема жидкости на заданную высоту h определяется по формуле [17]

$$V = \frac{\rho_{ж} V_{ж} h}{\eta p_1 \ln p_k/p_n}, \quad (10.3)$$

где $V_{ж}$ — объемный расход поднимаемой жидкости; h — высота подъема жидкости; H — глубина погружения газлифтного смесителя в жидкость; $\rho_{ж}$, $\rho_{см}$ — плотности жидкости и газожидкостной эмульсии в подъемной трубе; p_1 — внешнее давление; p_n , p_k — начальное и конечное абсолютные давления газа, поступающего в смеситель газлифта из компрессора; η — коэффициент, зависящий от глубины погружения газлифта, принимается в пределах от 0,4 до 0,7.

10.2. Оборудование для разделения неоднородных жидкостей

Отстойники (рис. 10.2) применяют для разделения суспензий, состоящих из жидкости и мелких нерастворимых частиц. Разделение суспензий отстаиванием происходит под действием гравитационных сил при различии плотностей взвешенных частиц и жидкости. Если плотность нерастворимых частиц превышает плотность жидкости, то частицы осаждаются на днище отстойника, образуя плотный слой осадка, а осветленная жидкость сливается в кольцевой желоб. Полученный слой осадка с помощью скребковой мешалки выгружается через штуцер, расположенный в конусном днище отстойника.

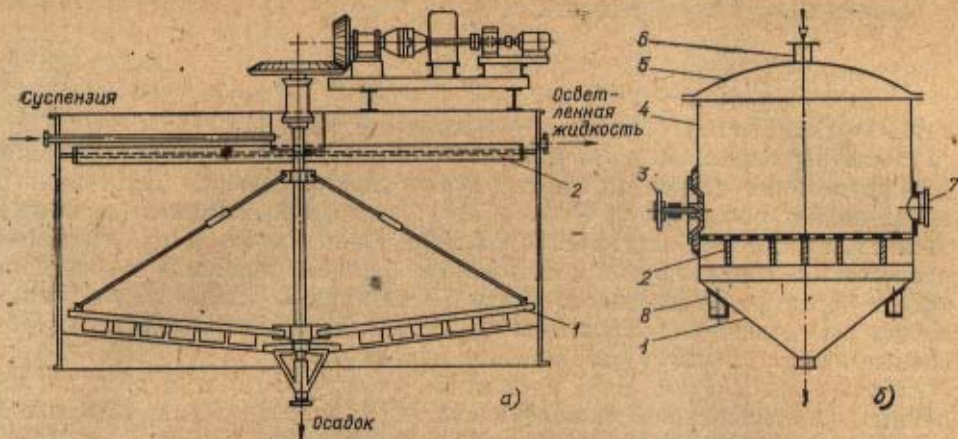


Рис. 10.2. Оборудование для разделения неоднородных жидкостей:
 а — отстойник непрерывного действия: 1 — мешалка; 2 — кольцевой желоб; б — втуч-фильтр: 1 — конусное днище; 2 — опорная решетка; 3 — лаз; 4 — корпус; 5 — крышка; 6 — загрузочный штуцер; 7 — люк для разгрузки; 8 — опоры

Скорость осаждения частиц определяют по формуле

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{4}{3} \frac{(\rho_{ч} - \rho_{ж}) d g}{\rho_{ж} \xi}}, \quad (10.4)$$

где $\rho_{ч}$ — плотность частиц; d — диаметр частиц, м; ξ — коэффициент сопротивления среды. При ламинарном режиме осаждения частиц коэффициент сопротивления равен $\xi = 24/Re$, а при турбулентном $\xi = 0,44$.

Время осаждения частиц определяют из соотношения

$$\tau = H/\omega_0.$$

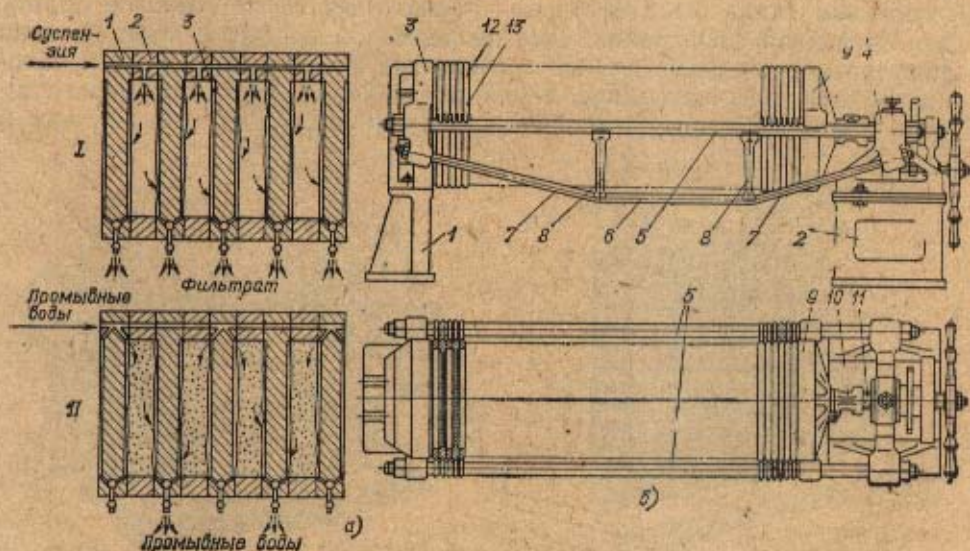


Рис. 10.3. Фильтр-пресс:
 а — схема работы фильтр-пресса: 1 — плита; 2 — рама; 3 — ткань; I — фильтрация; II — промывка; б — общий вид фильтр-пресса: 1, 2 — опорные станины; 3 — упорная плита; 4 — головка; 5 — балки; 6, 7 — стяжки; 8 — стойки; 9 — зажимная плита; 10 — ступица; 11 — винт; 12 — фильтрующие плиты; 13 — рама

Объемный расход жидкости, м³/с,

$$V = \frac{\pi D^2}{4\tau} H, \quad (10.5)$$

где D — диаметр отстойника; H — высота отстойника.

Фильтры периодического действия. *Нутч-фильтры* предназначены для разделения суспензии на твердую и жидкую фазы. Нутч-фильтр представляет собой сосуд (рис. 10.2,б) с перфорированным (ложным) днищем, на которое настиляется фильтровальная ткань. Под действием разрежения, создаваемого под ложным днищем, жидкость легко протекает через фильтровальную ткань (бельтинг), а осадок после достижения определенной толщины выгружается через боковой люк. Аналогичные аппараты могут работать под давлением.

Фильтр-пресс (рис. 10.3) состоит из комплекта плит и рам, разделенных фильтровальной тканью и сжатых с помощью гидравлической системы или зажимного устройства.

Суспензия в фильтр подается под давлением. При проходе через ткань жидкость освобождается от осадка и удаляется в боковой желоб. После окончания фильтрации осадок можно промыть водой или пропарить паром с целью полного удаления остатков фильтрата. Затем фильтр-пресс раскрывают и осадок с каждой рамы выгружают в нижний бункер.

Один фильтр-пресс может иметь до 50 комплектов рам и плит с общей площадью поверхности фильтрации 50 м².

Основным недостатком фильтр-прессов является тяжелый труд при обслуживании.

В последнее время выпускают фильтр-прессы с механизированной выгрузкой осадка. Внешний вид такого фильтр-пресса представлен на рис. 10.4,а. Этот фильтр имеет плиты и рамы, которые автоматически открываются и в которых фильтровальная ткань перемещается на один шаг с таким расчетом, чтобы полностью был удален осадок и очищенная ткань была повторно уложена на гофрированную плиту для очередной фильтрации. Для непрерывной работы и передвижения фильтровальная ткань в виде бесконечной ленты уложена на приводные ролики. Весь пакет плит и рам зажат между двумя опорными плитами, расположенными на вертикальных стойках. Для зажатия рам и

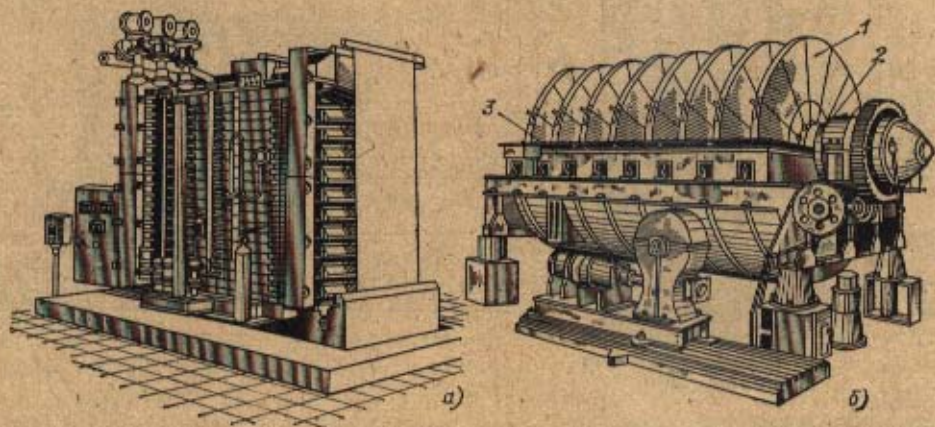


Рис. 10.4. Фильтры:

а — внешний вид фильтр-пресса типа ФПАК; б — дисковый вакуум-фильтр: 1 — диски; 2 — пустотелый вал; 3 — корыто

плит используют гидравлическое зажимное устройство, расположенное на нижнем основании.

Фильтры непрерывного действия. *Дисковый вакуум-фильтр* (рис. 10.4,б) состоит из ряда дисков 1, насаженных на пустотелый вал. На боковой поверхности дисков закрепляют секторы, обтянутые фильтровальной тканью. Вал с дисками медленно вращается в корыте с суспензией. Под разрежением фильтрат попадает в пустотелый вал и удаляется в приемную емкость. Осадок срезается ножами с поверхности дисков в желоб и удаляется шнековым устройством в выгрузочный бункер.

В производствах применяют ленточные, барабанные и другие фильтры, разработанные целевым назначением.

Центрифуги применяют для разделения неоднородных смесей, в которых под действием центробежной силы мелкие частицы осаждаются на сетке, а фильтрат, пройдя фильтровальную сетку, через перфорированный барабан удаляется в приемную емкость. Центрифуги выполняют в виде вертикальных и горизонтальных барабанов, вращающихся с большой частотой (500—1000 об/мин). Устройство центрифуг показано на рис. 10.5.

Для повышения скорости фильтрации барабан вращается с частотой n , тогда центробежная сила равна [60]

$$c = Grn^2/900,$$

где G — масса эмульсии, загруженной в барабан; r — радиус вращения; n — частота вращения барабана в минуту.

Отношение центробежной силы к массе суспензии называют *фактором разделения*, который равен

$$\frac{c}{G} = \frac{rn^2}{900} = \frac{Dn^2}{1800} = K_{ц}. \quad (10.6)$$

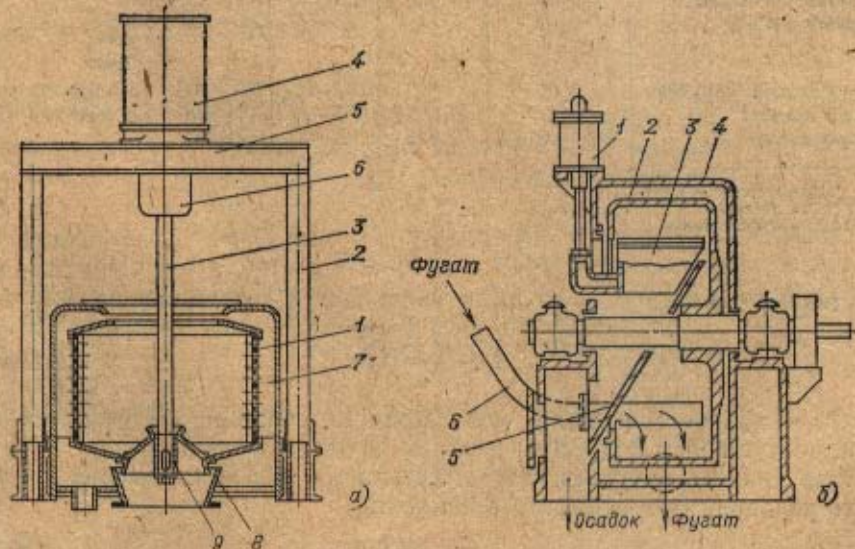


Рис. 10.5. Центрифуги:

a — подвесная центрифуга: 1 — ротор; 2 — стойка; 3 — вал-веретено; 4 — электродвигатель; 5 — опорные швеллеры; 6 — корпус шаровой опоры; 7 — верхняя часть кожуха; 8 — разгрузочная горловина; 9 — ступица барабана; *б* — центрифуга горизонтальная с ноженым съемом осадка: 1 — гидравлический цилиндр для подъема ножа; 2 — ротор; 3 — нож; 4 — кожух; 5 — приемный желоб; 6 — труба для подачи суспензии

Из формулы следует, что увеличение значения $K_{\text{ц}}$ можно получить повышением частоты вращения барабана и увеличением его диаметра. Однако увеличение диаметра барабана ограничено прочностными свойствами металла. Эффективная фильтрация чаще всего достигается за счет увеличения частоты вращения.

10.3. Пылеочистные устройства

Разделение газозвесей (обеспыливание газов) производят в циклонах, рукавных фильтрах, пенных аппаратах, электрофильтрах и других аппаратах. Техническая характеристика пылеуловителей приведена в табл. 10.1. Для разделения запыленных газовых потоков чаще всего применяют циклоны и батарейные циклоны. Принцип работы циклонов заключается в том, что запыленный поток со скоростью 15—25 м/с направляется по патрубку, расположенному тангенциально к корпусу циклона. В результате действия центробежных сил частицы пыли перемещаются к стенке корпуса, а затем, скользя по ней, падают на конусное днище. Газовый поток, совершая несколько оборотов, устремляется по центральному трубопроводу и удаляется по назначению (рис. 10.6).

Таблица 10.1. Техническая характеристика пылеуловителей

Пылеуловитель	Максимальное содержание пыли в газе $x_{\text{п}}$, кг/м ³	Размер улавливаемых частиц $d_{\text{ч}}$, мкм	Степень очистки η , %	Гидравлическое сопротивление Δp , Па	Максимальная температура газа на входе в аппарат $t_{\text{г}}$, °С
Пылесадительная камера	—	100	30—40	—	Не лимитируется
Жалюзийный пылеуловитель	0,02	25	60	500	400—500
Циклон	0,40	10	70—95	400—700	400
Батарейный циклон	0,10	10	85—90	500—800	400
Тканевый фильтр	0,02	1	98—99	500—2500	100* 130** 250***
Центробежный (скруббер)	0,05	2	85—95	400—800	Не лимитируется
Пенный аппарат	0,3	0,5	95—99	300—900	Не лимитируется
Электрофильтр	0,01—0,05	0,005	95—99	100—200	425

* Для шерсти и хлопка.

** Для лавсана.

*** Для стеклоткани.

Степень очистки газа от пыли выражается соотношением, %,

$$\eta = \frac{G_{\text{ул}}}{G_{\text{п}}} 100, \quad (10.7)$$

где $G_{\text{ул}}$ — количество пыли, уловленной в циклоне; $G_{\text{п}}$ — количество пыли, поступившей с газовым потоком за то же время.

Если принять скорость газового потока w и сопротивление циклона Δp , то условная скорость газа в циклоне

$$w_{\text{усл}} = \sqrt{2\Delta p / (\epsilon \rho_{\text{г}})}. \quad (10.8)$$

При выбранном диаметре циклона D находят секундную производительность

$$V = \pi D^2 w_{\text{усл}} / 4. \quad (10.9)$$

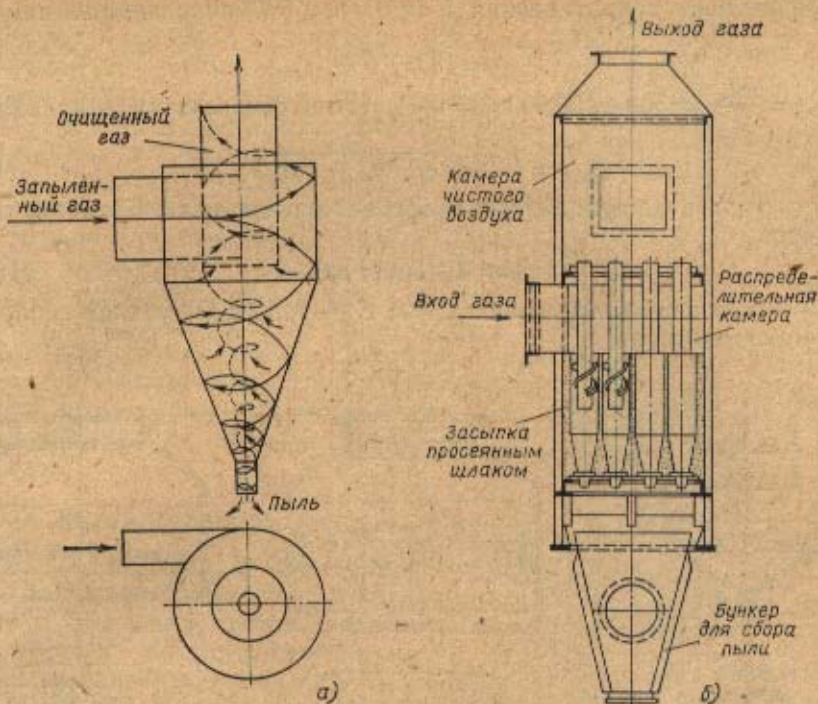


Рис. 10.6. Пылеочистное устройство:
 а — циклонный пылеуловитель; б — батарейный циклон

Батарейные циклоны предназначены для улавливания частиц размером до 50 мкм из сухих газов.

В одной цилиндрической или прямоугольной камере может находиться до 120 циклонных элементов.

10.4. Брызгоотделители

Качество пара, генерируемого выпарными аппаратами и испарителями, определяется количеством содержащейся в нем влаги в виде капель.

Механический унос капель с потоком пара связан с процессами разрыва оболочек паровых пузырьков, дробления жидкости и пенообразования. В зависимости от размера капель они могут падать на поверхность раздела фаз, а также витать или уноситься с потоком пара. Капли свободно выносятся потоком пара, когда скорость их движения ω_k выше скорости витания.

Для условий витания капель имеем уравнение [107]

$$\frac{\pi d_k}{6} (\rho_{ж} - \rho_{п}) g = \xi \left(\frac{\pi d_k^3}{4} \right) \left(\frac{\rho'' \omega_{вт}^2}{2} \right), \quad (10.10)$$

откуда

$$\omega_{вт} = \sqrt{\frac{4}{3} \frac{g d_k (\rho_{ж} - \rho_{п})}{\xi \rho_{п}}}, \quad (10.11)$$

где $\rho_{п}$ — плотность пара; d_k — диаметр капли.

Коэффициент сопротивления ξ при $Re \leq 500$ определяется по формуле

$$\xi = 18,5/Re^{0,6}.$$

При $Re = \frac{w d_k}{\nu} = 500 \div 150\,000$ $\xi = 0,44$, тогда скорость витания капель

$$w_{\text{вит}} = 1,74 \sqrt{g d_k (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}}/\rho_{\text{п}})}. \quad (10.12)$$

Скорость пара в сепарационном пространстве аппарата определяется по уравнению

$$w_{\text{п}} = W/(3600 F \rho_{\text{п}}), \quad (10.13)$$

где W — количество вторичного пара; F — площадь сечения сепарационного пространства.

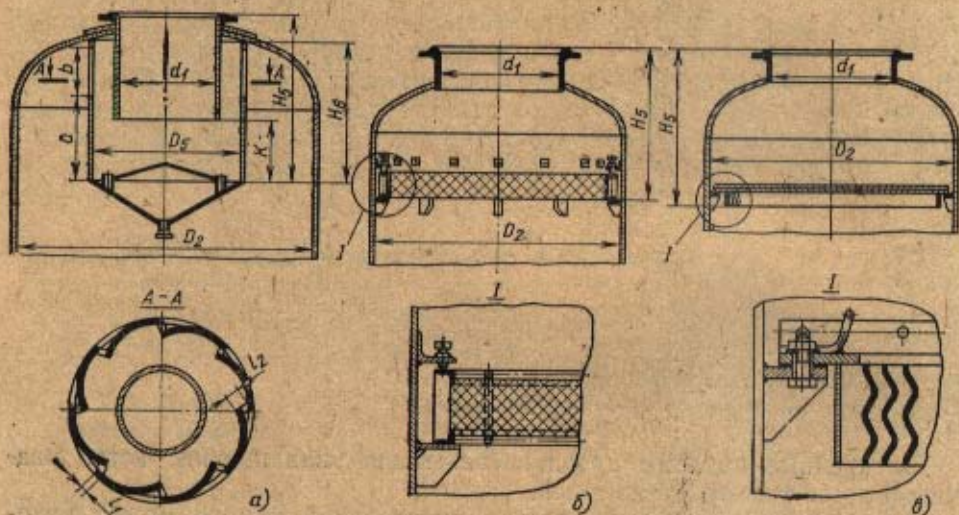


Рис. 10.7. Брызгоотделители:
а — циклонный; б — сетчатый; в — жалюзийный

Для нормальной работы выпарного аппарата должно соблюдаться условие

$$w_{\text{вит}} > w_{\text{п}}.$$

В целях избежания уноса капель с потоком вторичного пара высоту сепарационного пространства принимают не менее 1,5 м. Для уменьшения высоты сепарационного пространства применяют брызгоотделители, конструкция которых показана на рис. 10.7. Брызгоуловители располагают на выходе пара из аппарата.

Циклонные брызгоотделители применяют при выпаривании чистых, пенящихся, кристаллизующихся и загрязненных растворов. При выборе циклонных брызгоотделителей необходимо учитывать их сопротивление потоку пара и скорость пара в сепарационном пространстве аппарата. При давлении пара в аппарате, близком к атмосферному, скорость пара должна быть в пределах 1,5—3,5 м/с, а при вакууме скорость может достигать 7,0 м/с. Сопротивление циклонных брызгоотделителей составляет от 0,02 до 0,05 МПа.

Жалюзийные брызгоотделители применяют при выпаривании чистых и слабокристаллизующихся растворов, образующих на поверхностях легкосмываемые осадки. Для промывки таких брызгоотделителей обычно предусматривают промывочное устройство (форсунки).

Скорость парового потока при давлении 0,1 МПа по сечению сепаратора должна соответствовать 2—5 м/с, а при вакууме — от 4 до 8 м/с. Жалюзийные брызгоотделители обладают малым сопротивлением, которое не превышает 100 Па.

Сетчатые брызгоотделители применяют при выпаривании пенящихся чистых растворов, не образующих осадка. Рекомендуемые скорости пара (по сечению сепаратора) — от 1,5 до 5,0 м/с.

Сетчатые брызгоотделители набирают из сеток, укладываемых горизонтальными слоями на поддерживающую решетку. Сетки изготовляют из коррозионностойких материалов.

10.5. Барометрические конденсаторы

Барометрические конденсаторы применяют для конденсации пара и создания вакуума в выпарных, дистилляционных, разделительных и других установках.

Барометрический конденсатор со сливным устройством показан на рис. 10.8. Пар, поступающий через нижний штуцер навстречу каскадному потоку воды, конденсируется. Конденсат совместно с проточной водой удаляется через сливное устройство.

Расход воды, необходимой для работы конденсатора, определяют из уравнения теплового баланса [43]

$$D_{\text{п}} h'' + L c_{\text{в}} t_{\text{в.п}} = (D_{\text{к}} + L) c_{\text{в}} t_{\text{в.к}}, \quad (10.14)$$

где $D_{\text{п}}$ — количество пара, поступающего в конденсатор; $D_{\text{к}}$ — количество конденсата, полученного в конденсаторе; h'' — энтальпия пара; L — расход охлаждающей воды; $t_{\text{в.п}}$ и $t_{\text{в.к}}$ — начальная и конечная температура воды; $c_{\text{в}}$ — удельная теплоемкость воды.

В случае полной конденсации пара $D_{\text{п}} = D_{\text{к}}$ следует, что удельный расход воды на 1 кг пара

$$m = \frac{L}{D_{\text{п}}} = \frac{h'' - c_{\text{в}} t_{\text{в.к}}}{c_{\text{в}} (t_{\text{в.к}} - t_{\text{в.п}})}. \quad (10.15)$$

Внутренний диаметр корпуса конденсатора рассчитывают по формуле

$$d_{\text{к}} = 0,023 \sqrt{D_{\text{п}} v_{\text{п}} / \omega_{\text{п}}}, \quad (10.16)$$

где $v_{\text{п}}$ — удельный объем пара при данном давлении; $\omega_{\text{п}}$ — скорость пара в конденсаторе.

Ширину полок выбирают с учетом свободного стекания воды по полкам конденсатора и равномерного распределения воды по сечению конденсатора $a = 0,5 d_{\text{к}} + 50$ мм.

Число полок для стандартных конденсаторов принимают $n = 6$. Размеры корпусов конденсаторов приведены в табл. 10.2.

Диаметр барометрической сливной трубы, м,

$$d_{\text{т}} = 0,0188 \sqrt{(D_{\text{к}} + L) / (\rho_{\text{в}} \omega_{\text{в}})}, \quad (10.17)$$

где $\rho_{\text{в}}$ — плотность воды; $\omega_{\text{в}}$ — скорость воды в барометрической трубе, принимается равной 0,5—1,0 м/с.

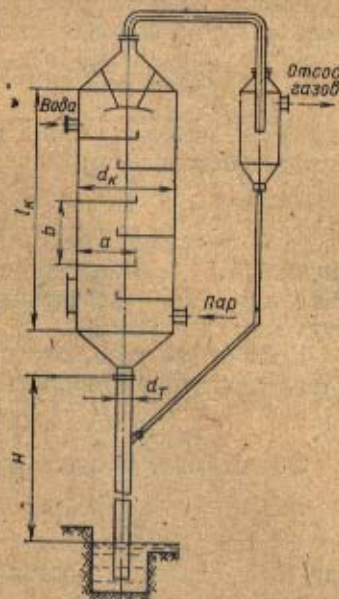


Рис. 10.8. Барометрический конденсатор

Высоту барометрической трубы определяют из условий создаваемого вакуума в конденсаторе и потерь напора при движении воды:

$$H = H_0 + \frac{w_{в.д}^2}{2g} \left(2,5 + \frac{\lambda H_0}{d_r} \right) + 0,5, \quad (10.18)$$

где H_0 — высота столба воды в барометрической трубе, м, соответствующая остаточному давлению в конденсаторе, м:

$$H_0 = B / 1,013 \cdot 10^5;$$

здесь B — остаточное давление в конденсаторе, МПа; λ — коэффициент трения; 2,5 — коэффициент, учитывающий потери на местные сопротивления; 0,5 — коэффициент, учитывающий возможные колебания вакуума в конденсаторе.

Количество газа, отсасываемого из барометрического конденсатора, определяют по эмпирическому уравнению

$$G_r = 0,001 [0,025(L + D_k) + 10D_k]. \quad (10.19)$$

Объем газа, отсасываемого вакуум-насосом,

$$V_r = \frac{R_r G_r (273 + t_r)}{p_r}, \quad (10.20)$$

где R_r — газовая постоянная, для воздуха $R_r = 288$ Дж/(кг·К); t_r — температура газа:

$$t_r = t_{вн} + 0,1(t_{в.к} - t_{в.л}) + 4; \quad (10.21)$$

p_r — парциальное давление газа, Па, $p_r = p - p_n$; p — общее давление в конденсаторе, Па; p_n — парциальное давление пара в газе, Па.

Парциальное давление пара принимают равным давлению пара при температуре газа t_r .

Вакуум в барометрическом конденсаторе поддерживают с помощью вакуум-насоса.

10.6. Вакуум-насосы

Вакуум-насосы предназначены для отсасывания газов из закрытых резервуаров и аппаратов.

По принципу действия вакуум-насосы классифицируют на объемные, молекулярные, эжекторные, водоструйные и др. В теплообменных установках получили широкое применение водокольцевые насосы (РМК), насосы с многопластинчатым ротором (РВН) и парозжекторные.

Для того чтобы создать разрежение (вакуум) в аппарате, необходимо удалить из его объема некоторое количество газа V_r в единицу τ :

$$S = V_r / \tau.$$

Экспериментально установлено, что скорость откачки газа S , м³/с, до заданного давления в аппарате определяется по формуле

$$S = 2,3 \frac{V}{\tau} \lg p_1 / p_2, \quad (10.22)$$

где V — объем аппарата, в котором создается вакуум, м³; τ — время откачки, мин; p_1 и p_2 — давления в аппарате в начале и в конце откачки, Па.

По вычисленной скорости откачки подбирают вакуум-насос.

Ротационные вакуум-насосы применяют для откачки сухих (безводных) газов. Техническая характеристика этих насосов приведена в табл. 10.3.

Таблица 10.2. Основные параметры барометрических конденсаторов

Производительность при остаточном давлении 0,01 МПа		Средняя скорость потока в нижней части конденсатора, м/с		Размеры конденсатора, мм			Размер ловушки, мм		Диаметр барометрической трубы d_1 , мм
объемная, м ³ /ч	массовая, кг/ч	на полное сечение конденсатора	в зазоре между корпусом и полкой	Диаметр d_k	Высота l_k	Расстояние между полками b , мм	Диаметр d_2	Высота l_2	
До 16 000	До 1000	До 23	До 47	500	4300	220	—	—	125
16 000—25 000	1000—1600	16—24	28—43	600	4550	260	—	—	150
25 000—40 000	1600—2500	15—22	34—54	800	5080	300	400	1350	200
40 000—64 000	2500—4000	14—23	38—62	1000	5680	360	400	1350	200
64 000—100 000	4000—6400	16—25	39—61	1200	6220	400	500	1400	250
100 000—160 000	6400—10 000	14—22	34—54	1600	7530	500	600	1450	300
160 000—250 000	10 000—16 000	14—22	34—54	2000	8500	650	800	1550	400

Таблица 10.3. Характеристика ротационных вакуум-насосов

Показатель	Тип насосов			
	РВН-8,5	РВН-30	РВН-60	РВН-75
Номинальная скорость откачки, м ³ /мин	6	25	50	60
Рабочий вакуум, % барометрического давления	60—90	60—90	60—90	60—90
Предельный вакуум, % барометрического давления	98	98	98	98
Мощность электродвигателя, кВт	14	55	75	100
Частота вращения, об/мин	980	585	485	485
Расход охлаждающей воды, л/ч	850	850	1300	1800
Расход масла, г/ч	150	250	300	350
Масса установки, кг	940	2520	4580	5710

Таблица 10.4. Характеристики водокольцевых вакуум-насосов

Характеристики	Тип вакуум-насоса		
	РМК-2	РМК-3	РМК-4
Скорость откачки, м ³ /мин	3,6	12	30
Предельное давление, кПа	10	4	2
Расход воды, м ³ /ч	1,2	3,6	6,0
Мощность электродвигателя, кВт	10	28	70
Масса вакуум-насоса, кг	414	1265	3085

Водокольцевые вакуум-насосы применяют для откачки влажных газов и паров. Эти насосы состоят из цилиндрического корпуса, ротора, эксцентрично расположенного в боковых крышках. Схема работы водокольцевого вакуум-насоса показана на рис. 10.9.

Вакуум-насос непрерывно заполняется водой из бачка с таким расчетом, чтобы при вращении лопастного ротора вода под действием центробежной силы отбрасывалась к стенкам корпуса и создавала водяное кольцо. Между водяным кольцом и лопастями ротора образуются отдельные рабочие ячейки, которые во время вращения ротора засасывают газы или пары из закрытой системы, а затем, уменьшаясь в размерах, выталкивают их через нагнетательный патрубок.

Водокольцевые вакуум-насосы отличаются тем, что уплотнение создается водяным кольцом при вращении ротора, имеющего изогнутые лопасти. Эти насосы имеют на стороне нагнетания клапанную коробку

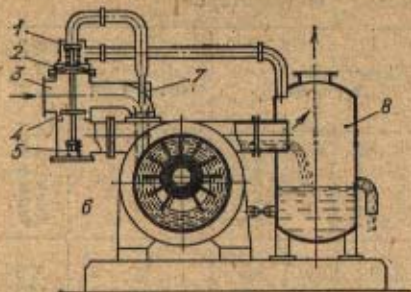


Рис. 10.9. Водокольцевой вакуум-насос ВВН с автоматическим включением эжектора;

1 — клапан газозвушной; 2 — диафрагма; 3 — всасывающая камера; 4 — перекрывающий клапан; 5 — пружина; 6 — вакуум-насос; 7 — эжектор; 8 — уравнительный сосуд

с шестью отверстиями, в которые вставлены резиновые шарики. Благодаря такому устройству ограничивается выброс воды и поддерживается необходимый гидравлический затвор. Характеристики водокольцевых вакуум-насосов приведены в табл. 10.4.

Прожекторные вакуум-насосы применяют в установках, где требуется глубокий вакуум в пределах 100—1000 Па. Они состоят из эжекторов и конденсаторов смешения, последовательно соединенных в один агрегат (рис. 10.10,а).

Рабочим органом такого насоса является эжектор, в который по-

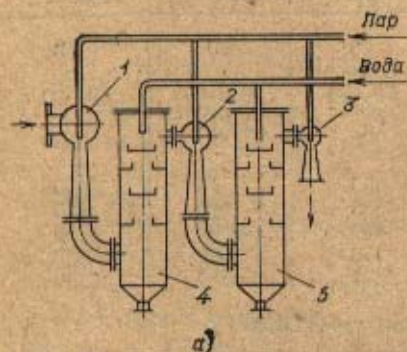
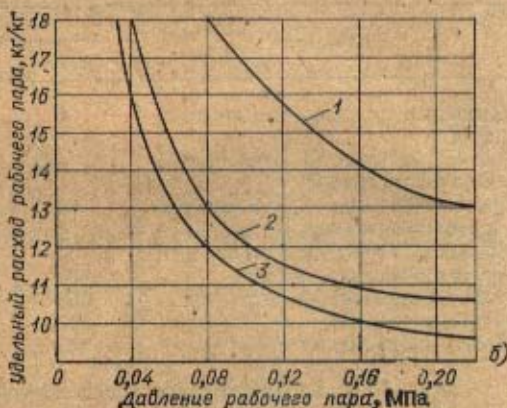


Рис. 10.10. Схема устройства трехступенчатого вакуумного парозжекторного насоса: а — 1—3 — эжекторы ступеней; 4, 5 — конденсаторы смешения; б — удельный расход рабочего пара вакуумными эжекторными насосами: 1 — трехступенчатыми; 2 — четырехступенчатыми; 3 — пятиступенчатыми



ступает пар под давлением 1,0—1,6 МПа. Струя пара, вытекающего из рабочего сопла, увлекает за собой газ и создает в закрытой системе вакуум. Чем больше эжекторов имеется в агрегате, тем больший достигается вакуум. При числе эжекторов более пяти расход пара возрастает и работа вакуум-насоса становится экономически невыгодной. Поэтому парозжекторный вакуум-насос включают в работу после предварительной откачки газа с помощью ротационного вакуум-насоса. На рис. 10.10,б приведен график удельного расхода рабочего пара вакуумными парозжекторными насосами с 4, 5 и 6 ступенями при всасывающем давлении 700 Па и противодавлении $10,33 \cdot 10^4$ Па.

10.7. Конденсатоотводчики

Нормальная работа теплообменных аппаратов с паровым обогревом сопровождается непрерывным удалением конденсата. Накопление конденсата в нагревательной камере выводит из работы затопляемую часть активной поверхности нагрева. Во избежание затопления рабочей

части поверхности теплообмена за аппаратом устанавливают специальные автоматические устройства — конденсатоотводчики (рис. 10.11).

По конструктивным признакам и принципу работы конденсатоотводчики разделяются на сопловые (дроссельные), термостатические и поплавковые. Выбор конденсатоотводчиков производят по количеству пропускаемого конденсата и перепаду давлений перед конденсатоотводчиком и после него.

Подпорная шайба является простейшим устройством для отвода конденсата. Она устанавливается на сливном трубопроводе (рис. 10.12,а), когда давление греющего пара не превышает 0,6 МПа. Непременным условием работы подпорной шайбы является незначительное колебание в расходе конденсата при постоянном перепаде давлений до и после подпорной шайбы.

Скорость истечения конденсата через отверстие подпорной шайбы определяется по формуле [96]

$$w = 0,0277 \sqrt{p_3 - p_4},$$

где p_3, p_4 — давления в конденсатопроводе до и после подпорной шайбы, Па.

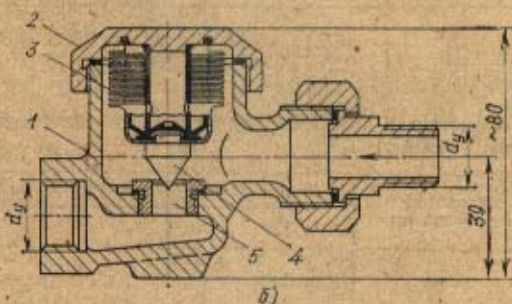
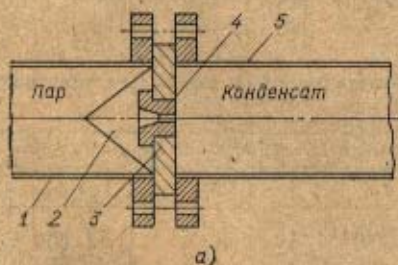


Рис. 10.12. Конденсатоотводчики:

а — подпорная шайба: 1 — паропровод; 2 — защитная сетка; 3 — подпорная шайба; 4 — дюза; 5 — конденсатопровод; б — термостатический конденсатоотводчик: 1 — корпус; 2 — крышка; 3 — сифон; 4 — клапан; 5 — седло клапана

Секундный расход конденсата $G = f w \rho_k$, где f — площадь отверстия подпорной шайбы; ρ_k — плотность конденсата. Отсюда

$$f = \frac{G}{22,7 \sqrt{p_3 - p_4}}. \quad (10.23)$$

Подпорные шайбы изготовляют из обычной стали с ниппелем из более износостойкого материала. При износе размер отверстия в ниппеле увеличивается и вместе с конденсатом может выбрасываться пар. При ревизии и ремонте подпорной шайбы сработанный ниппель заменяют новым. Во избежание загрязнения отверстия перед шайбой располагают металлическую сетку.

Термостатические сифонные конденсатоотводчики (рис. 10.12,б) применяют при рабочем давлении пара до 0,6 МПа. Принцип действия термостатического конденсатоотводчика основан на использовании подвижного сифона, который изготавливается из латуни в виде гармошки. Сифон прикрепляется к крышке, а нижняя часть сифона соединена с головкой клапана.

Пространство сифона заполнено легкокипящей жидкостью из смеси этилового (25%) и пропилового (75%) спиртов.

При поступлении пара в конденсатоотводчик сифон нагревается, спиртовая смесь вскипает и в сифоне увеличивается давление, растягивает гармошку и прижимает конус клапана к седлу, закрывая выход для конденсата.

По мере накопления конденсата и его охлаждения пары спирта в сифоне конденсируются, внутреннее давление паров в сифоне снижается, гармошка сокращается и клапан открывается.

Вследствие высокой чувствительности сифона к изменению температуры потери пара при удалении конденсата невелики. Термосифоны изготавливают двух размеров с проходными диаметрами отверстий 15 и 20 мм. Производительность термостатических конденсатоотводчиков в зависимости от рабочего давления пара указана в табл. 10.5.

Поплавковые конденсатоотводчики подразделяются на конденсатоотводчики с закрытым и с открытым поплавками.

Таблица 10.5. Рабочая производительность термостатических конденсатоотводчиков типа 45, кг/ч

Диаметр условного прохода клапана, мм	Производительность при избыточном давлении перед конденсатоотводчиком, МПа								
	0,01	0,03	0,05	0,07	0,09	0,1	0,3	0,5	0,7
15	165	280	350	430	500	560	680	900	1000
20	250	440	560	660	750	850	900	1150	1300

Таблица 10.6. Производительность конденсатоотводчиков с закрытым поплавком (рис. 10.13,а)

Проходной диаметр, мм	Максимальная производительность, кг/ч, при перепаде давлений, МПа				
	1,2	1,5	1,8	2,0	2,5
19	340	400	440	465	500
25	340	400	440	465	500
32	780	900	1000	1050	1100
38	1080	1240	1350	1425	1400
50	1800	2100	2300	2450	2500

Конденсатоотводчик с закрытым поплавком (рис. 10.13,а) действует следующим образом. Пар с конденсатом поступает в корпус конденсатоотводчика, постепенно заполняя его конденсатом на 2/3 объема. При этом поплавок всплывает и при помощи рычага открывает клапан для выпуска конденсата. С удалением конденсата поплавок опускается и закрывает выпускное отверстие и тем самым прекращает вытекание конденсата. Производительность конденсатоотводчиков с закрытым поплавком указана в табл. 10.6.

Наибольшее распространение получили конденсатоотводчики с открытым поплавком (рис. 10.13,б), которые работают периодически. Дре-

нажный клапан располагается в верхней крышке горшка. Конденсат через открытый клапан заполняет корпус, в результате чего поплавков в виде открытого стакана всплывает и закрывает иглой выходное отверстие клапана. При дальнейшем поступлении конденсата уровень в корпусе поднимается и конденсат переливается в стакан поплавка, который под действием массы заполнившей его воды опускается, игольчатый клапан открывает выпускное отверстие и конденсат давлением пара выдавливается из стакана поплавка в конденсатопровод. Опорожненный поплавков всплывает, игольчатый клапан закрывает отверстие в седле верхнего клапана и тем самым прекращает выход конденсата. Затем процесс повторяется.

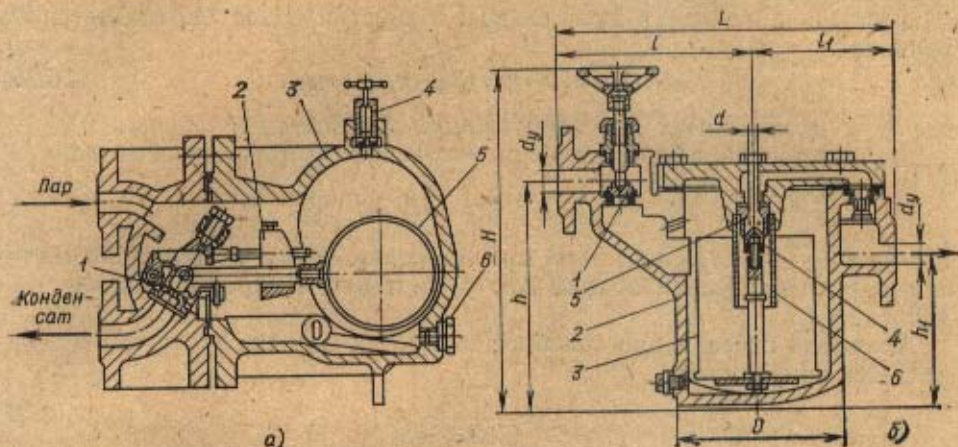


Рис. 10.13. Конденсатоотводчики:

a — с закрытым поплавком: 1 — клапан; 2 — груз; 3 — корпус; 4 — воздушник; 5 — поплавок; 6 — пробка; *b* — с открытым поплавком: 1 — вентиль; 2 — корпус; 3 — поплавок; 4 — шток; 5 — клапанное устройство; 6 — патрубок для удаления конденсата

Конденсатоотводчики с открытым поплавком применяют для условного давления до 1,6 МПа при условном проходе не более 25 мм. Конденсатоотводчики с условным проходом свыше 25 мм применяются для условного давления до 1,0 МПа.

Характеристика конденсатоотводчиков с открытым поплавком приведена в табл. 10.7.

Таблица 10.7. Конденсатоотводчики с открытым поплавком типа 45446р (рис. 10.13,б)

Номер конденсатоотводчика	Размер, мм					Масса, кг
	d_y	L	H	h	D	
00	15	253	285	185	95	16
0	20	300	338	205	105	23
1	25	355	390	250	115	38,5
3	40	485	560	375	150	81
4	50	560	635	455	165	112

Пропускная способность конденсатоотводчика, кг/с, определяется расчетом по формуле

$$G = 50j\mu \sqrt{p_3 - p_4}, \quad (10.24)$$

где j — площадь отверстия в седле клапана; μ — коэффициент истечения, $\mu=0,82$; p_3 — давление пара перед конденсатоотводчиком; p_4 — давление пара в сборнике конденсата.

Подставляя значения f и μ в формулу (10.24), можно получить расчетную формулу для определения диаметра выпускного отверстия в седле клапана

$$d = \sqrt{G / (32 \sqrt{p_3 - p_4})}. \quad (10.25)$$

В расчетах необходимо иметь в виду, что минимальная разность давлений до (p_3) и после (p_4) конденсатоотводчика, при которой возможна его работа, составляет 0,025 МПа.

При работе конденсатоотводчиков на неохлажденном конденсате необходимо учитывать падение давления в дроссельном отверстии и самоиспарение конденсата.

Падение давления в дроссельном отверстии седла определяется по уравнению

$$\Delta p = (1 - \varphi^2) (p_3 - p_4), \quad (10.26)$$

где φ — коэффициент дросселирования, принимаемый равным 0,9.

Количество образующегося при этом пара вторичного вскипания

$$G_{\text{п}} = G (h_3 - h_4) / r_4,$$

где h_3 и h_4 — энтальпии пара при давлении перед конденсатоотводчиком и после дросселирования Δp ; r_4 — теплота парообразования при давлении p_4 .

Площадь сечения дроссельного отверстия для пропуска пара определяется по формуле

$$f_{\text{д}} = \frac{G_{\text{п}}}{0,72 \mu \sqrt{p_{\text{п}} p}}, \quad (10.27)$$

где $p = p_3 - \Delta p$; μ — коэффициент расхода.

Общая площадь отверстия в седле определяется из уравнения

$$f_{\text{общ}} = \frac{G_{\text{п}}}{0,72 \mu \sqrt{p p}} + \frac{G - G_{\text{п}}}{50 \mu \sqrt{p_3 - p_4}}. \quad (10.28)$$

Зная площадь клапанного отверстия, можно определить пропускную способность конденсатоотводчика. Конструктивные размеры конденсатоотводчиков с открытым поплавком приведены в табл. 10.7.

10.8. Сосуды и резервуары

В тепломассообменных установках используют сосуды цилиндрической формы с конусными, сферическими, эллиптическими и плоскими днищами. Номинальная вместимость цилиндрических сосудов находится в пределах от 0,01 до 200 м³. В зависимости от назначения сосуды могут иметь нагревательные элементы, люки и штуцера для загрузки и выгрузки материалов, жидкостей и газов. Типы и основные размеры емкостных сосудов и аппаратов стандартизованы (ГОСТ 9931-79).

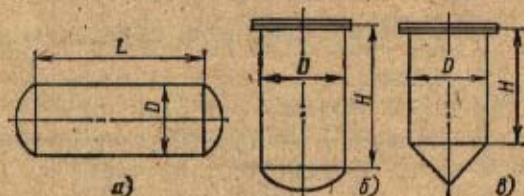


Рис. 10.14. Сосуды стальные сварные:

а — горизонтальный с двумя эллиптическими днищами; б — вертикальный со съемной крышкой; в — вертикальный с коническим днищем и плоской крышкой

Стальные сосуды сварной конструкции выполняют из листового стального проката в виде вертикальных или горизонтальных емкостей (рис. 10.14).

Основные размеры сосудов, емкостей и аппаратов, работающих под давлением свыше 0,07 МПа, должны соответствовать требованиям отраслевого стандарта ОСТ 26-291-71 «Сосуды и аппараты стальные сварные. Технические требования», а также «Правилам устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением», утвержденным Госгортехнадзором СССР.

Таблица 10.8. Основные размеры сосудов (рис. 14, а, б)

Номинальный объем V , м ³	Внутренний диаметр D , мм	Длина цилиндрического корпуса L , м	Площадь поверхности сосуда F , м ²	Номинальный объем V , м ³	Внутренний диаметр D , мм	Длина цилиндрического корпуса L , мм	Площадь поверхности сосуда F , м ²
1,0	1000	940	5,12	25,0	2400	4730	48,1
2,0	1200	1370	8,27	32,0	2600	5165	56,8
3,2	1400	1615	11,3	40,0	2600	6675	69,1
4,0	1600	1460	12,9	50,0	2800	7195	80,3
5,0	1600	1955	15,4	63,0	2800	9305	98,8
6,3	1800	1880	17,7	80,0	3000	10 330	117,0
8,0	1800	2550	21,4	100,0	3000	13 160	143,0
10,0	2000	2520	24,5	125,0	3000	16 700	176,8
12,5	2000	3315	29,5	160,0	3200	18 840	211,5
16,0	2200	3480	34,8	200,0	3200	23 820	261,1
20,0	2200	4535	42,1				

Сосуды, работающие под давлением, рассчитывают на прочность по методике, предусмотренной ГОСТ 14249-80.

Характеристика горизонтальных резервуаров, работающих под давлением, приведена в табл. 10.8.

10.9. Дробилки и мельницы

Многие технологические процессы протекают значительно быстрее, если межфазная поверхность реагентов возрастает. Увеличение поверхности контакта фаз ускоряет процессы растворения, сушки, сжигания, химического взаимодействия и тепломассообмена. Поэтому твердые вещества часто подвергают измельчению.

В зависимости от размеров частиц измельченного материала процессы классифицируют: дробление — диаметр частиц 10—20 мм, размол — 2,0—0,75 мм, измельчение — 0,75—0,01 мм, тонкий помол — менее 0,01 мм.

Для дробления твердых материалов применяют щековые и конусные дробилки (рис. 10.15). Для размола твердых материалов используют валковые, молотковые и шаровые мельницы (рис. 10.16), а для тонкого помола — вибрационные, струйные и специальные мельницы.

Щековые дробилки (ГОСТ 7084-71) применяют для дробления крупных кусков камня и строительных материалов. Разрушение материалов происходит при движении подвижной щеки к неподвижной с таким расчетом, чтобы при обратном ходе выходная щель увеличивалась и измельченный материал высыпался. Усилие, необходимое для дробления, передается щеке от эксцентрика приводного вала. Простота устройства и надежность конструкции, а также компактность и легкость обслуживания обусловили их широкое применение в технологии строительных материалов, дроблении угля и нерудных материалов, где отношение ши-

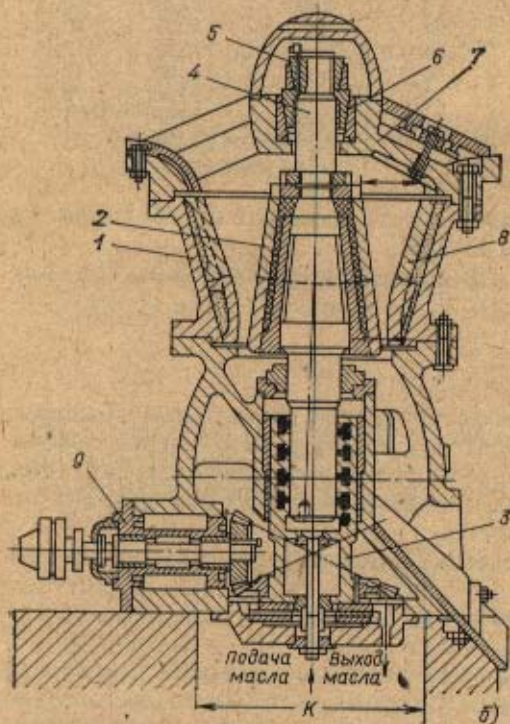
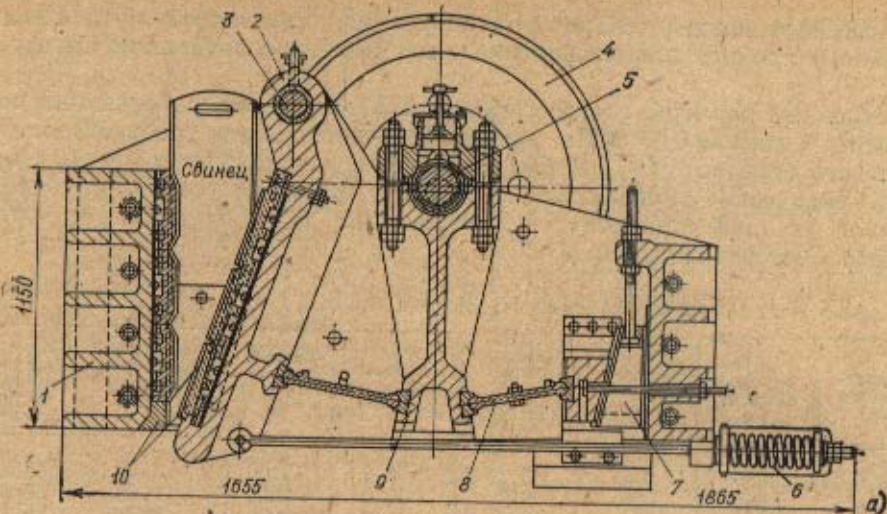


Рис. 10.15. Дробилки:

а—щековая; 1—неподвижная щека; 2—подвижная щека; 3—ось подвеса подвижной щеки; 4—маховик; 5—вал; 6—пружина с тягой; 7—регулирующая колодка; 8—распорные плиты; 9—шатун с эксцентриком; 10—плиты из марганцевой стали; б—конусная; 1—корпус; 2—дробящая конусная головка; 3—стакан-эксцентрик; 4—вертикальный вал; 5—гайка; 6—коническая втулка; 7—крестовина; 8—броневая плита; 9—приводной механизм

рины загрузочного отверстия a к среднему диаметру наиболее крупных кусков d_n должно находиться в пределах

$$d_n/a = 0,8 + 0,85.$$

Длина загрузочного отверстия $b = (1,2 + 1,4) a$, а высота рабочей части подвижной щеки

$$H = (a - e) \operatorname{tg} \alpha,$$

где e — ширина загрузочного отверстия при максимальном сближении щек; α — угол захвата, $\alpha = 18 + 22^\circ$.

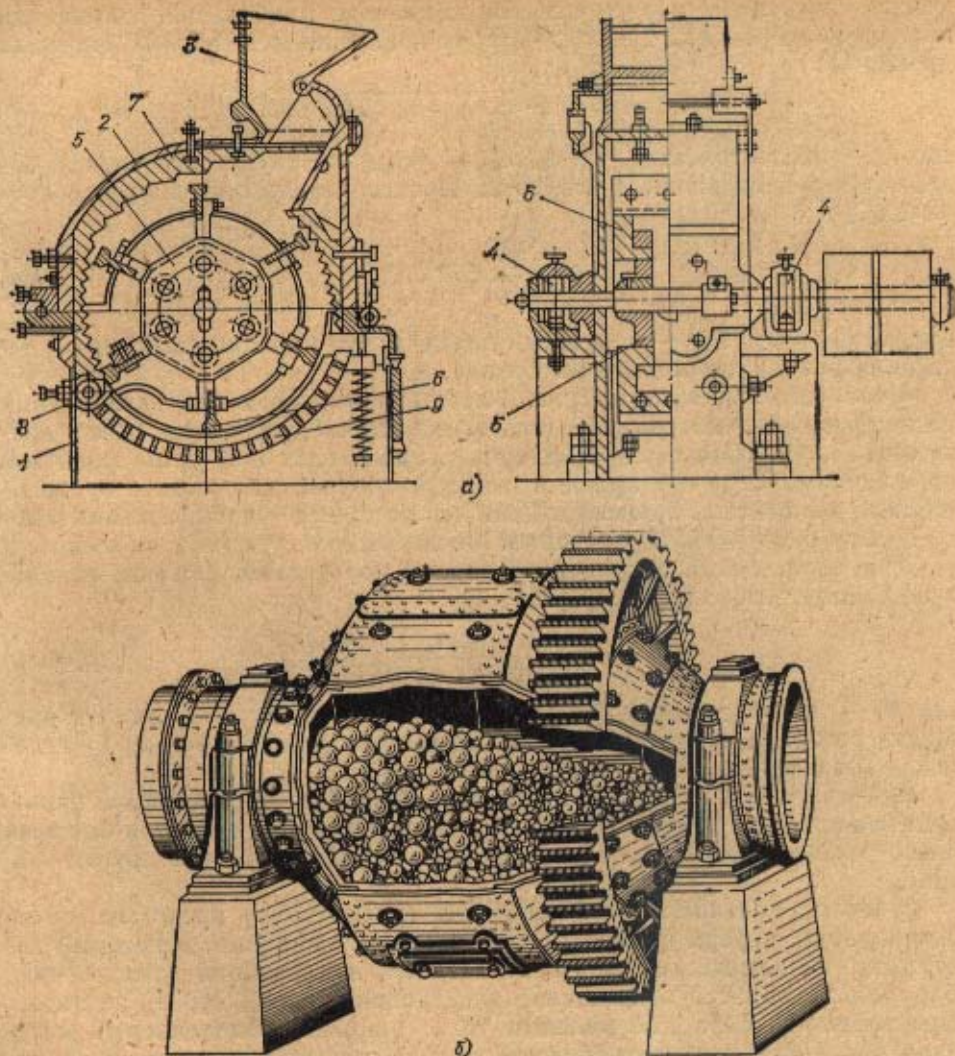


Рис. 10.16. Мельница:

а — молотковая; 1 — разгрузочная коробка; 2 — корпус; 3 — приемная коробка; 4 — подшипник; 5 — диск; 6 — молоток; 7 — броневая плита; 8 — шарнир; 9 — решетка; б — шаровая

Производительность щековой дробилки определяется по формуле

$$G=60nV\mu_p,$$

где n — частота вращения эксцентрикового вала; V — объем загрузочного пространства, $V=bF$; здесь F — площадь трапеции между щеками; μ_p — коэффициент разрыхления материала, $\mu_p=0,35-0,65$.

Конусные дробилки (ГОСТ 6937-69) применяют для среднего и мелкого дробления твердых кусков материала (рис. 10.15,б). Рабочий процесс в конусных дробилках состоит в раздавливании материала, находящегося в кольцевом пространстве между наружным неподвижным и внутренним подвижным конусами. Конус 2 установлен эксцентрично с таким расчетом, чтобы при вращении он совершал приближение к неподвижному конусу и отход от него. Угол захвата, образующийся

между внутренним и внешним конусами, при наибольшем сближении находится в пределах 21—23°. Частота вращения эксцентрика конусных дробилок

$$n = 47 \sqrt{(\operatorname{tg} \alpha_1 - \operatorname{tg} \alpha_2) / r},$$

где r — эксцентриситет, м; α_1, α_2 — углы, образующиеся между подвижным и неподвижным конусами. Производительность конусной дробилки

$$G = \frac{340 \mu_p n D_{\text{н}} r d_{\text{ср}}}{\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2}, \quad (10.29)$$

где $\mu_p = 0,3 \div 0,5$; $D_{\text{н}}$ — наружный диаметр загрузочной щели, м; $d_{\text{ср}}$ — средний размер дробленого материала, м.

Молотковые мельницы (рис. 10.16,а) используют для измельчения малоабразивных материалов (гипса, известняка, угля, пластмасс, древесины и др.). Измельчение материала происходит при ударе молотков по частицам, когда они проходят между корпусом мельницы и вращающимися молотками, закрепленными на роторе. В одной мельнице может быть одно- или двухроторное расположение ударных молотков.

Для определения производительности молотковых мельниц используют эмпирическую формулу [75]

$$G = \frac{D^2 L n k}{3600 (i - 1)}, \quad (10.30)$$

где D — диаметр ротора, м; L — длина ротора, м; n — частота вращения ротора, 1/с; k — эмпирический коэффициент, $k = 4 \div 6,2$; i — степень измельчения, $i = 30 \div 40$.

Непрерывность работы молотковой мельницы обеспечивает производительность до 600 т/ч. Недостатком таких мельниц является быстрый износ рабочих органов (бил и молотков, отбойных плит и других частей).

Шаровая мельница (ГОСТ 6795-74) (рис. 10.16,б) представляет собой барабан, внутри футерованный стальными плитами, в который загружают металлические шары и материал, подлежащий измельчению. Барабан приводится в движение электродвигателем через редуктор. При вращении барабана мелящие тела (шары) и измельчаемый материал под действием центробежной силы и трения поднимаются на определенную высоту, а затем падают. При этом материал измельчается под действием удара, истирания и дробления. Частоту вращения мельницы обычно принимают равной $n = 0,5 / \sqrt{D}$, где D — диаметр барабана, м.

Производительность шаровых мельниц, т/ч, можно рассчитать из условий выхода и размера измельченных частиц:

$$G = k_M V D^{0,6}, \quad (10.31)$$

где V — объем барабана, м³; k_M — коэффициент, учитывающий размер исходного и измельченного материала, $k_M = 0,5 \div 2,5$.

10.10. Дозаторы и питатели

Дозирование сыпучих материалов, загружаемых в аппараты, производят по массе или по объему. Объемный контроль менее точен, чем массовый, так как характеристика материала может в процессе производства изменяться за счет плотности, влажности и размеров частиц.

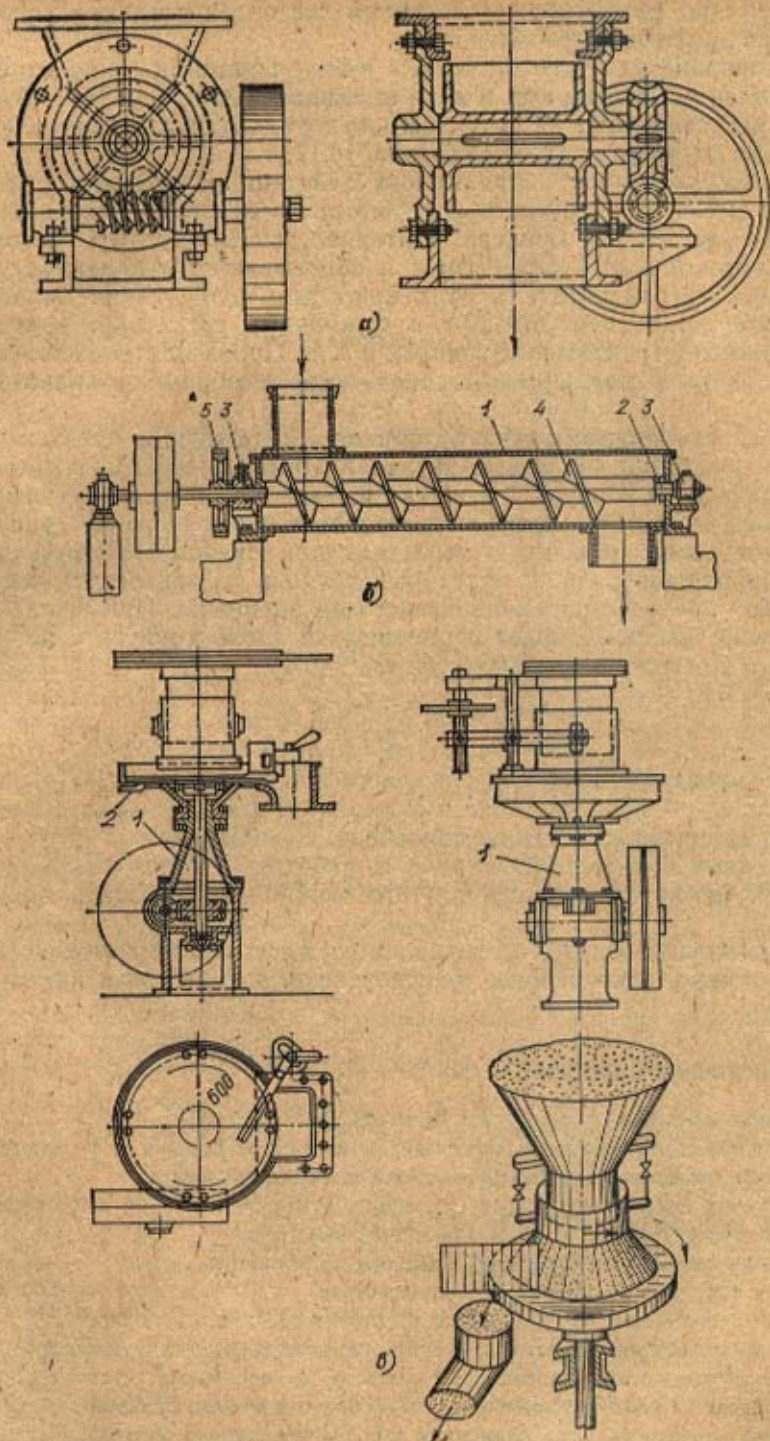


Рис. 10.17. Дозаторы и питатели:
 а — секторный питатель (дозатор); б — винтовой (шнековый) питатель; в — тарельчатый питатель

Преимущество объемного дозирования состоит в том, что устройства дозаторов просты в изготовлении.

Дозирование сыпучего материала в виде порций постоянного объема осуществляется дозаторами в виде цилиндрического или секторного питателя, установленных на спускном штуцере конусных бункеров. Устройство таких дозаторов показано на рис. 10.17,а.

К числу дозаторов непрерывного действия относится тарельчатый питатель (рис. 10.17,б), который состоит из вертикального вала, вращающейся тарелки и бункера. Материал, высыпавшийся на тарелку, непрерывно снимается скребком 1 и сбрасывается в приемное устройство. Тарельчатый питатель применяют для дозирования мелкозернистых материалов, поступающих в сушильные установки, в аппараты для формовки строительных изделий и т. п. Производительность тарельчатого дозатора можно регулировать подъемом или опусканием манжеты 2.

Для дозирования сыпучих материалов, обладающих вредными свойствами, применяют шнековые питатели (рис. 10.18,б). Они состоят из цилиндрического корпуса 1 и шнека 4, расположенного внутри на вращающемся валу. Перемещение и дозирование сыпучего материала осуществляется винтообразными лопастями или шнеком при установленной частоте вращения вала. В некоторых случаях на приводном валу устанавливают привод с переменной частотой вращения. При вращении вала сыпучий материал будет перемещаться вдоль корпуса и производительность шнекового конвейера составит [74]

$$G = 60 \frac{\pi D_m^2}{4} S n \rho_n k_3, \quad (10.32)$$

где G — производительность шнекового конвейера, кг/ч; D_m — диаметр шнека, м; ρ_n — насыпная масса материала, кг/м³; S — шаг шнека, м; k_3 — коэффициент заполнения конвейера, $k_3 = 0,25 + 0,4$.

Шнековый питатель, как правило, работает в горизонтальном положении, но при необходимости его можно располагать под углом до 45°.

Перемещение сыпучих материалов осуществляют с помощью ленточных конвейеров, скребковых транспортеров, элеваторов и пневмотранспортеров.

Контрольные вопросы

1. Какие способы используют для перемещения жидкостей?
2. Для каких материалов и суспензий применяют отстойники и фильтры?
3. Какое значение имеет фактор разделения в центрифугах?
4. В каких случаях применяют циклонные, рукавные и пенные пылеочистители?
5. Как определяют степень очистки запыленных газов?
6. Назначение брызгоуловителей и где они применяются.
7. Как работает барометрический конденсатор?
8. Зачем применяют вакуум-насосы в теплообменных установках?
9. В каких случаях следует применять парожеткорные вакуум-насосы?
10. Какие конденсатоотводчики применяют в теплообменных установках?
11. В каких случаях следует применять сосуды с конусным дном?
12. Какие мельницы надо применять для тонкого помола материала?

Список литературы

1. Алабовский А. Н. Выпарные аппараты погружного горения. Киев: Вища школа, 1980. 120 с.
2. Александров И. А. Ректификационные и абсорбционные аппараты, М.: Химия, 1978. 280 с.
3. Антуфьев В. М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. М.—Л.: Энергия, 1966. 182 с.
4. Багатуров С. А. Основы теории и расчета перегонки и ректификации. М.: Химия, 1974. 440 с.
5. Бакластов А. М. Проектирование, монтаж и эксплуатация теплоиспользующих установок. М.: Энергия, 1970. 568 с.
6. Бакластов А. М., Бобе Л. С., Солоухин В. А. Расчет коэффициентов тепло- и массообмена в паровой фазе при конденсации пара из бинарной смеси. М.: Изд-во МЭИ, 1977. — Тр. МЭИ; Вып. 332. с. 22—26.
7. Бакластов А. М., Горбенко В. А., Удыма П. Г. Проектирование, монтаж и эксплуатация тепломассообменных установок. М.: Энергоиздат, 1981. 336 с.
8. Барановский Н. В., Коваленко Л. М., Ястребенецкий А. Р. Пластинчатые и спиральные теплообменники. М.: Машиностроение, 1973. 286 с.
9. Баркалов Б. В., Карлис Е. Е. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. М.: Стройиздат, 1982. 312 с.
10. Бемфорт А. В. Промышленная кристаллизация. М.: Химия, 1969. 240 с.
11. Берлинер Ю. И., Балашов Ю. А. Технология химического и нефтяного аппаратостроения. М.: Машиностроение, 1976. 256 с.
12. Бобе Л. С., Солоухин В. А. Экспериментальное исследование тепломассообмена при конденсации пара из парогазовых смесей в условиях вязкостного и вязкостно-гравитационного режимов течения. — Теплофизика высоких температур, 1973, т. II, № 1, с. 123—127.
13. Бродов Ю. М. Эффективность применения профильных витых труб в теплообменных аппаратах турбоустановок. — Теплоэнергетика, 1982, № 12, с. 36—40.
14. Буинн О. А., Малков Ю. А. Машины и аппараты для обработки текстильных материалов. М.: Легкая промышленность, 1965. 178 с.
15. Бурков В. В., Индейкин А. И. Автотракторные радиаторы (справочное пособие). Л.: Машиностроение, 1978. 216 с.
16. Варгафтик Н. Б. Теплофизические свойства веществ (справочник). М.: Наука, 1972. 720 с.
17. Вардосанадзе В. К., Везиришвили О. Ш. Теплонасосная установка для теплохладоснабжения торгового центра в Сухуми. — Холодильная техника, 1972, № 12, с. 54—57.
18. Воронин Г. И. Конструирование машин и агрегатов систем кондиционирования. М.: Машиностроение, 1978. 544 с.
19. Низкотемпературные тепловые трубы для летательных аппаратов/ В. Г. Воронин и др. М.: Машиностроение, 1976. 205 с.
20. Выпарные вертикальные трубчатые аппараты общего назначения (Каталог). М.: ЦИНТИХимнефтемаш, 1979. 24 с.
21. Гельперин Н. И. Основные процессы и аппараты химической технологии. М.: Химия, 1981. 812 с.
22. Гельперин Н. И. Выпарные аппараты. М.—Л.: Изд-во химической литературы, 1947. 480 с.
23. Гельперин Н. И., Носов Г. А. Основы техники кристаллизации растворов. М.: Химия, 1975. 352 с.
24. Горбис З. Р., Календерья В. А. Теплообменники с проточными дисперсными теплоносителями. М.: Энергия, 1975. 296 с.
25. Горошко П. В., Розенбаум Р. Б., Тодес О. М. — Изв. вузов. Сер. Нефть и газ № 1, 1958, с. 125—131.
26. Григорьев В. А., Крохин Ю. И. Тепло- и массообменные аппараты криогенной техники. М.: Энергоиздат, 1982. 312 с.

27. Данилов О. Л. Теория и расчет сушильных установок. М.: Изд-во МЭИ, 1977. 72 с.
28. Тепломассообменные аппараты холодильных установок/ Г. Н. Данилова, С. Н. Богданов, О. П. Иванов и др. Л.: Машиностроение, 1973. 328 с.
29. Емцев Б. Т. Техническая гидромеханика. М.: Машиностроение, 1978. 463 с.
30. Жукаускас А. А. Конвективный перенос в теплообменниках. М.: Наука, 1982. 472 с.
31. Жучков П. А. Тепловые процессы в целлюлозно-бумажном производстве. М.: Лесная промышленность, 1978. 407 с.
32. Заваров А. С., Баскаков А. П., Грачев С. В. Термическая обработка в кипящем слое. М.: Metallургия, 1981. 84 с.
33. Златопольский А. Н., Прузнер С. Л., Некрасов А. М. Экономика энергетики СССР. Высшая школа, 1984. 424 с.
34. Теория тепломассообмена/ И. С. Исаев, И. А. Кожин, В. И. Кофанов и др.; Под ред. А. И. Леонтьева. М.: Высшая школа, 1979. 495 с.
35. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сухомят А. С. Теплопередача. М.: Энергоиздат, 1981. 416 с.
36. Калинин Э. К., Дрейцер Г. А., Ярмо С. А. Интенсификация теплообмена в каналах. М.: Машиностроение, 1981. 205 с.
37. Касаткин А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. М.: Химия, 1973. 752 с.
38. Кафаров В. В. Основы массопередачи. М.: Высшая школа, 1979. 439 с.
39. Керн Д., Краус Л. Развитие поверхности теплообмена. М.: Энергия, 1974. 464 с.
40. Кириллин В. А., Сычев В. В., Шейндлин А. Е. Техническая термодинамика. М.: Энергия, 1974. 447 с.
41. Коган В. Б. Теоретические основы тепловых процессов химической технологии. Л.: Химия, 1977. 592 с.
42. Кокорин О. Я. Установки кондиционирования воздуха. М.: Машиностроение, 1978. 264 с.
43. Колач Т. А., Радун Д. В. Выпарные станции. М.: Машиностроение, 1963. 399 с.
44. Конахин А. М. Расчет сушилок со взвешенным слоем. М.: Изд-во МЭИ, 1981. 70 с.
45. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин/ Н. Н. Кошкин, А. К. Стукаленко, Н. Н. Бухариц и др. Л.: Машиностроение, 1976. 464 с.
46. Красников В. В. Кондуктивная сушка. М.: Энергия, 1973. 286 с.
47. Кузнецов А. А., Кагерманов С. М., Судаков Е. Н. Расчет процессов и аппаратов нефтеперерабатывающей промышленности. Л.: Химия, 1974. 344 с.
48. Кузьма-Китча Ю. А., Москвин В. Н., Сорокин Д. Н. Исследование теплоотдачи при кипении воды на поверхности с пористым покрытием. — Теплоэнергетика, 1982, № 3, с. 53—54.
49. Кутателадзе С. С., Леонтьев А. И. Тепломассообмен и трение в турбулентном пограничном слое. М.: Энергоатомиздат, 1985. 320 с.
50. Кэйс В. М., Лондон А. А. Компактные теплообменники. М.: Госэнергоиздат, 1967. 223 с.
51. Лашинский А. А. Конструирование сварных химических аппаратов (справочник). Л.: Машиностроение, 1981. 382 с.
52. Лебедев П. Д. Теплообменные, сушильные и холодильные установки. М.: Энергия, 1972. 320 с.
53. Лебедев П. Д., Шукин А. А. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий (курсовое проектирование). М.: Энергия, 1970. 408 с.
54. Лыков А. В. Теория сушки. М.: Энергия, 1968. 470 с.
55. Лыков А. В., Михайлов Ю. А. Теория тепло- и массопереноса. М.: Госэнергоиздат, 1963. 536 с.
56. Лыков М. В., Леончик Б. И. Распылительные сушилки. М.: Машиностроение, 1966. 331 с.
57. Лыков М. В. Сушка в химической промышленности. М.: Химия, 1970. 429 с.
58. Маньковский О. М., Толчинский А. Р., Александров М. В. Теплообменная аппаратура химических производств. Л.: Химия, 1976. 368 с.
59. Маслов А. М. Аппараты для обработки вязких жидкостей. Л.: Машиностроение, 1980. 208 с.
60. Машин и аппараты химических производств/ И. И. Чернобыльский, А. Г. Бондарь, Б. А. Гаевский и др.; Под ред. И. И. Чернобыльского. М.: Машиностроение, 1975. 456 с.
61. Машин и аппараты химических производств. Примеры и задачи/ И. В. Доманский, В. П. Исаков, Г. М. Островский и др.; Под общ. ред. В. Н. Соколова. Л.: Машиностроение, 1982. 384 с.

62. Мартыновский В. С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов. М.: Энергия, 1979. 285 с.
63. Мартынов А. В., Бродянский В. М. Что такое вихревая труба? М.: Энергия, 1976. 152 с.
64. Меклер В. Я., Овчинников П. А., Агафонов Е. П. Вентиляция и кондиционирование воздуха на машиностроительных заводах (справочник). М.: Машиностроение, 1980. 336 с.
65. Мигай В. К. Повышение эффективности современных теплообменников. Л.: Энергия, 1980. 144 с.
66. Михайлов Ю. А. Сушка перегретым паром. М.: Энергия, 1967. 200 с.
67. Молоканов Ю. К. Процессы и аппараты нефтегазопереработки. М.: Химия, 1980. 408 с.
68. Негорючие теплоносители и гидравлические жидкости. Справочное руководство под ред. А. М. Сухотина. Л.: Химия, 1979. 360 с.
69. Никитина Л. М. Таблицы коэффициентов массопереноса влажных материалов. Минск: Наука и техника, 1964. 98 с.
70. Орехов И. И., Обрезков В. Д. Холод в процессах химической технологии. Л.: Изд-во Ленинградского университета, 1980. 256 с.
71. Павлов К. Ф., Романков П. Г., Носков А. А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Л.: Химия, 1981. 560 с.
72. Петухов Б. С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах. М.: Энергия, 1967. 412 с.
73. Плацковский А. Н., Муштаев В. И., Ульянов В. М. Сушка дисперсных материалов в химической промышленности. М.: Химия, 1979. 288 с.
74. Плановский А. Н., Николаев П. И. Процессы и аппараты химической и нефтехимической технологии. М.: Химия, 1972. 496 с.
75. Плановский А. Н., Рамм В. М., Каган С. З. Процессы и аппараты химической технологии. М.: Химия, 1968. 848 с.
76. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника (Справочник)/ Под общ. ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. М.: Энергоатомиздат, 1983. 552 с.
77. Рамм В. М. Теплообменные аппараты. М.—Л.: Госхимиздат, 1948. 212 с.
78. Расчет процессов и аппаратов нефтепереработки (справочник)/ Под ред. Е. Н. Судакова. М.: Химия, 1979. 568 с.
79. Риферт В. Г. Конденсация пара внутри горизонтальных труб. — ИФЖ, 1983, т. 4, № 6, с. 1017—1029.
80. Романков П. Г., Рашковская Н. Б. Сушка в кипящем слое. Л.: Химия, 1964. 288 с.
81. Скобло А. И., Трегубова И. А., Молоканов Ю. К. Процессы и аппараты нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности. М.: Химия, 1982. 584 с.
82. Соколов Е. Я., Зингер Н. М. Струйные аппараты. М.: Энергия, 1970. 278 с.
83. Соколов Е. Я., Бродянский В. М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения. М.: Энергия, 1981. 320 с.
84. Справочник по пыле- и золоулавливанию/ Под общей ред. А. А. Русанова. М.: Энергоатомиздат, 1983. 512 с.
85. Справочник химика. Т. VI. М.—Л.: Химия, 1966. 976 с.
86. Сукмел А. С., Величко В. И., Абросимов Ю. Г. Теплообмен и трение при турбулентном течении газа в коротких каналах. М.: Энергия, 1979. 216 с.
87. Сумятов В. А. Сушка и увлажнение лубоволокнистых материалов. М.: Легкая индустрия, 1980. 336 с.
88. Сушон С. П., Завалко А. Г., Миц М. И. Вторичные энергетические ресурсы промышленности СССР. М.: Энергия, 1978. 320 с.
89. Таубман Е. И. Выпаривание. М.: Химия, 1982. 328 с.
90. Тарасов Ф. М. Тонкослойные теплообменные аппараты. М.—Л.: Машиностроение, 1964. 364 с.
91. Тебеньков Б. П. Рекуператоры для промышленных печей. М.: Металлургия, 1975. 358 с.
92. Телегин А. С., Швыдкий В. С., Ярошенко Ю. Г. Термодинамика и тепломассоперенос. М.: Металлургия, 1980. 264 с.
93. Тепловые и атомные электрические станции (справочник)/ Под общ. ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. М.: Энергоиздат, 1982. 624 с.
94. Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент (справочник)/ Под общ. ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. — М.: Энергоиздат, 1982. 512 с.
95. Теплотехнический справочник, т. 2/ Под общ. ред. В. Н. Юренина и П. Д. Лебедева. М.: Энергия, 1976. 896 с.
96. Теплоэнергетика и теплотехника. Общие вопросы (справочник)/ Под общ. ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. М.: Энергия, 1980. 528 с.

97. Удыма П. Г. Системы противаварийной защиты теплоиспользующих установок. М.: Изд-во МЭИ, 1981. 76 с.
98. Удыма П. Г. Аппараты с погружными горелками. М.: Машиностроение, 1973. 271 с.
99. Химическое оборудование в коррозионностойком исполнении/ П. Г. Удыма, И. Я. Клинов и др. М.: Машиностроение, 1970, 591 с.
100. Перспективы использования тепловых насосов в системах централизованного теплоснабжения/ В. М. Фильков, В. С. Янков и др. — В кн.: Сб. докл. V Межд. конф. по центр. теплоснаб., секция II, вып. III. Киев: 1982. с. 23—29.
101. Флорев О., Смгельский О. Расчеты по процессам и аппаратам химической технологии. М.: Химия, 1971. 448 с.
102. Хаузен Х. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе: Пер. с нем. М.: Энергоиздат, 1981. 384 с.
103. Холодильные машины/ Под ред. Н. Н. Кошкина. М.: Пищевая промышленность, 1973. 511 с.
104. Холодильные компрессоры (справочник). М.: Лесная промышленность, 1981. 279 с.
105. Холодильные машины (справочник). М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. 223 с.
106. Циборовский Я. Основы процессов химической технологии. Л.: Химия, 1967. 720 с.
107. Чернобыльский И. И. Выпарные установки. Киев: Вища школа, 1970. 495 с.
108. Чечеткин А. В. Высокотемпературные теплоносители. М.: Энергия, 1971. 496 с.
109. Юдин В. Ф. Теплообмен поперечно оребренных труб. Л.: Машиностроение, 1982. 189 с.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- Абсолютная влажность 147
 Абсорбер, абсорбция 252
 Абсорбер 287, 288
 Адсорбент, адсорбция 253
 Аппараты абсорбционные 254
 — абсорбционные 257
 — массообменные, теплообменные 6
 — перегонные, тепломассообменные 222
 — ректификационные 240
 — холодильных машин 274
- Баланс тепловой абсорбционной холодильной машины 288
 Барометрический конденсатор 305
 Брызгоотделитель, жалюзийные, сетчатые, циклонные 304
- Вакуум-насосы водокольцевые 307, 308
 — ротационные 306
 Вакуум-фильтр 166
 Вихревая труба 280
 Вихревой эффект 280
 Влагосодержание воздуха 147
 — гигроскопическое, критическое, материала, приведенное критическое, равновесное 170, 171, 176, 177, 178, 179
 Влажный газ 147
 Выпарные аппараты:
 — адiabатные 115
 — контактные 115
 — погружного горения 116
 — роторного типа 121
 с естественной циркуляцией
 с погружной горелкой 123, 139, 140
 с поднимающейся пленкой 123
 с принудительной циркуляцией 120, 121, 122
 с тепловым насосом 114
- Газовые холодильные машины 274
 Генератор абсорбционной холодильной машины 287
 Градус массообменный 172
- Десорбция 252
 Дегандер 276, 278
 Дефлегматор 222, 251
 Диаграмма парциальных давлений 224
 — равновесия, фазовая 224, 228
 Диаметр корпуса теплообменника 41
 — трубы (внутренний, наружный) 16, 24, 59
 — штуцера 43
 — эквивалентный канала 57
 Дозаторы 316
 Дробилки конусные, шнековые 313, 315
 Дросселирование 266, 281
- Закон Генри 254
 — Дальтона 225, 254
 — Коновалова 229
 — Рауля 226, 228
- Интенсивность испарения 171, 173
 Интенсификация теплообмена 13, 19, 27, 55, 72
 Испарители холодильных установок 274, 285, 290
- Камера орошения 163
 Капиллярно-пористое тело 163
 Капилляры 169
 Кинетическая кривая 244
 Кожух (корпус) теплообменника 46
 Коллоидное тело 168
 Колонны насадочные, пленочные, роторные, сетчатые, тарельчатые 246, 248, 250, 251
- Колпачки 249
 Компактность теплообменника 46
 Компонент высококипящий 221, 228
 — низкокипящий 221
 Компрессоры аммиачные, бессальниковые, винтовые, поршневые, центробежные 272, 273, 275
 Конденсатороотдатчики — подпорная шайба, с закрытым поплавком, с открытым поплавком, термостатические 309, 310
 Конденсаторы холодильных установок 274
 Концентрация фаз 224, 234
 Коэффициент:
 — аккумуляции теплоты 91, 92
 — активности 229
 — влаговыпадения 161
 — избытка флегмы 243
 — инжекции 291
 — массоотдачи 30, 70, 160, 230
 — массопередачи 231
 — местных сопротивлений 44, 45, 62
 — обрешетки 46, 62
 — относительной летучести 225
 — потенциалопроводности, термоградиентный 173, 174
 — рециркуляции 152, 197
 — теплоотдачи конвективный 30
 — ориентировочные значения 11
 — приведенный 47
 — теплопередачи калорифера 34, 55
 — аллюхой стенки, ребристой стенки, рекулративного теплообменника 28
 — трансформации 262, 94
 — холодильный 262, 269, 277
 — эскергетический 262, 270
 КПД теплообменника 26
 — эскергетический 262, 270
 Кристаллизаторы 143
- Линия кипения, конденсации 227
 — рабочая 240, 255
- Машина абсорбционная холодильная 291
 — турбохолодильная 278, 281
 Мельница молотковая, шаровая 316
 Механическое обезжиривание 166, 167
 Многоступенчатые выпарные установки 126, 135, 137
 Мощность вентилятора, насоса, теплообменника тепловая 46
- Напор температурный среднеарифметический, среднелогарифмический, средний 26, 30, 31, 32
 Насадка дисковая, кирпичная, кольца Рашига, пластинчатая, сетчатая, скрубберная, шаровая 63, 83, 154
 Нутч-фильтр 300
- Обобщенная кривая кинетики сушки 187
 Обратный цикл Карно 260
 Объемный коэффициент теплопередачи 89, 90
 Оптимальное число ступеней 119
 Относительная влажность 148
 Относительный коэффициент сушки 179, 180
 Отстойник 166, 293
- Перегонка многократная, однократная 221, 237, 238
 Перегородка концентрическая, сегментная 16
 Питатели 317
 Плотность массового потока, теплового потока, теплоносителя 30, 36, 70
 Поверхность массообмена, межфазная (граничная раздела фаз), насадки, тепломассообмена 6

— ребристая (оребринная стенка), теплооб-
мена (нагрета) 6, 23, 46
Порозность слоя 87, 98, 99, 100
Потенциал загазообразования 173
— массы 172
Процесс выпарки, дистилляции, перегонки,
ректификации, сушки 6
— испарения, нагревания, охлаждения 6,
27, 30
— кипения, конденсации 6, 26, 30, 67, 68
Псевдооживленная слой 94
— монодисперсный, полидисперсный 97
Пылеуловители батарейные, циклонные 302,
303

Рабочие тела холодильных машин 264, 265
Размещение труб в пучке коридорное, по
концентрическим окружностям, пучок Жи-
набо, ромбическое (по сторонам шести-
угольника), со смещением поперечным ша-
гом, шахматное 4

Расчет гидравлического сопротивления:

змеевика 61
калориферов 34, 56
компактных теплообменников 65
продольно-профилерованных труб 65
пучков труб в трубах и каналах 56, 61,
62, 65

Расчет теплопередачи в калориферах 34, 56
— в теплообменниках периодического дей-
ствия 54

Расчет тепломассообмена в паргазовых сме-
сях 70

Расчет теплообмена:

в змеевике 61
в компактных теплообменниках 65
в продольно-профилерованных трубах 72
в пучках труб 59, 62
в стекающей пленке жидкости 67
конвективного в трубах и каналах 56,
61, 62, 65
при кипении, при конденсации 67, 68

Расчет (метод расчета) теплообменника:

гидравлический 35, 37
гидравлический, механический 24, 43
метод эффективности 37
тепловой конструктивный 24, 26, 35
— поверочный 24, 37
эффективной высоты ребра 47, 48
эффективности ребра 47, 48

Расчет холодильной установки:

парокомпрессорной 263

парожеткорной 291

Ребро (оребриenne):

внутреннее, двустороннее, наружное 21
гладкое, жалюзийное, ленточное, лен-
точно-спиральное, пластинчатое, плоско-
прерывистое, поперечное, поперечно-спи-
ральное наливное, поперечно-спиральное
накатное, поперечно-спиральное с заваль-
цовкой в канавку, поперечно-спиральное
U-образное, проволочно-спиральное про-
дольное, профилерованное, стерженько-
вое 23, 55

Регенеративный теплообменный аппарат 83

Регенератор доменной печи, маргеновской

печи, системы Юнгстрема 86

— с падающей насадкой 87

Ректификация 221

Рециркуляция 152, 190, 197

Свойства рабочих тел 263, 264

Скорость массовая 28

— определяющая (теплоносителя) 62, 64, 65,
67, 72

— теплоносителя (рекомендуемая) 11

— фильтрация 98

Скруббер 146

— Бенгури 158, 159

— лентный тарельчатый 156

— полый 153

— с псевдооживленной насадкой 157, 158

Слой плотный 87

— кипящий 87

Смеси:

бинарные 223, 235

взаимно нерастворимые 224

— растворимые 226

идеальные 226

многокомпонентные 223, 239, 245

реальные 225

частично растворимые 228

Смесительные теплообменники 146

Соотношение Льюиса 160

Сопроизведение гидравлическое (аэродинами-
ческое):

калорифера 34

межтрубного пространства 45

местное 44

пучков труб 43

самотечи 44

спиральных и пластинчатых теплообмен-
ников 45

тени 44

ускорения 44

Сосуды 312

Средняя движущая сила 232

Схемы движения теплоносителей:

перекрестный ток 8, 39

переноса массы и теплоты 30

подачи раствора 119

подогрева раствора 118

противоток 8, 39

прямоток 8, 39

— сложные 8, 39

Тарелки 248

Температурный гистерезис 93

Тепловая труба 73

Тепловой насос 260

Теплоемкость удельная 26

— полная 37, 55

Теплоноситель:

вода 11, 12

водяной пар 11, 12

воздух 9, 147

высокотемпературный (в том числе орга-
нический) 9, 11

дымовые газы 9, 194

криогенный 9

низкотемпературный 9

одно-, двух-, многофазный 5

промежуточный 9

среднетемпературный 9

сушильный агент 9, 182

твердый сыпучий 9

хладагент 9

хладоноситель 9

Теплообменные аппараты:

влажного воздуха 163

воздухоподогреватели 21

водо-воздушного охлаждения 23

водоподогреватель 16

— аккумулятор 51

воздушного охлаждения 23

емкостные 13

испарители 17, 18

— охладители 23

калориферы 21

кожухо-трубчатые 13, 40

конденсаторы 6

контактные 6, 27

ламельные 18

одно-, двух-, трех-, многоточные 9

перепреобразователи 6, 18

пластинчатые 23

пластинчато-ленточные 23

пластмассовые, блочно-панельные 18

пленочные (с пленочным движением жид-
кости) 21

промышленных энергетических и техно-
логических установок, 13, 15, 21, 18, 32

прямо-противо-перекрестные 8

радиаторы 6

ребристые 23

регенеративные 7

рекуперативные непрерывного действия

7, 43

— периодического действия 8, 51

рекуператоры 21

с витым трубным пучком 17

секционные 17

смесительные 6

теплогрубые 7

транспортные 13, 23, 32

труба в трубе 18

трубчато-ленточные ребристые 23

трубчато-пластинчатые ребристые 23

холодильники 6

экомайзеры 21

Тепловой насос 260

Термосифон 79

Труба биметаллическая 25
— диффузионно-конфузионная 53, 72
— — образная 16
— ребристая 22, 23
Трубная доска (решетка) 15, 41
Трубный пучок (см. размещение труб в пучке)
Турбодетандер 277
Турбокомпрессор 275, 277
Уравнение:

Дарси 74
материального баланса 27
Меркеля 160, 161
неразрывности (расхода) 29
теплового баланса 26
теплопередачи 26
Установка:
абсорбционная 287
випарная 5
высокотемпературная 5
газовая 274
дистилляционная 5
криогенная 5
низкотемпературная 5
обезвреживания сточных вод 5
парокомпрессорная 265
парожетонная 289
перегонная 5
ректификационная 5
среднетемпературная 5
сушильная 10
теплонасосная 292, 293
теплотехнологическая 3, 5
технологическая 5
холодильная 5, 260, 265

утилизационная 5
энергетическая 5
Фильтр-пресс 299
Формы связи влаги с материалом 169

Характеристики холодильных машин 268
Характерный размер 57, 60, 61, 62, 64, 65, 67, 72
Хемосорбция 252
Ход теплоносителя (среды) 8
Холодопроизводительность 260, 268, 284

Центрифуги 301
отстойные 167
фильтрующие 167

Число единиц переноса 37, 38, 234, 240
— псевдооживления 102
— теоретических тарелок 240, 243, 255
— флегмовое 223, 240, 243
— — минимальное 242
— — оптимальное 243

Штуцер 17, 43

Энтальпия парогазовой смеси 27
Эффективность ребра 24, 47, 48
— ребристой (ребристой) поверхности 47
— температурная теплообменника 37

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава первая. Энергетическое и энерготехнологическое оборудование. Основные виды промышленных тепло- и массообменных процессов и установок	5
1.1. Понятия, определения и классификация промышленного оборудования	5
1.2. Теплообменные и тепломассообменные аппараты	6
1.3. Теплоносители	9
Контрольные вопросы	13
Глава вторая. Рекуперативные теплообменные аппараты	13
2.1. Конструкции рекуперативных теплообменников	13
2.2. Расчет и последовательность проектирования теплообменных аппаратов	24
2.3. Тепловой конструктивный расчет	26
2.4. Поверочный тепловой расчет	37
2.5. Компоночный расчет	40
2.6. Гидравлический расчет	43
2.7. Тепловой расчет компактных аппаратов с ребристыми поверхностями теплообмена	46
2.8. Рекуперативные аппараты периодического действия	51
2.9. Некоторые методы интенсификации теплообмена	55
2.10. Расчетные соотношения для теплообмена и гидравлического сопротивления в теплообменных аппаратах	56
2.11. Тепловые трубы	73
Контрольные вопросы	82
Глава третья. Регенеративные теплообменные аппараты и установки	83
3.1. Конструкции регенеративных теплообменных аппаратов и установок	83
3.2. Особенности теплообмена в слое	87
3.3. Тепловой расчет регенераторов	90
3.4. Аппараты с кипящим слоем	94
Контрольные вопросы	104
Глава четвертая. Выпарные установки	104
4.1. Свойства растворов	106
4.2. Выпаривание растворов	111
4.3. Технологические схемы выпарных установок	113
4.4. Выбор схемы выпарной установки	117
4.5. Основные элементы схемы выпарной установки	120
4.6. Тепловой расчет многоступенчатой выпарной установки (МВУ)	126
4.7. Кристаллизационные установки	143
Контрольные вопросы	146
Глава пятая. Смесительные теплообменники	146
5.1. Области применения смесительных теплообменников	146
5.2. Понятие о влажном газе и принципы построения H, d -диаграммы	147
5.3. Графическое изображение основных процессов изменения состояния воздуха	151
5.4. Аппараты с непосредственным контактом газов и жидкости	153
5.5. Массообменные аппараты систем кондиционирования	159
Контрольные вопросы	165
Глава шестая. Сушильные установки	166
6.1. Механическое обезвоживание	166
6.2. Свойства влажных материалов как объектов сушки	168
6.3. Общие сведения о процессе сушки материалов	170
6.4. Конвективная сушка	181
6.5. Аппаратурно-технологическое оформление процессов сушки	199
Контрольные вопросы	220

Глава седьмая. Перегонные и ректификационные установки	221
7.1. Общие сведения о перегонке и ректификации	221
7.2. Физико-химические основы равновесия фаз жидкость — пар	223
7.3. Перегонные установки	236
7.4. Ректификационные установки	240
7.5. Конструкции ректификационных колонн	248
Контрольные вопросы	251
Глава восьмая. Сорбционные процессы и установки	252
8.1. Общие сведения о сорбционных процессах	252
8.2. Абсорбционные процессы и установки	254
8.3. Адсорбционные процессы и установки	257
Контрольные вопросы	259
Глава девятая. Установки для трансформации теплоты	259
9.1. Классификация, принципы действия и области применения трансформаторов теплоты	259
9.2. Холодильные установки	265
9.3. Тепловые насосы	292
9.4. Трансформация пара низкого давления	295
Контрольные вопросы	296
Глава десятая. Вспомогательное оборудование тепломассообменных установок	297
10.1. Оборудование для перемещения жидкостей	297
10.2. Оборудование для разделения неоднородных жидкостей	298
10.3. Пылеочистные устройства	302
10.4. Брызгоотделители	303
10.5. Барометрические конденсаторы	305
10.6. Вакуум-насосы	306
10.7. Конденсатоотводчики	308
10.8. Сосуды и резервуары	312
10.9. Дробилки и мельницы	313
10.10. Дозаторы и питатели	316
Контрольные вопросы	318
Список литературы	319
Предметный указатель	323

ВНИМАНИЮ

**студентов, аспирантов и преподавателей вузов
работников научно-технических библиотек
инженеров—энергетиков всех профилей!**

Энергоатомиздат выпустит в 1987 г. учебную литературу для вузов:

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА И ТЕПЛОТЕХНИКА

Гаврилов Е. И. Топливо-транспортное хозяйство и золоудаление на ТЭС. — (II кв.). — 13 л., 45 к.

Лебедев И. К. Гидродинамика паровых котлов. — (III кв.). — 15,5 л., 70 к.

Орлова М. П., Погорелова О. Ф., Улыбин С. А. Низкотемпературная термометрия. — (I кв.). — 17 л., 90 к.

Паровые и газовые турбины: Сборник задач/ Г. С. Самойлович, Б. М. Трояновский, В. В. Нитусов, А. И. Занин; Под ред. Г. С. Самойловича и Б. М. Трояновского. — 3-е изд., перераб. — (IV кв.). — 16 л., 85 к.

Рихтер Л. А., Елизаров Д. П., Лавыгин В. М. Вспомогательное оборудование тепловых электростанций. — (I кв.). — 21 л., 1 р.

Тепловые электрические станции/ В. Я. Рыжкин, В. Я. Гиршфельд, И. Н. Тамбиева и др.; Под ред. В. Я. Гиршфельда. — 3-е изд., перераб. — (III кв.), 42 л., 1 р., 70 к.

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА И ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ

Вольнский Б. А., Зейн Е. Н., Шатерников В. Е. Электротехника. — (III кв.) — 26 р., 1 р. 20 к.

Основы метрологии и электрические измерения/ Под ред. Е. М. Душина. — 6-е изд., перераб. и доп. — (II кв.) — 31 л., 1 р. 30 к.

Технология электроаппаратостроения/ Под ред. Ю. А. Филиппова. — (III кв.). — 21 л., 1 р. 10 к.

Терехов В. А. Элементы автоматизированного электропривода. — (II кв.). — 15 л., 70 к.

ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИКА И ГИДРОЭНЕРГЕТИКА

Кучинский Г. С., Кизеветтер В. Е., Пингаль Ю. С. Изоляция установок высокого напряжения. — (IV кв.). — 21,5 л., 1 р.

Федоров А. А. Учебное пособие для курсового и дипломного проектирования по электроснабжению промпредприятий. — (III кв.). — 21 л., 1 р.

Электрическая часть электростанций/ Под ред. С. В. Усова. — 2-е изд., перераб. и доп. — (I кв.). — 40 л., 1 р. 60 к.

Гидроэлектрические станции/ Н. Н. Аршеневский, М. Ф. Губин, В. Я. Карелин и др. — 3-е изд., перераб. и доп. — (IV кв.). — 44 л., 1 р. 80 к.

АВТОМАТИКА И ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА

Коршунов Ю. М. Математические основы кибернетики. — 3-е изд., перераб. и доп. — (II кв.). — 32 л., 1 р. 40 к.

Корячко В. П., Куричич В. М., Норенков И. П. Теоретические основы САПР. — (III кв.). — 27 л., 1 р. 30 к.

Ларионов А. М., Майоров С. А., Новиков Г. И. Вычислительные системы, комплексы и сети. — (II кв.). — 25 л., 1 р. 20 к.

Чураков Е. П. Оптимальные и адаптивные системы. — (I кв.). — 16 л., 85 к.

С аннотациями на эти книги Вы можете ознакомиться в тематическом плапе выпуска литературы Энергоатомиздата на 1987 г., который поступает во все магазины, распространяющие научно-техническую литературу.

Предварительные заказы на эти книги принимают все магазины научно-технической литературы.

Для получения книг по предварительным заказам покупателю необходимо оставить в книжном магазине почтовую открытку с указанием обратного адреса, автора и названия книги, номера книги по плану.

Организация могут заказать книги через магазины гарантийными письмами.

Книжные магазины принимают предварительные заказы до 1 ноября 1986 г.

Своевременное оформление заказов — гарантия того, что Вы приобретете интересующую Вас книгу.