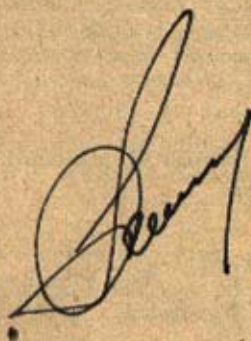


ПРОМЫШЛЕННЫЕ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫЕ ПРОЦЕССЫ И УСТАНОВКИ

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 (специальность 0308) указано, что специалист должен знать энергопроизводящее и энергопотребляющее оборудование электрических, тепловых, воздухоподогревательных, 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 установок 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

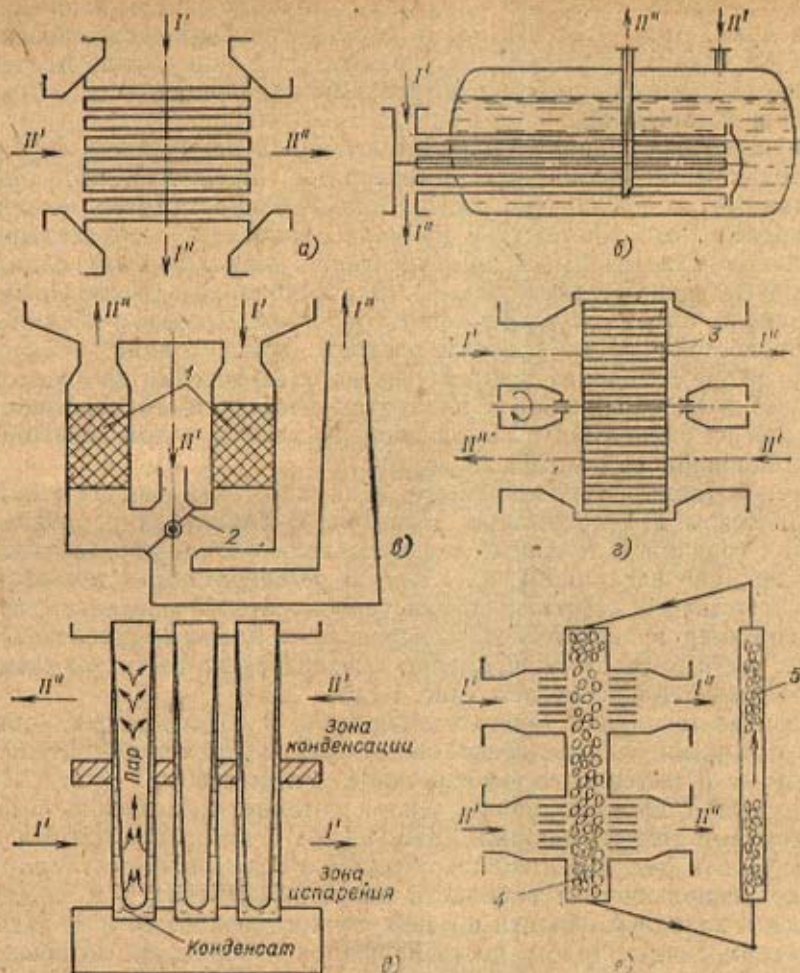


Рис. 1.1. Принципиальные схемы рекуперативных и регенеративных поверхностных и контактных теплообменников:

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.

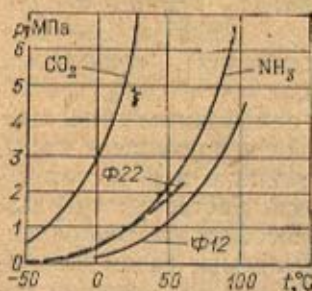


Рис. 1.2. Зависимости температуры кипения хладагентов от давления

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 перфторэфир 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,

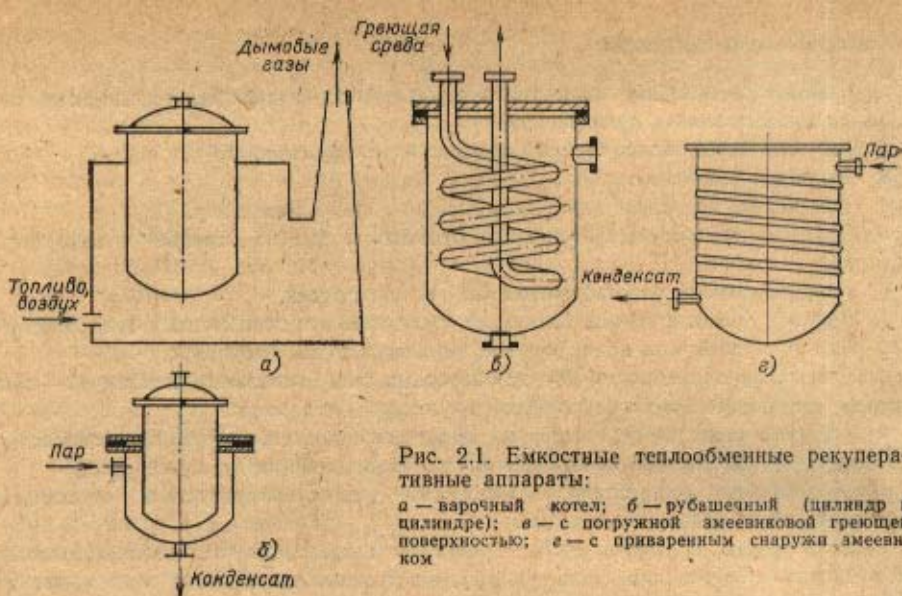
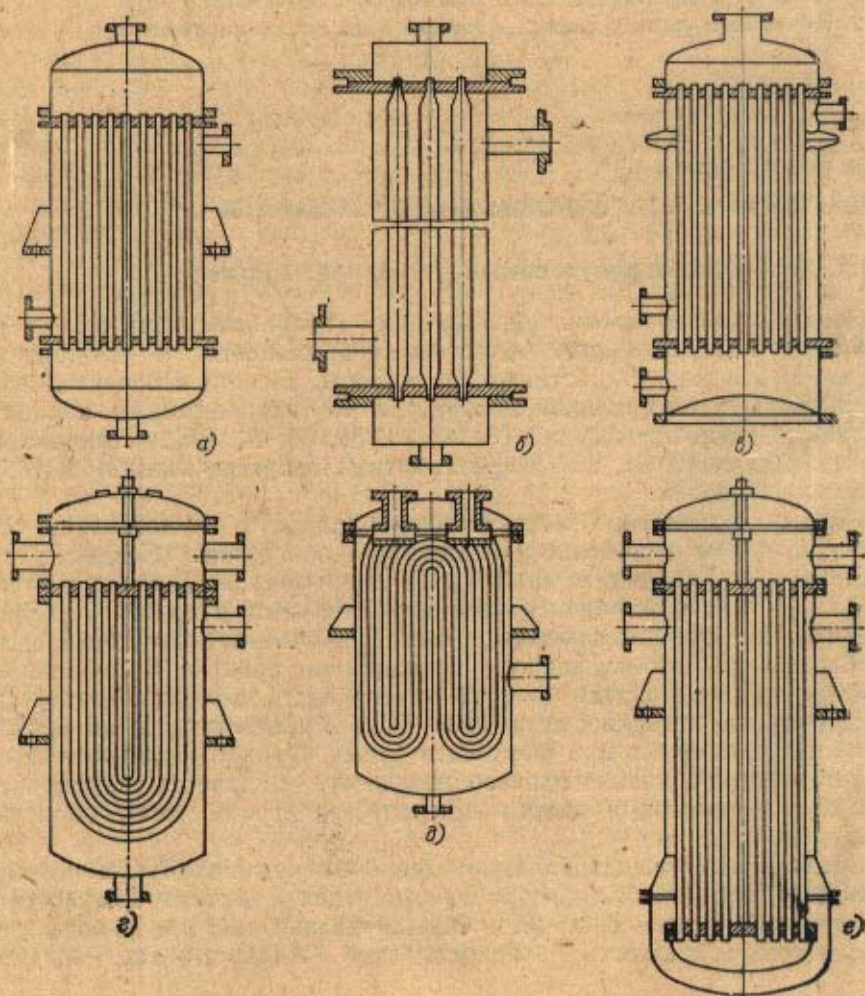


Рис. 2.1. Емкостные теплообменные рекуперативные аппараты:

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

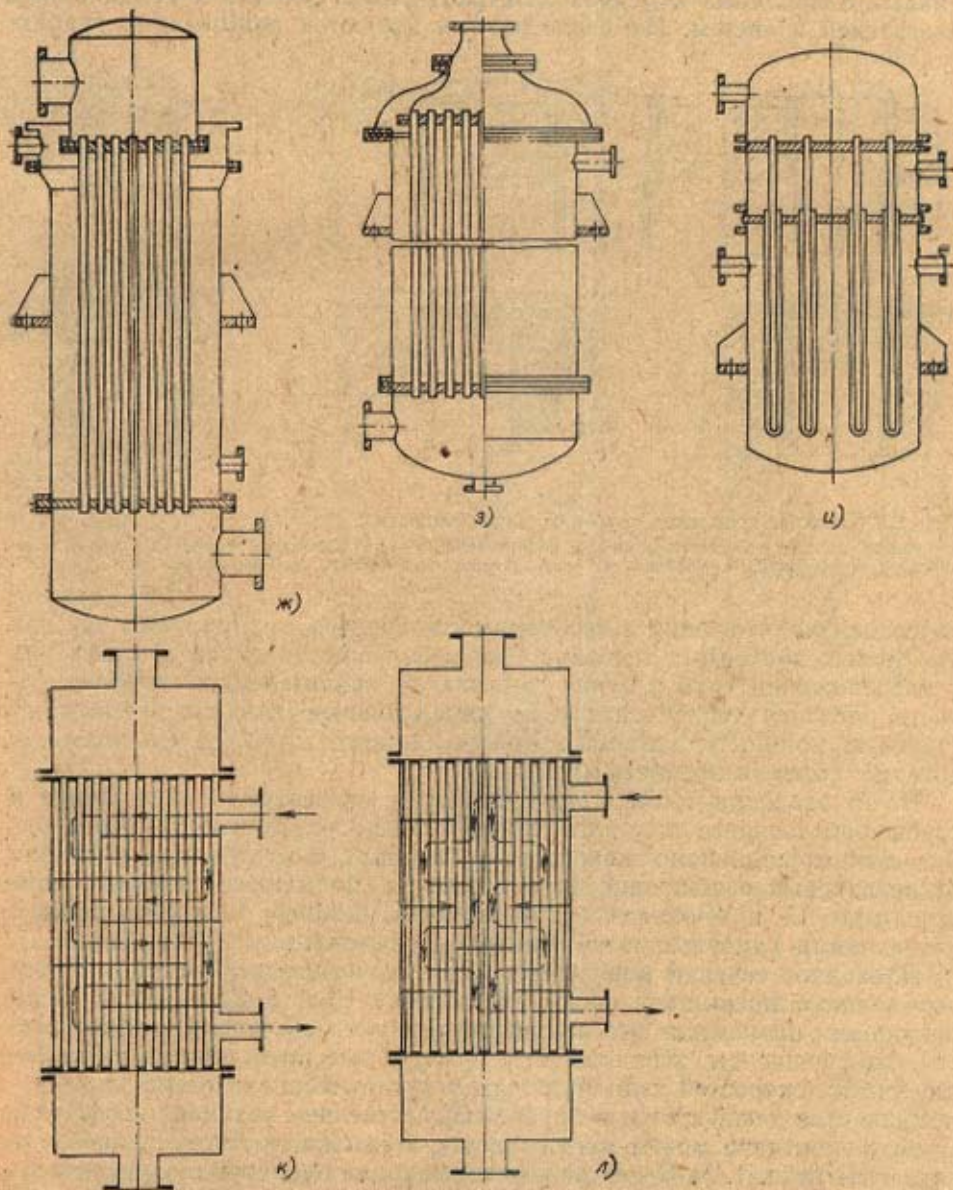


Рис. 2.2. Кожухотрубчатые рекуперативные теплообменные аппараты:

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-

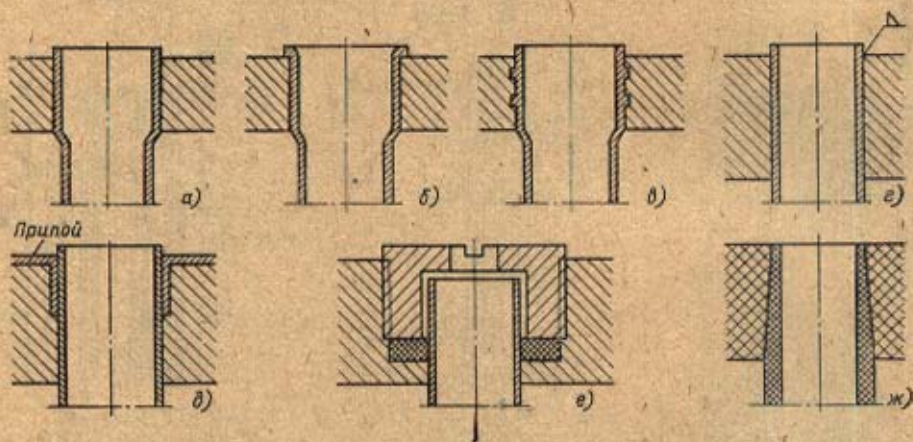


Рис. 2.3. Способы крепления труб в трубных решетках:

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

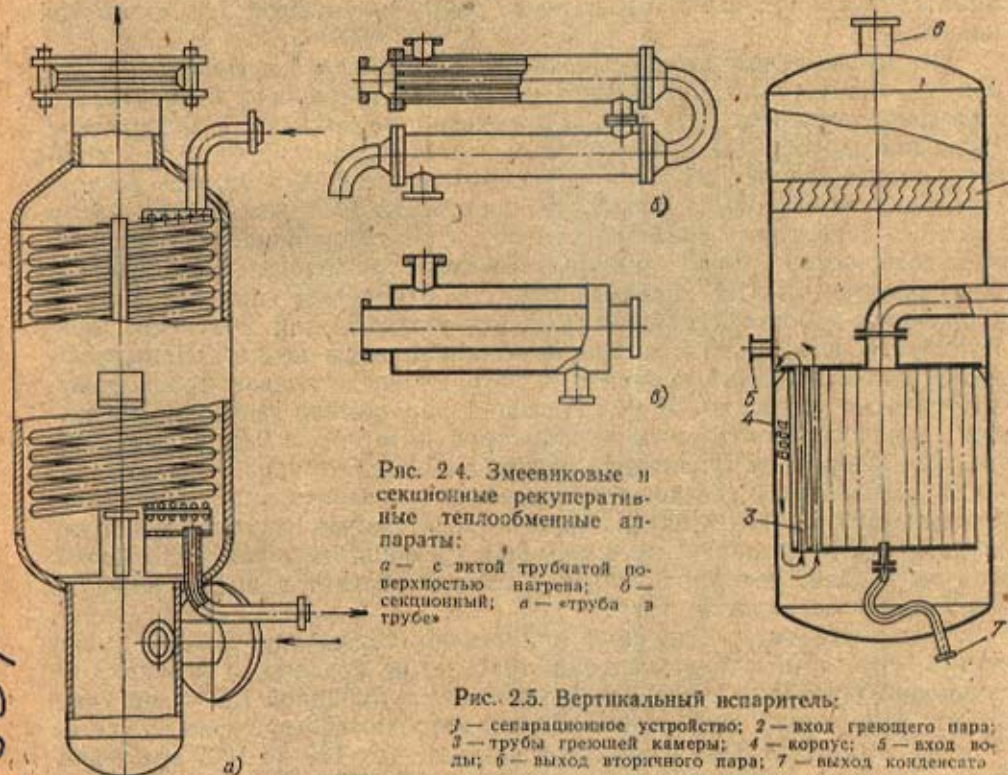
лические сопротивления и необходимость точного изготовления, так как при малых проходных сечениях уже небольшие различия в диаметрах и расположении труб в пучке вызывают значительную неравномерность расходов теплоносителя по параллельным каналам и снижают тепловую мощность аппарата. Кожух аппарата снабжен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

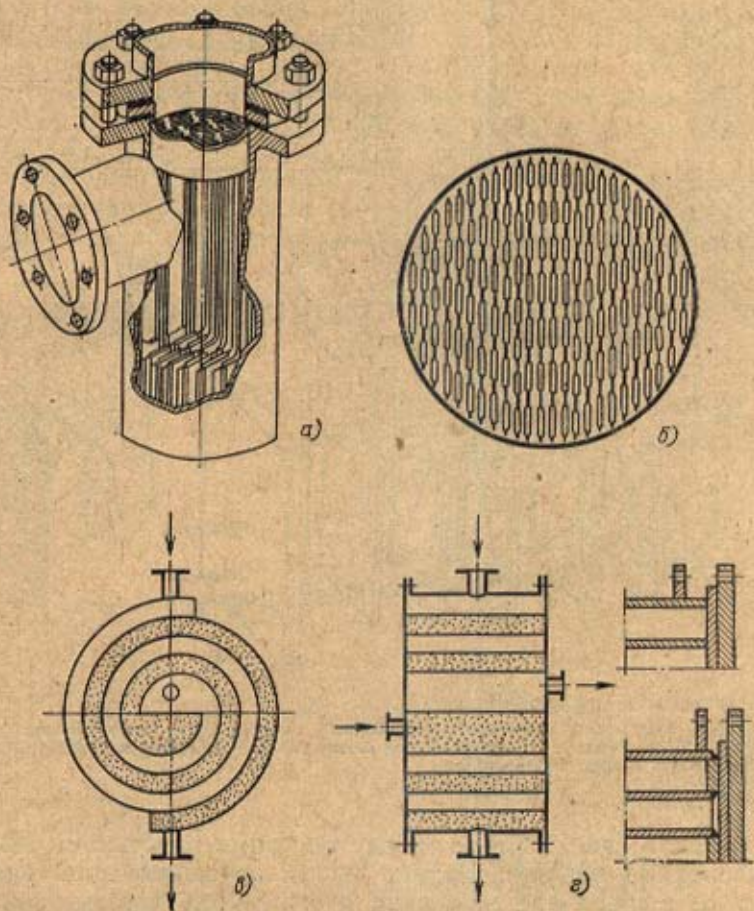


Рис. 2.6. Ламельный и спиральный теплообменники:

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-

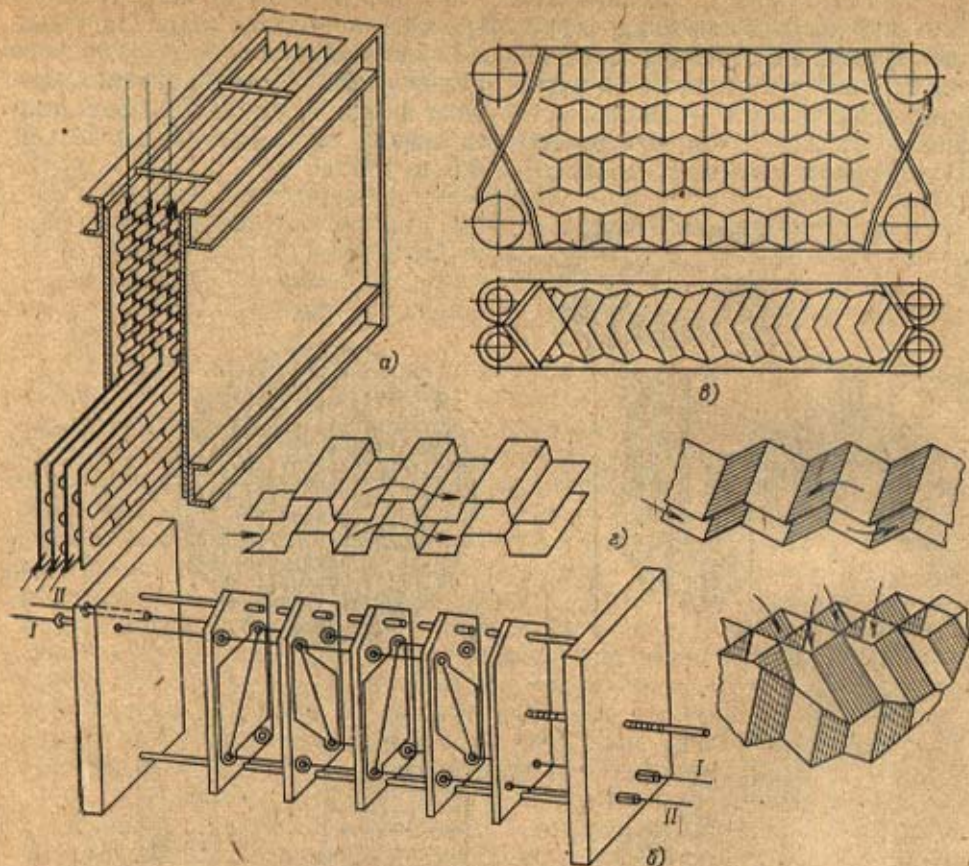


Рис. 2.7. Пластина́тые теплообменники:

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,

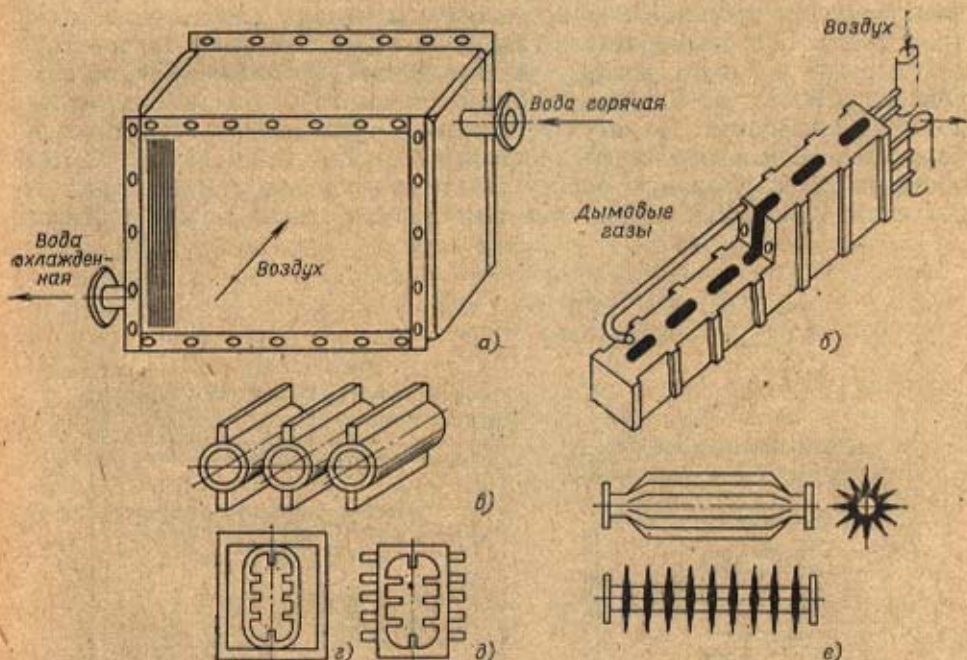


Рис. 28. Воздухонагреватели и рекуператоры:

а — стальной ребристый воздухонагреватель (калорифер); б — термоблочный рекуператор; в — трубы с плавниковыми ребрами; г — чугунная труба с внутренним оребрением в приугольном кавале; д — чугунная литая труба с игольчатым 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

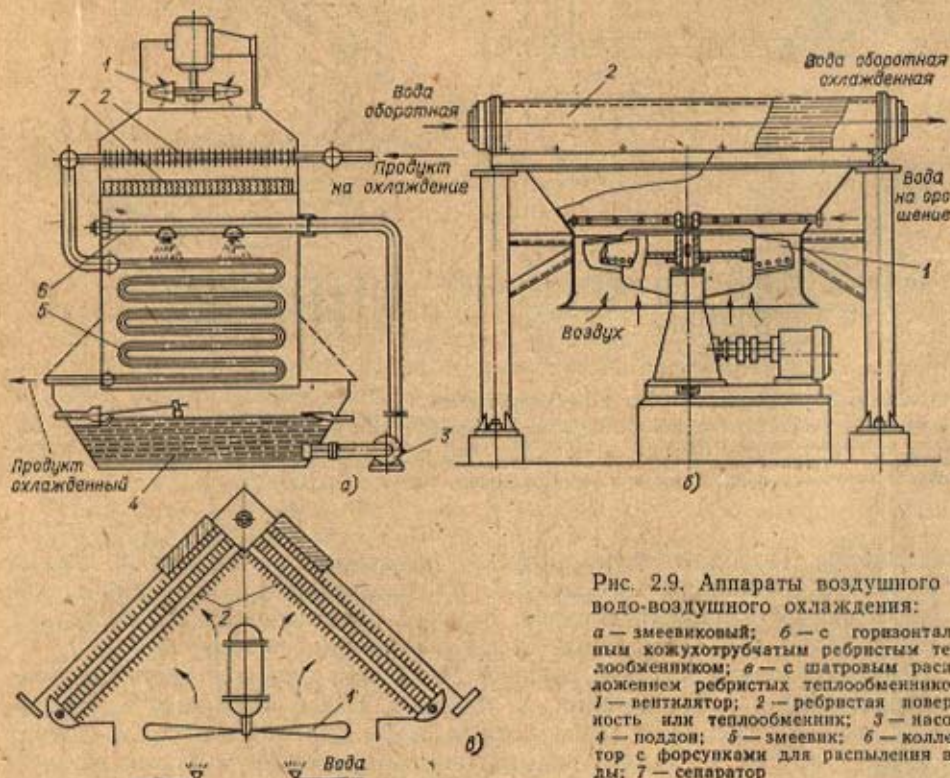


Рис. 2.9. Аппараты воздушного и водо-воздушного охлаждения:

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-

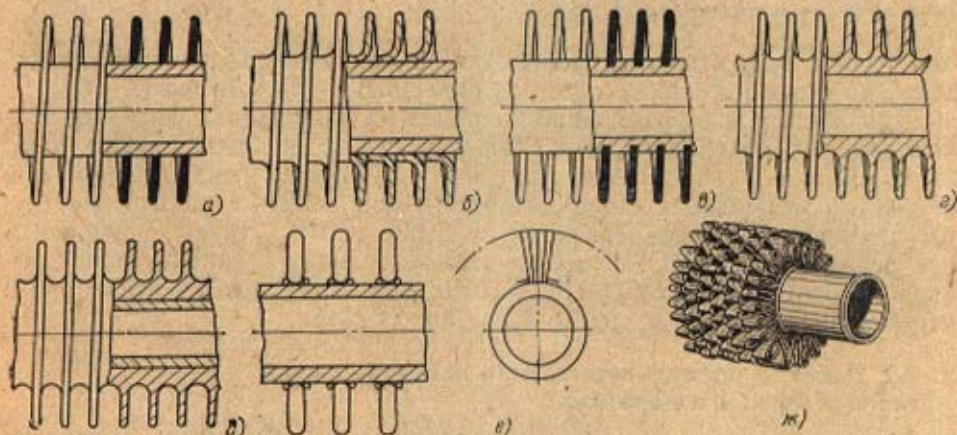


Рис. 2.10. Ребристые трубы:

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

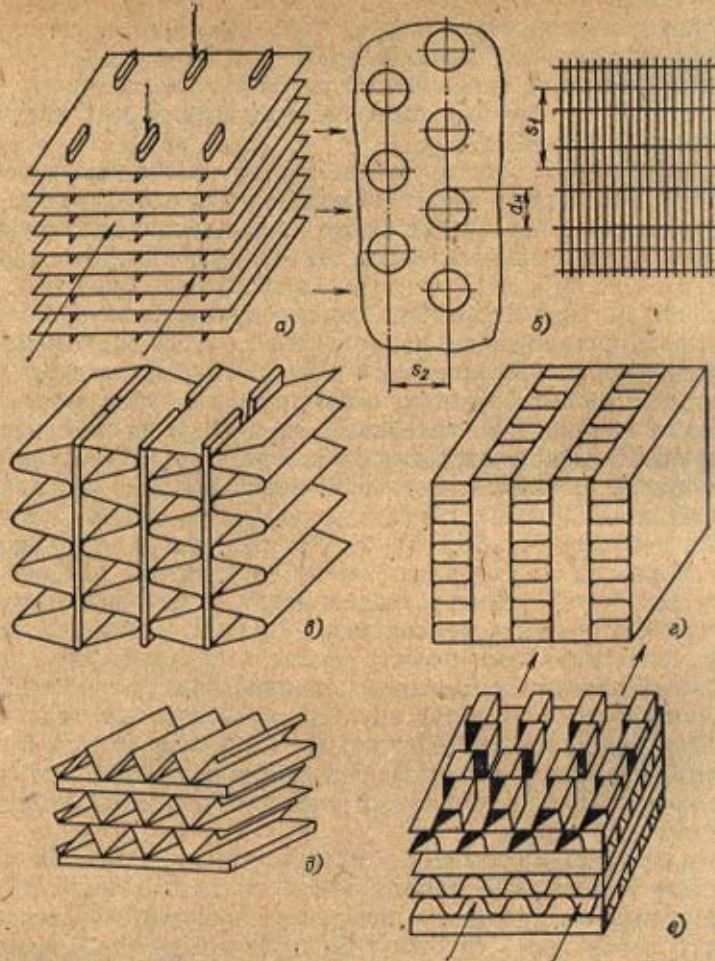


Рис. 2.11. Ребристые поверхности нагрева для транспортных теплообменников и теплообменников газотурбинных двигателей:

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, $\varphi=0,4 \div 0,5$.

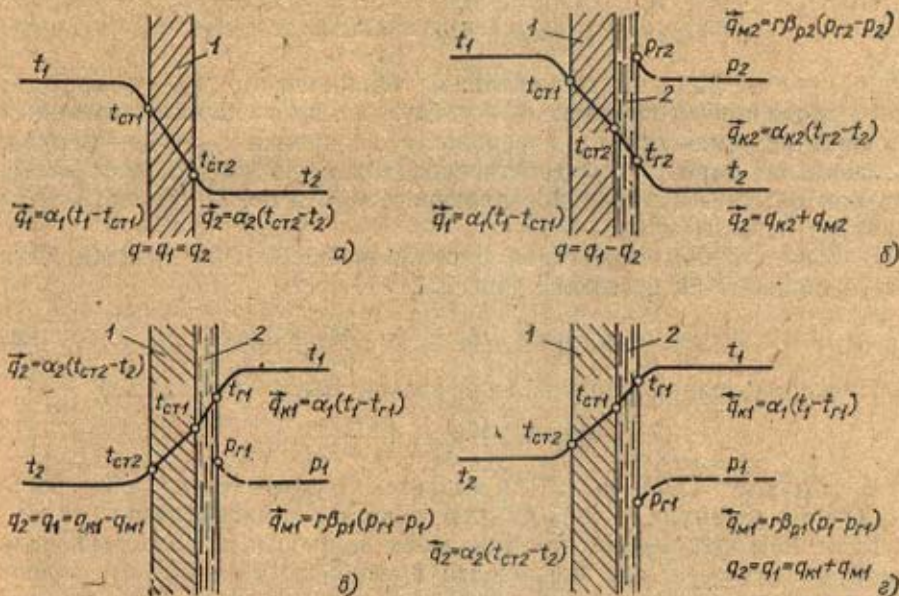


Рис. 2.12. Схемы переноса теплоты и массы при теплообмене через непроницаемую поверхность:

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-

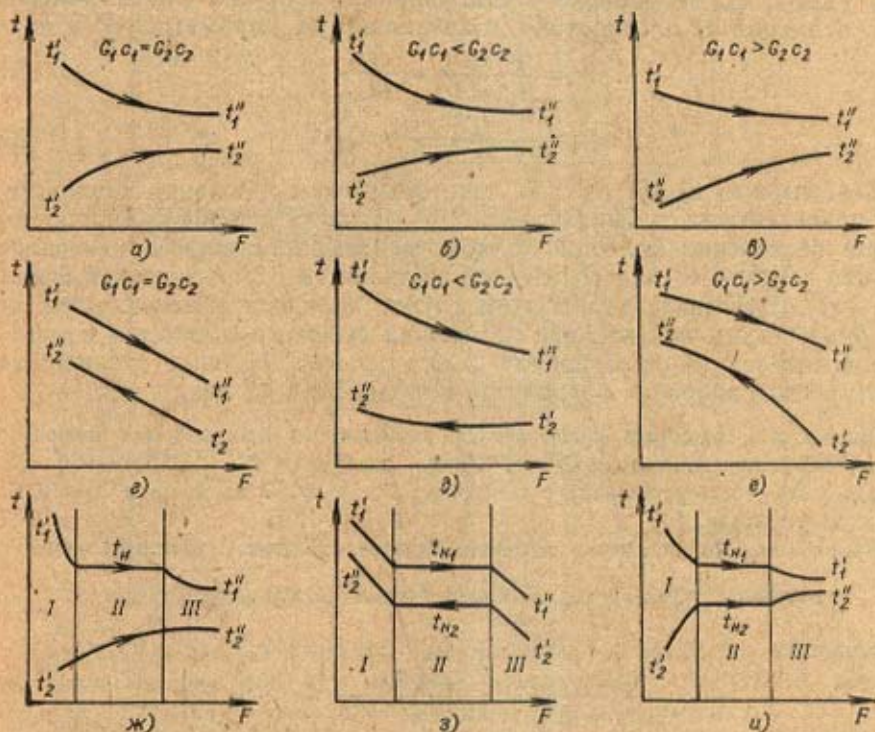


Рис. 2.13. Изменение температуры теплоносителей в рекуперативных теплообменниках непрерывного действия:

а—в — при прямоточном 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. $G_1c_1 = G_2c_2$, 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 ($G_1c_1 \rightarrow \infty$ или $G_2c_2 \rightarrow \infty$) 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:

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

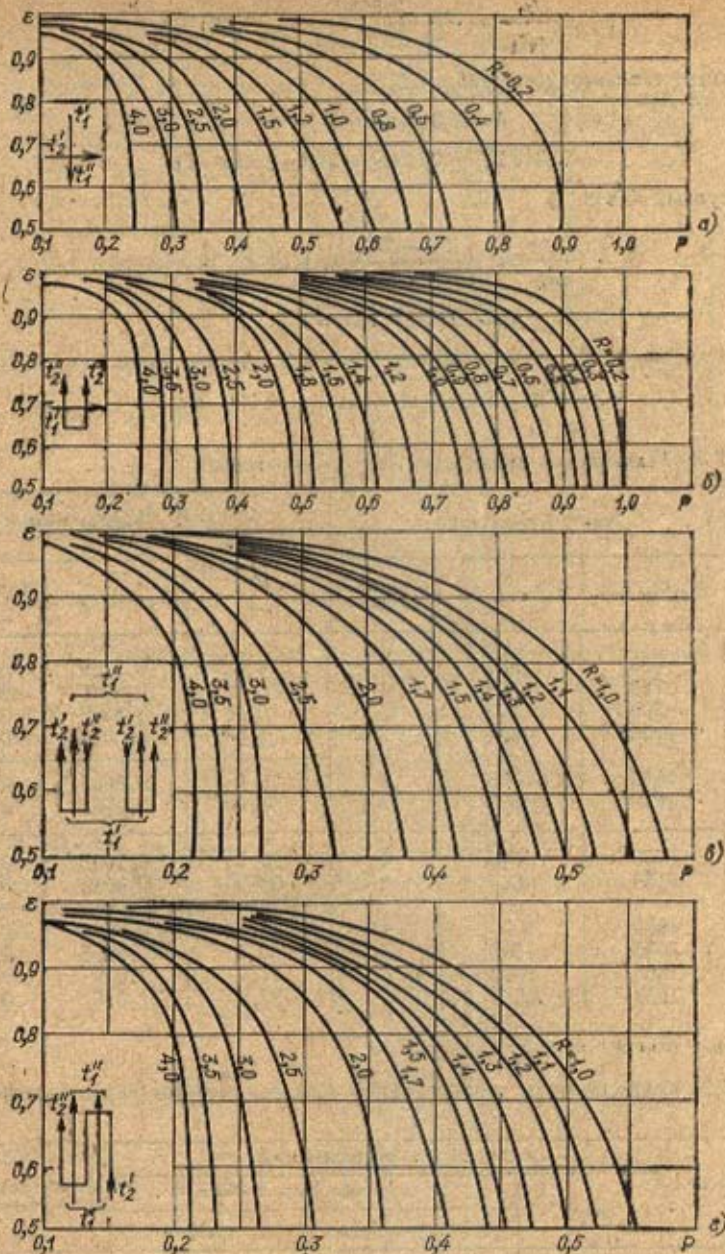


Рис. 2.14. Зависимости $\varepsilon_{\Delta t}(P, R)$ для некоторых схем движения теплоносителей

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} z ^{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 $k = q/\Delta t$.

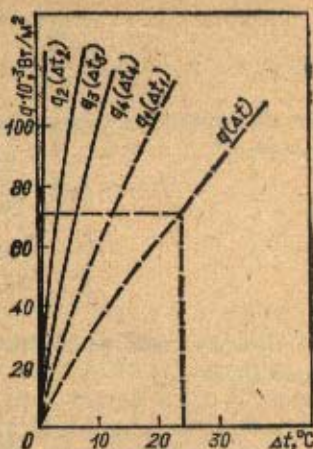


Рис. 2.15. Построение зависимости $q(\Delta t)$ при графоаналитическом методе расчета теплообменника

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)

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

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

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

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

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

Поверхностная плотность теплового потока от стенки к воде

$$q_4 = \alpha_2 \Delta t_4 = 10\,179 \Delta t_4.$$

Здесь для расчета α_2 использована формула (2.96), так как движение воды в трубах турбулентное:

$$\text{Re}_B = \frac{w_B d_B}{\nu_B} = \frac{1,5 \cdot 18 \cdot 10^{-3}}{0,311 \cdot 10^{-6}} = 86\,817,$$

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

$$\alpha_2 = 0,023 \frac{\lambda_B}{d_B} \text{Re}_B^{0,8} \text{Pr}_B^{0,4} = 0,023 \frac{68,15 \cdot 10^{-3}}{18 \cdot 10^{-3}} 86\,817^{0,8} \cdot 1,92^{0,4} = 10\,179 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Здесь λ_B и Pr_B — теплопроводность и число Прандтля для воды при $t_B = 95$ °С.

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

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

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 $z = 4$)

$$n = \frac{4G_B}{\pi d_B^2 w_B \rho_B} = \frac{4 \cdot 118,6}{3,14 \cdot 0,018^2 \cdot 1,4 \cdot 962} = 346,2.$$

Общая длина труб в четырех ходах

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

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

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

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

где ε — эффективность теплообменника, определяемая долей его действительной тепловой мощности от максимально возможной; $(Gc)_{\min}$ — 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 прямого совместного решение уравнений теплопередачи и теплового баланса с учетом уравнения (2.25) дает следующее выражение для эффективности:

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

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

В случае противотока

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-N(1 - C_{\min}/C_{\max})}}{1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} e^{-N(1 - C_{\min}/C_{\max})}}. \quad (2.35)$$

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

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

При $C_{\max} \gg C_{\min}$ (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 $C_{\max}/C_{\min} \rightarrow \infty$.

Из уравнений теплопередачи и теплового баланса следует также, что $N_1 = kF/C_1 = \delta t_1/\Delta t$ и $N_2 = kF/C_2 = \delta t_2/\Delta t$; $\varepsilon_1 = \delta t_1/\Delta t_{\max}$ и $\varepsilon_2 = \delta t_2/\Delta t_{\max}$, 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 $\omega \rightarrow 1$:

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

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-

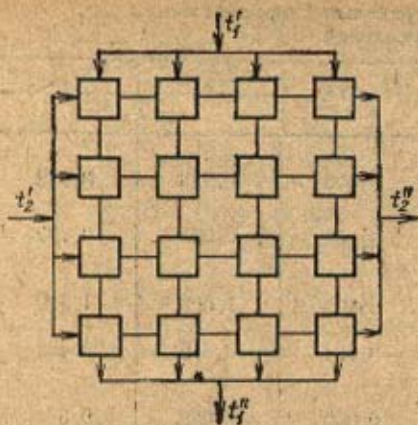


Рис. 2.16. Схема для расчета перекрестного теплообменника по методу эффективности на ЭВМ

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. Компоновочный 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 .

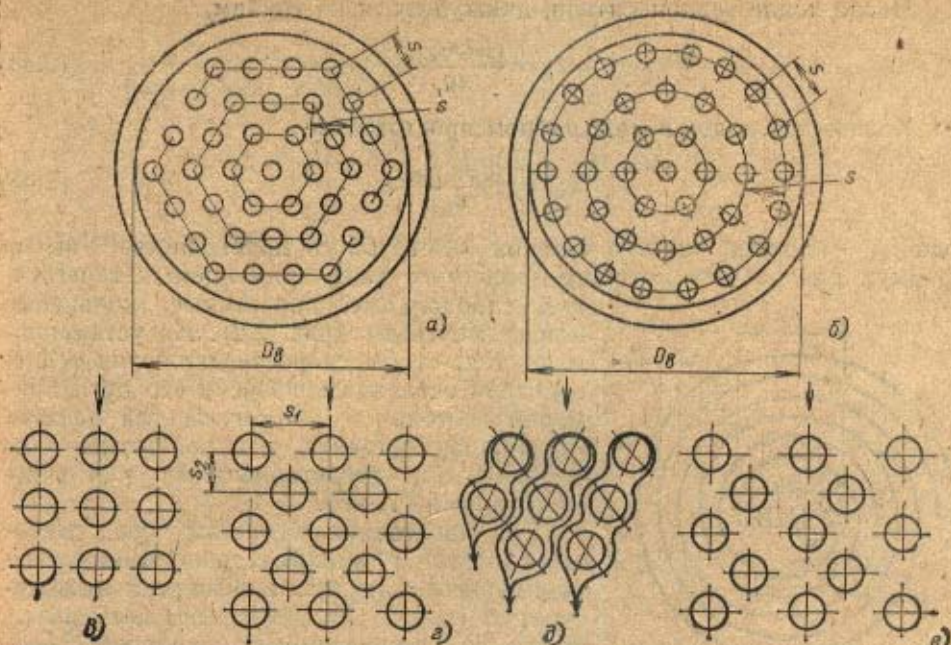


Рис. 2.17. Схемы расположения труб в трубном пучке:

a — по сторонам шестиугольника; *b* — по concentрическим окружностям; *c* — коридорный пучок; *d* — шахматный пучок; *e* — пучок Жигало; *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].

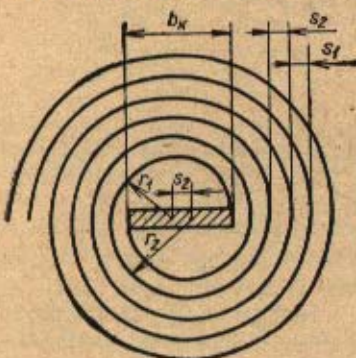


Рис. 2.18. Схема построения спиралей

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

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

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-

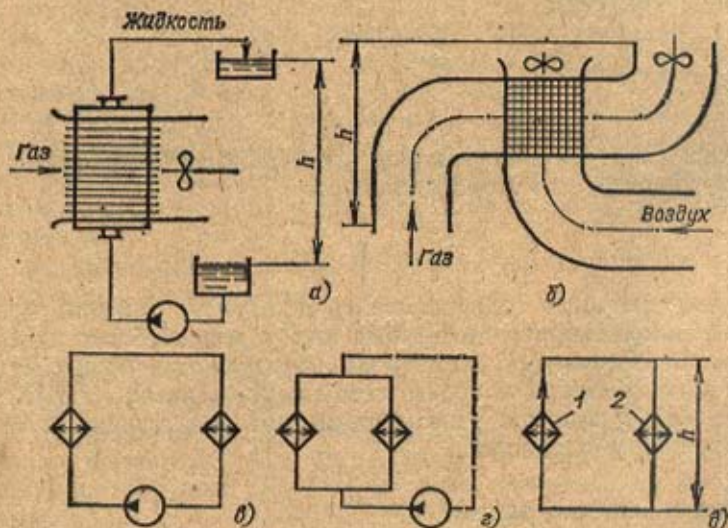


Рис. 2.19. Схемы включения перекрестноточных газожидкостных и газозоуддушных теплообменников в систему:

a — разомкнутая схема с принудительным движением теплоносителей в газожидкостном теплообменнике; *b* — 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 подогревателе (1) и охладителе (2)

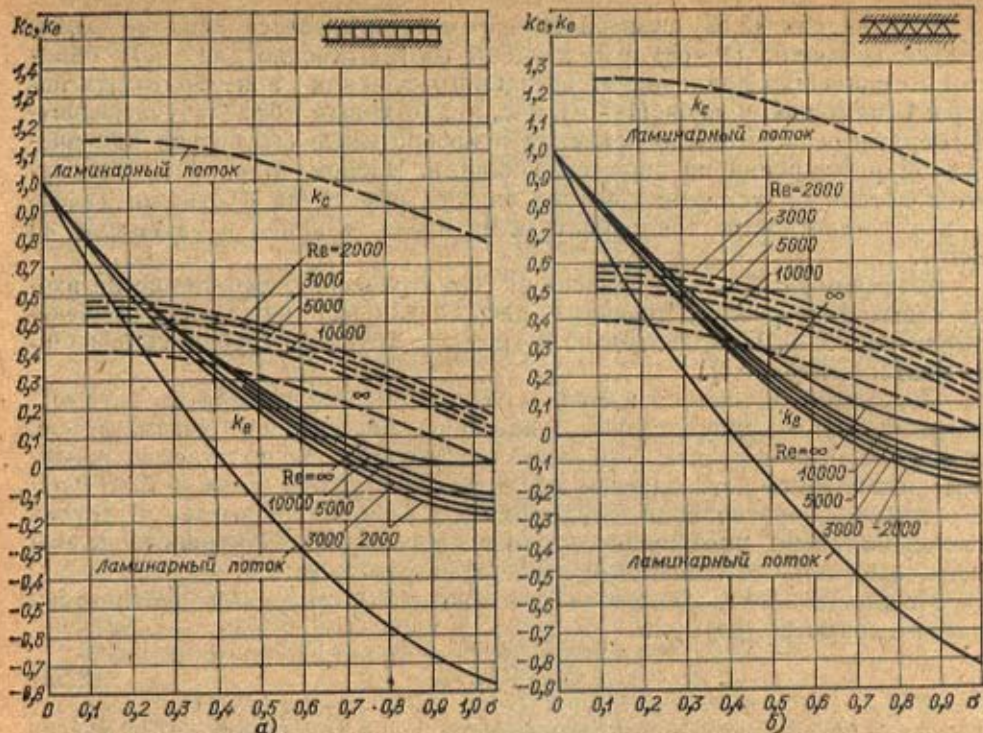


Рис. 2.20. Зависимости k_c и k_e от Re и σ для компактных ребристых теплообменников с прямоугольными (а) и треугольными (б) каналами

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 неоребреной 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 оребреной 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-

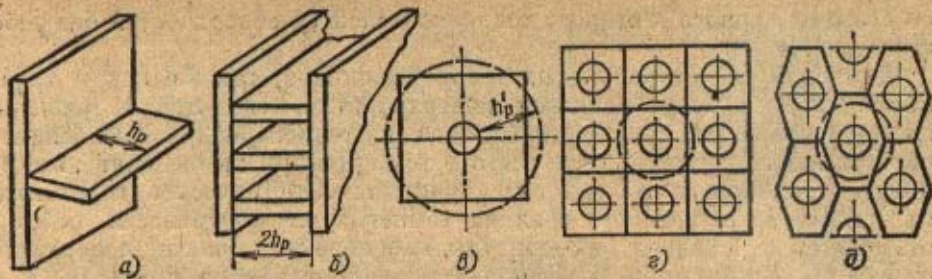


Рис. 2.21. Схемы к расчету h_p' и η_p для прямых ребер (а, б), прямоугольного ребра (с), пластинчатого ребра при коридорном расположении труб (е), пластинчатого ребра при шахматном расположении труб (з), эквивалентного круглого ребра — — —

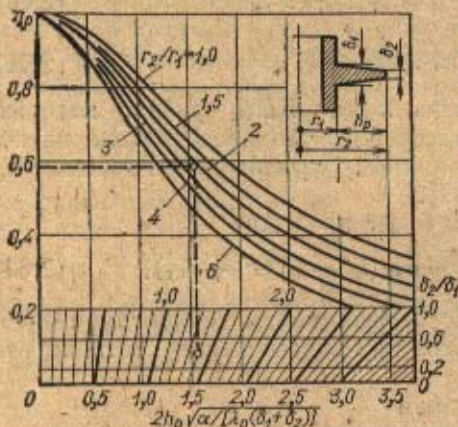


Рис. 2.22. Номограмма для расчета η_p круглых плоских и трапециевидных ребер. При $\delta_1 = \delta_2 = \delta_p$

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

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 (2.68) 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].

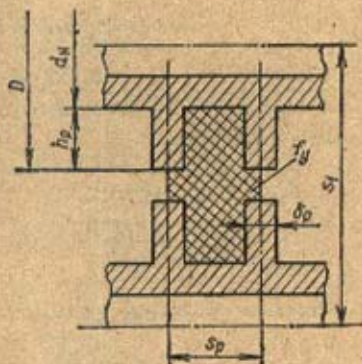
КПД круглых ребер постоянной толщины и с сечением в виде трапеции можно определить по номограмме, приведенной на рис. 2.22. С ее помощью можно также вычислить КПД ребер других типов. Для этого высоту прямоугольного или квадратного ребра принимают равной высоте эквивалентного по площади поверхности круглого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

$$G_1 = \frac{Q}{c_1 (t_1' - t_2'')} = \frac{49\,144}{4210 (100 - 92)} = 1,459 \text{ кг/с.}$$

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

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

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

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

где $\epsilon_{\Delta t} = 1$ [см. график зависимости $\epsilon_{\Delta t}(P, R)$ 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);

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

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

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

$$\eta_p = 0,6;$$

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

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

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).

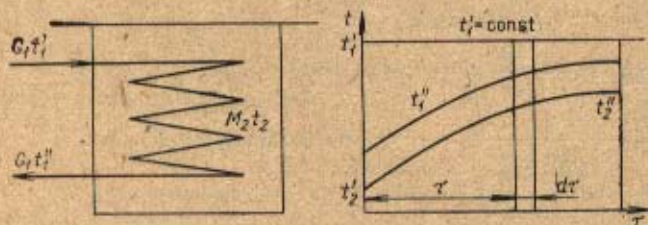


Рис. 2.24. График изменения температур в рекуперативном теплообменнике периодического действия при обогреве теплоносителем без фазового перехода

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

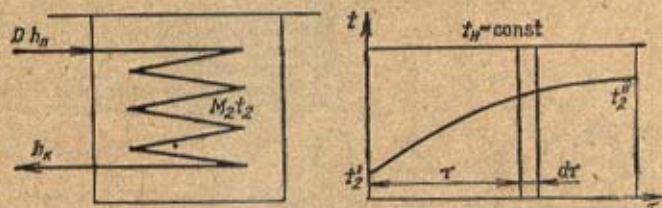


Рис. 2.25. График изменения температур в рекуперативном теплообменнике периодического действия при обогреве паром

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

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

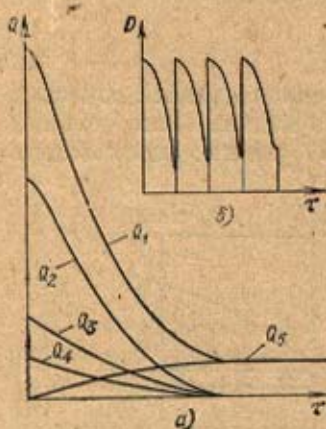


Рис. 2.26. Графики расхода теплоты (а) и пара (б) в аппарате периодического действия:

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-

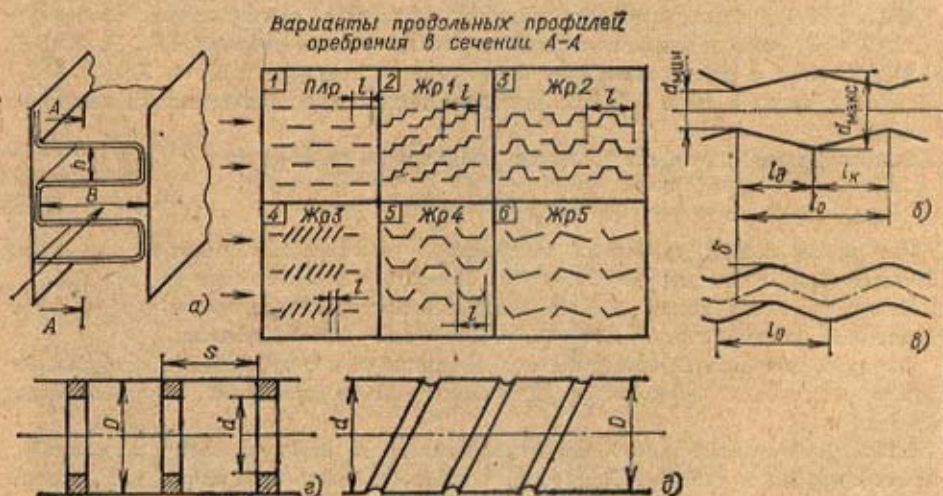


Рис. 2.27. Эффективные поверхности нагрева:

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 — профильно-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

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



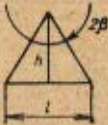

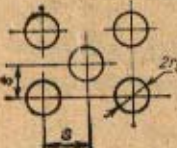
при $X > X_*$

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

Здесь A — коэффициент пропорциональности; $X = l/Re d$ и $X_+ = l_+/Re d$ — 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_+ — 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 канала, эквивалентный диаметр	$X_{\tau} = \frac{l_{\tau}}{Pe} \frac{l_T}{d}$	Nu_{∞}	$X_{\tau} = \frac{l_{\tau}}{Pe} \frac{l_T}{d}$	Nu_{∞}	$X_{\tau} = \frac{l_{\tau}}{Re} \frac{l_T}{d}$	$\xi_{\infty} Re$	
 $d_s = d_B$	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	2	—	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	
 $s:r_B=1,0$	—	—	—	—	—	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 $l_0 \geq l_T$ $A=1,85$; $\varepsilon=1$; $\psi = (Pr/Pr_{c\tau})^{0,25}$.
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 $l_0 \geq l_T$ $A=1,73$; $\varepsilon=1$; $\psi = (Pr/Pr_{c\tau})^{0,25}$. 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 $l_0 \geq l_T$ $A=1,5$; $\varepsilon=1$; $\psi = (Pr/Pr_{c\tau})^{0,25}$.

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_r и l_T при тех же граничных условиях.

Следует также иметь в виду, что при $Pr > 10$ (масла и прочие капельные жидкости с большой вязкостью) выполняется условие $l_r \ll l_T$. Поэтому течение на большей части начального термического участка является гидродинамически стабилизированным и результаты расчета по формулам, рекомендованным для каналов с $l_0=0$ и $l_0 \geq l_r$, 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 $l/d_n = 0,15 + 6,5$

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

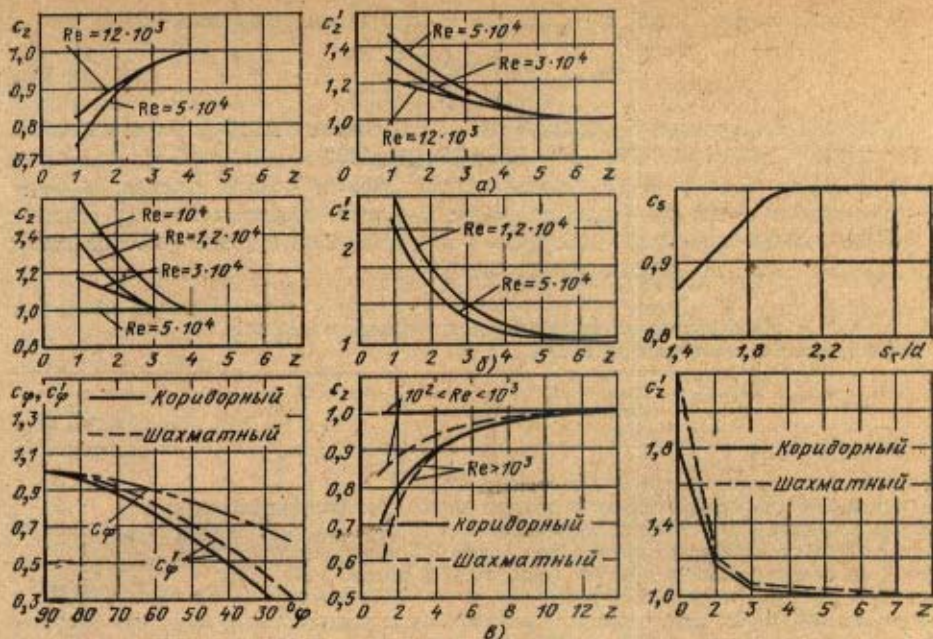


Рис. 2.28. Поправочные коэффициенты для шахматных (а) и коридорных (б) пучков ребристых труб, для гладкотрубных пучков (в)

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

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

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]

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

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; Δp_{mi} — 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_a/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 $Re=200+1500$

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

где при $l/d=20+100$ $\varepsilon_l=1,44-0,0044 l/d$; при $l/d>100$ $\varepsilon_l=1$; 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 $A=17,67 (Re/1500)^{1/3} \varepsilon_l$; $B=11,6 Pr^{0,6} \psi_t \varepsilon_T$; ε_l 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 $\psi_T = (T_{сг}/T)^{-0,5}$; при охлаждении $\psi_T=1$; здесь $T_{сг}$ и T — средние абсолютные температуры стенки и потока.

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

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

где $\varepsilon_1=1,44-0,0044 l/d$; $\varepsilon_\Phi=1+0,03 h/b$; 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 $A_1=19,5\varepsilon_1\varepsilon_\Phi(Pr d/l)^{1/3}$; $B_1=25,8\varepsilon_T\psi_T Pr^{0,8}$.

При $Re>7000$

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

Правила определения ε_1 , 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

$$\xi=4f=\frac{42}{Re^{0,89}}\varepsilon_1\psi_T\varepsilon_\Phi, \quad (2.139)$$

где при $l/d=20+100$ $\varepsilon_1=(1,6-0,006l/d)(l/d)^{0,11}$; 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 $\psi_T=(T_{0T}/T)^{0,26}$ 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 $l/d=20+70$ $A=17500(d/l)^{-2,3}$; $n=[(l/d)^2-70(l/d)]/[(l/d)^2-320(l/d)+2830]$; 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 $200<Re<Re_{кр}\approx 1500$

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

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

при $Re_{кр}\leq Re\leq 8000$

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

$$StPr^{2/3}=0,242(l/d)^{-0,322}(\delta_p/d)^{0,069}Re^{-0,855}, \quad (2.145)$$

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 $f_0/f_c=0,15+0,27$

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

если $f_0/f_c=0,27+0,65$

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

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

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

если $Re=1000+10000$

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

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

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

где величинами с индексами «р» и «в» 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 $w^2_{пр} > 1$, где $w_{пр}$ и ρ_a — 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 раздельно.

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]:

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

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 $\rho_r = \rho_{пр} R_{пр} T_r$, 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: $\beta_v = \beta_p R_{пр} T_\infty$; $\beta_p = \beta_v \rho_\infty M_{пр} / (\rho M_\infty) = \beta_v M_{пр} / (R T_\infty)$. Кроме того, $\beta(1 - c_r) = \beta_v(1 - y_r) = \beta_p R_{пр} T_\infty(1 - y_r)$.

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 $Nu_D = \beta l / D$; $Nu_{D0} = \beta_0 l / D_0 = Nu_{D0} = \beta_0 l / D$ (в иностранной литературе их называют числами Шервуда Sh); диффузионное число Праудтля $Pr_D = \nu / D$ (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

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

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.

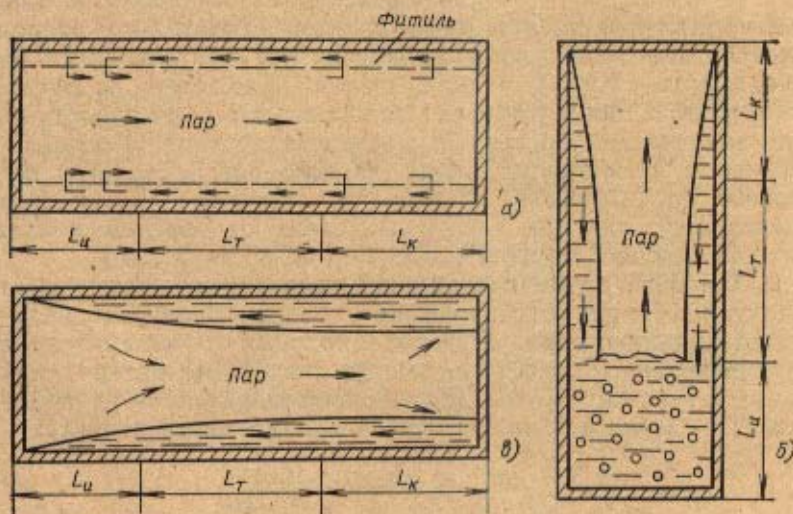


Рис. 2.29. Принципиальные схемы тепловых труб

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 подсаывается 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,

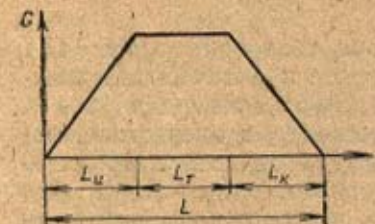


Рис. 2.30. Изменение расхода теплоносителя по длине тепловой трубы

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 $\Delta p_{ж\text{тп}} = g \rho' L \sin \varphi$ (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 $\Delta p_{ж\text{тп}}^{\text{тп}} \gg \Delta p_{ж\text{тп}}$, 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 $\Phi_c = \frac{\sigma r'}{\mu'}$. 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,

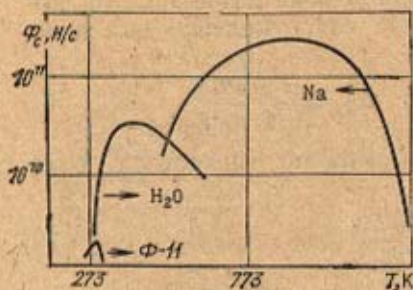


Рис. 2.31. Зависимость фактора Φ_c от температуры

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.

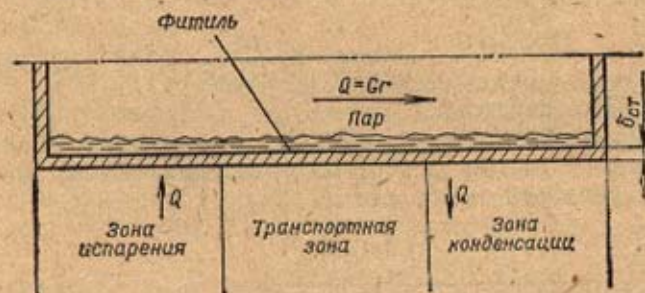


Рис. 2.32. Схема передачи теплоты через тепловою трубу

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

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

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_w — 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 $\delta_{ф.н} = \delta_{ф.к} = \delta_{ф}$. 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 $R = \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_{ф.н}}{\lambda_{ф.н}}$.

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

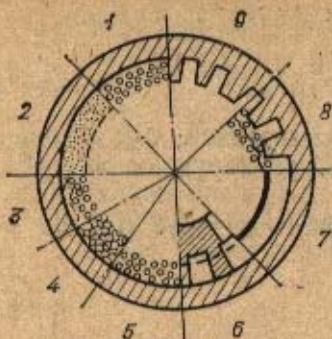


Рис. 2.33. Типы фитильных структур тепловых труб:

1 — засылки; 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

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. Фитили 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 дегазованы.

Дегазация особенно важна для высокотемпературных ТТ (более 400°C), 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-

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-

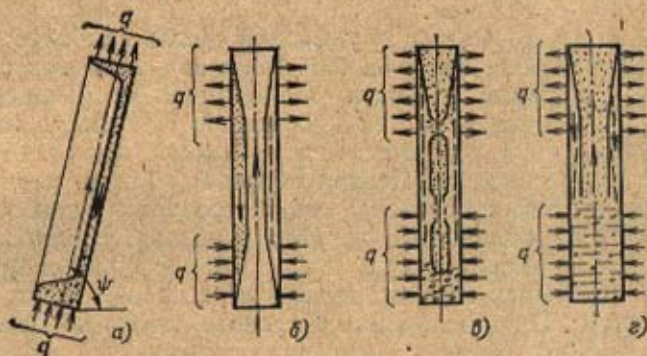


Рис. 2.34. Схемы работы термосифонов

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 тепла (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 тепла, 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, в). Уровень заливки мо-

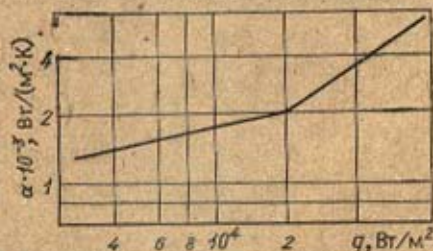


Рис. 2.35. Зависимость интенсивности теплообмена от теплового потока для хладона-11 в режиме двухфазной среды при давлении $p=0,1$ МПа

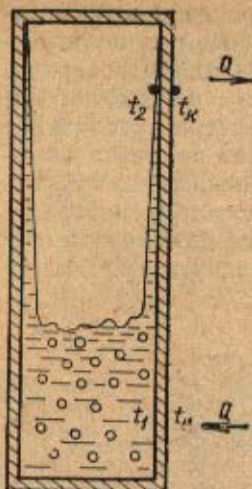


Рис. 2.36. Схема передачи теплоты через термосифон

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 нестабильностью процесса кипения. Нестабильность 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

$$\bar{t} = \frac{t_k + t_n}{2} = \frac{99,6 + 113,8}{2} = 106,7^\circ\text{C};$$

$\sigma = 57,1 \cdot 10^{-3} \text{ Н/м}$; $\mu' = 263 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$; $\rho' = 952,1 \text{ кг/м}^3$; $r = 2232 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$; $\mu'' = 12,3 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$; $\rho'' = 0,725 \text{ кг/м}^3$.

Максимальный тепловой поток, ограниченный капиллярными силами, равен

$$Q_r = \frac{2\sigma r}{R(L + L_T) \left(\frac{\mu'}{2\rho'KF_\phi} + \frac{15\mu''}{\rho''d_u^3F_{II}} \right)} =$$

$$\frac{2 \cdot 57,1 \cdot 10^{-3} \cdot 2232 \cdot 10^3}{0,6 \left(\frac{263 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 952,1 \cdot 1,8 \cdot 10^{-10} \cdot 0,595 \cdot 10^{-4}} + \frac{15 \cdot 12,3 \cdot 10^{-6}}{0,725 (1,8 \cdot 10^{-3})^3 \cdot 2,5 \cdot 10^{-4}} \right)} = 308 \text{ Вт.}$$

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 $Q = 120 \text{ Вт}$.

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.

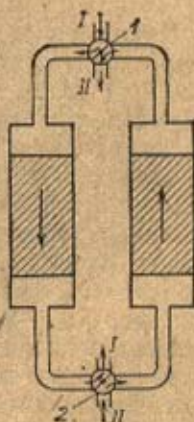


Рис. 3.1. Схема регенератора с неподвижной насадкой:
1 — холодный теплоноситель; 2 — горячий

Главным элементом регенераторов, определяющим в основном эффективность их работы, является насадка. В регенераторах воздухоразделительных 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).

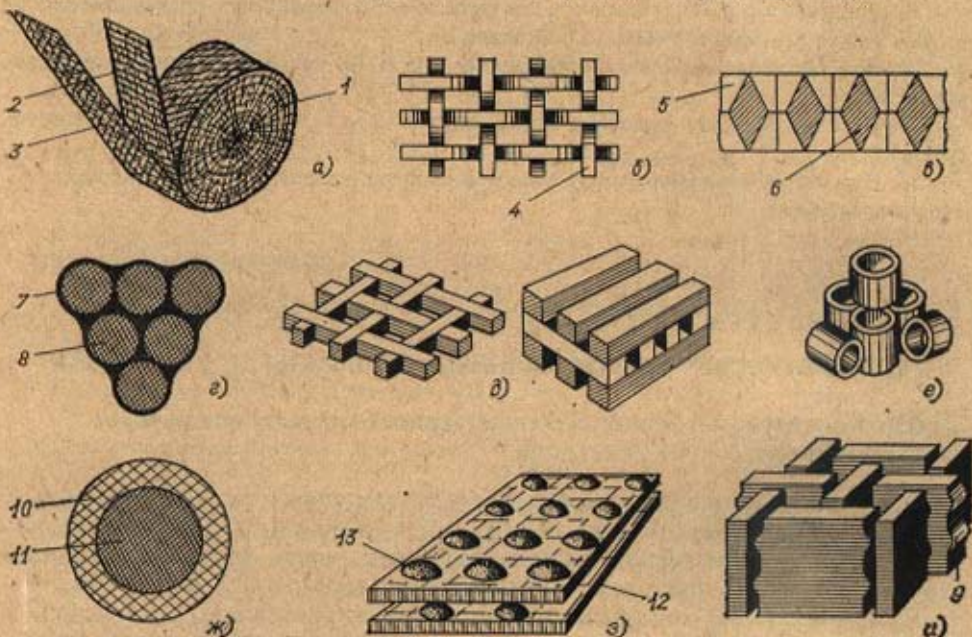


Рис. 3.2. Некоторые типы насадок:

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,з). 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

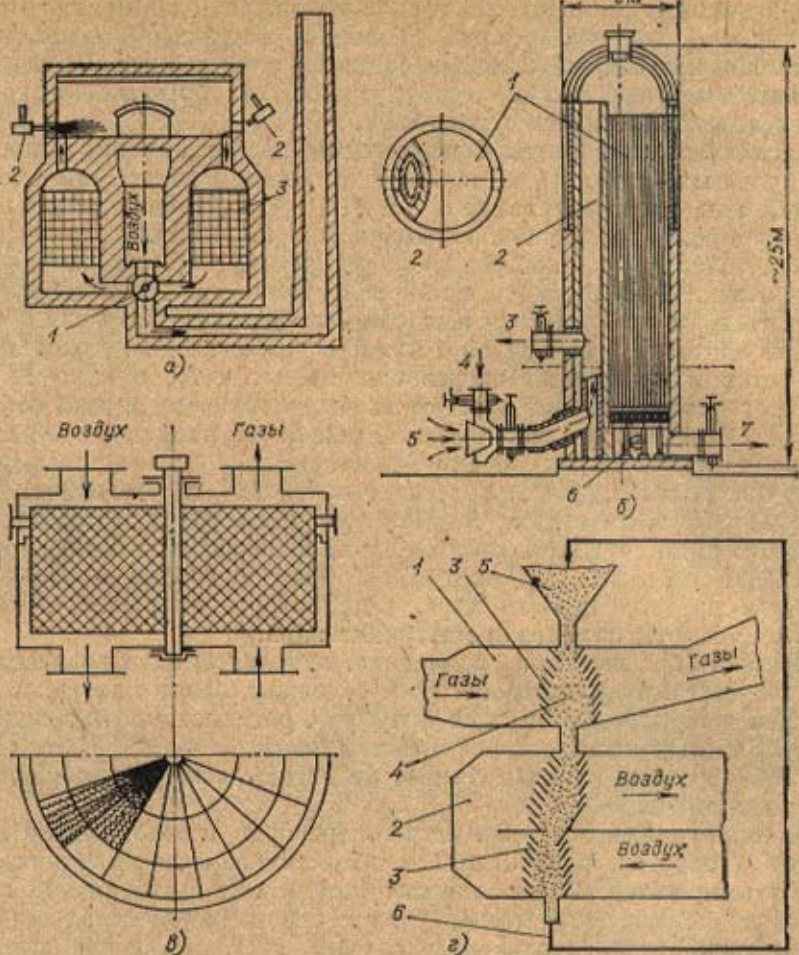


Рис. 3.3. Некоторые типы регенераторов:

а — схема мартеновской печи с регенераторами: 1 — шибер; 2 — горелки; 3 — насадка; 4 — 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; *б* — регенеративный аппарат системы Юнгстрема; *в* — схема регенератора с падающей насадкой

«Юнгстрем» (рис. 3.3, *в*). 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.

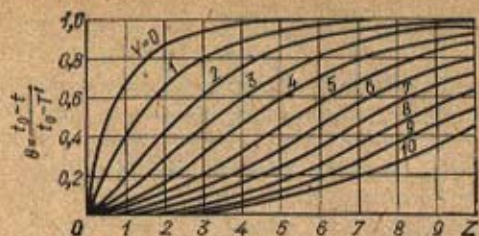


Рис. 3.5. График для расчета теплообмена в слое

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,

$$\alpha_v \cdot l = \alpha_r F = \frac{\alpha_r \Phi (1 - \epsilon)}{d},$$

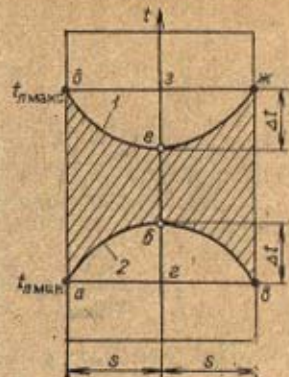
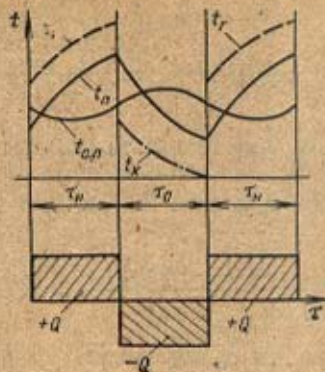
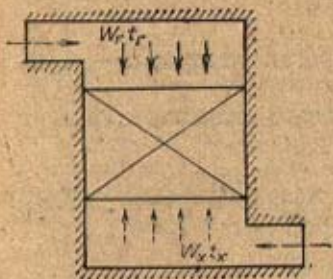


Рис. 3.6. Схема регенеративного теплообменника

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

$$Q_o = \frac{(\bar{t}_{нас.о} - \bar{t}_o) F \tau_o}{\frac{1}{\alpha_o} + \frac{r}{\lambda}}, \quad (3.22)$$

где $\bar{t}_{нас.о}$ — средняя температура насадки в период охлаждения.

Из принципа работы регенератора следует, что $Q_n = Q_o = Q_{пер}$.

Если принять в первом приближении, что в периоды нагревания и охлаждения $\bar{t}_{нас.н} = \bar{t}_{нас.о}$, то после преобразований можно получить формулу для расчета передаваемой теплоты

$$Q_{пер} = \frac{(\bar{t}_r - \bar{t}_o) F}{\left[\frac{1}{\alpha_n \tau_n} + \frac{r}{\lambda} \left(\frac{1}{\tau_n} + \frac{1}{\tau_o} \right) + \frac{1}{\alpha_o \tau_o} \right]}. \quad (3.23)$$

Из сопоставления этого выражения с общим уравнением теплопередачи

$$Q_{пер} = (\bar{t}_r - \bar{t}_o) F k_{ц} \quad (3.24)$$

следует, что коэффициент теплопередачи за цикл определяется соотношением, стоящим в знаменателе в правой части уравнения (3.23). Для условий плавильных и нагревательных печей обычно $\tau_n = \tau_o = 0,5 \tau_{ц}$, тогда

$$k_{ц} = \left[\frac{1}{\alpha_n \tau_n} + \frac{4r}{\lambda \tau_{ц}} + \frac{1}{\alpha_o \tau_o} \right]. \quad (3.25)$$

Слагаемое $4r/(\lambda \tau_{ц})$ 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):

$$\Delta = \bar{t}_{нас.н} - \bar{t}_{нас.о} = \frac{\Delta t_{пер}}{\xi}, \quad (3.26)$$

где $\Delta t_{пер}$ — 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 $\xi = \Delta t_{пер} / \Delta$. С учетом этого получим

$$Q_{пер} = k_{ц} [(\bar{t}_r - \bar{t}_o) - \Delta] F. \quad (3.27)$$

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

$$\Delta = \frac{k_{ц} (\bar{t}_r - \bar{t}_o)}{r \rho c \xi}. \quad (3.29)$$

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

$$k_{ц} = \left\{ (\alpha_n \tau_n)^{-1} + \left[\frac{4r}{\lambda \tau_{ц}} + \frac{1}{r \rho c \xi} \right] + (\alpha_o \tau_o)^{-1} \right\}^{-1}. \quad (3.30)$$

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 ($\lambda, s, \tau_{\text{н}}, \rho, c$) 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-

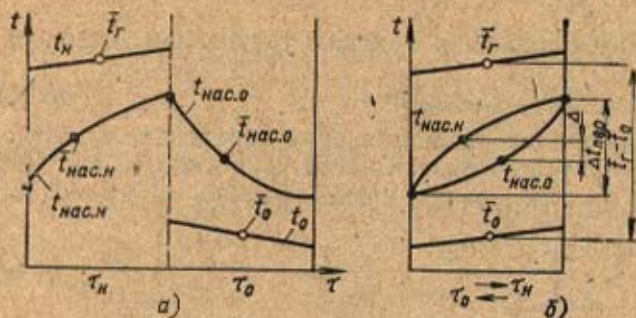


Рис. 3.9. Изменения температур горячего теплоносителя (дымовых газов), холодного теплоносителя (воздуха) и температуры средней по массе насадки:

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 матери-

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

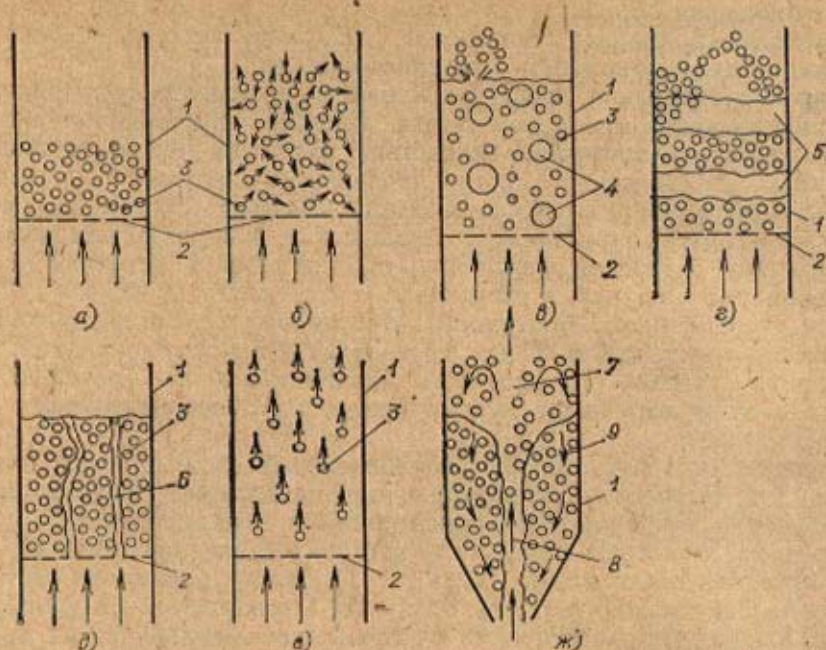


Рис. 3.10. Различные состояния слоя зернистого материала при прохождении через него потока газа (жидкости):

а — неподвижный слой; б — конический 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

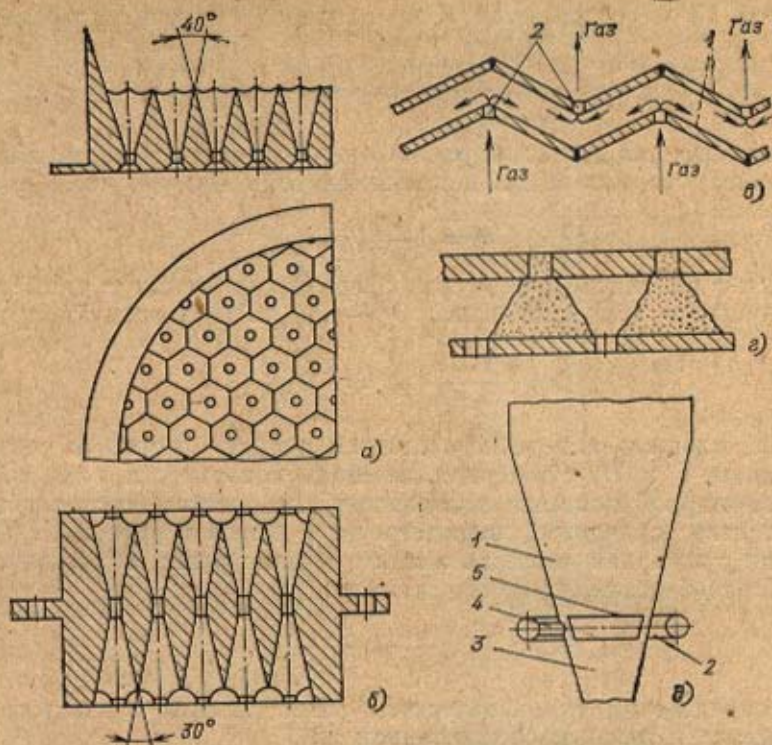


Рис. 3.11. Принципиальные схемы опорно-распределительных устройств:

а — полусотовая решетка; б — сотовая решетка; в — беспровальная уголкоая 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 $V_{\text{порн}} = V_{\text{прт}}$, 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]

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d_s} \frac{\rho \omega^2}{2} \quad (3.35)$$

где l — длина канала; ω — средняя скорость газа (жидкости) в каналах слоя (скорость в центре).

Вследствие извилистости каналов $l = \omega l$, причем коэффициент извилистости ω зависит от пористости ϵ и диаметра d частиц. Извилистость каналов $\omega > 1$, $\omega = \omega_0 / \epsilon$, где ω_0 — средняя скорость газа, отнесенная к поперечному сечению слоя (в пустом аппарате). После подстановки $l = \omega l$ и d_s получим

$$\Delta p = \lambda \frac{\omega l}{d_s} \frac{\rho \omega^2}{2} \quad (3.36)$$

Величина λ является функцией режима течения. Для ламинарного режима $\lambda = 64 / Re$, где $Re = \rho \omega d_s / \mu$.

Подстановка $\lambda = 64 / Re$ в формулу (3.36) дает

$$\Delta p_{\text{лам}} = \frac{64 \mu \omega l}{\rho \omega d_s} \frac{\omega l}{d_s} \frac{\rho \omega^2}{2} = \frac{32 \mu \omega^2 l^2}{d_s^2} \quad (3.37)$$

Для турбулентного режима выразить величину λ общей формулой затруднительно. В соотношениях (3.36) и (3.37) коэффициент ω не поддается теоретическому расчету. В связи с этим на практике пользуются универсальной полуэмпирической формулой, позволяющей определять перепад давлений Δp в широком интервале значений Re .

Для турбулентного режима выразить величину λ общей формулой затруднительно. В соотношениях (3.36) и (3.37) коэффициент ω не поддается теоретическому расчету. В связи с этим на практике пользуются универсальной полуэмпирической формулой, позволяющей определять перепад давлений Δp в широком интервале значений Re .

Для турбулентного режима выразить величину λ общей формулой затруднительно. В соотношениях (3.36) и (3.37) коэффициент ω не поддается теоретическому расчету. В связи с этим на практике пользуются универсальной полуэмпирической формулой, позволяющей определять перепад давлений Δp в широком интервале значений Re .

Для турбулентного режима выразить величину λ общей формулой затруднительно. В соотношениях (3.36) и (3.37) коэффициент ω не поддается теоретическому расчету. В связи с этим на практике пользуются универсальной полуэмпирической формулой, позволяющей определять перепад давлений Δp в широком интервале значений Re .

$$\Delta p = \frac{64 \mu \omega l}{\rho \omega d_s} \frac{\omega l}{d_s} \frac{\rho \omega^2}{2} = \frac{32 \mu \omega^2 l^2}{d_s^2} \quad (3.38)$$

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 для сферических насадок диаметром d_n зависит от диаметра аппарата d_a , в котором помещен слой: $\beta = 0,375 + 0,34 (d_n / d_a)$. 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)
$$\Delta p = \rho \left[\frac{1}{\beta} \frac{w^3}{g} + \frac{1}{\beta} \frac{w^3}{g} \right]$$

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 $\Delta p = (0,05 + 0,35) \Delta p_0$, 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 порозности — по мере повышения скорости оживающей среды. Тогда для аппарата постоянного поперечного сечения можно написать

Отношение V/V_0 — степень расширения слоя. Для его определения необходимо знать порозность псевдооживленного слоя ϵ . Чтобы найти ϵ , воспользуемся формулой (3.46) предварительно умножив 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

$$Re = \frac{Ar}{18 + 0.61 V_0 Ar} \quad (3.53)$$

Поскольку $f(\epsilon) = 1$ при $\epsilon = 1$ 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

$$Re = \frac{Ar}{18 + 0.61 V_0 Ar} \quad (3.54)$$

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:

$$\epsilon = (18Re + 0.36Re^2 / Ar)^{0.21} \quad (3.55)$$

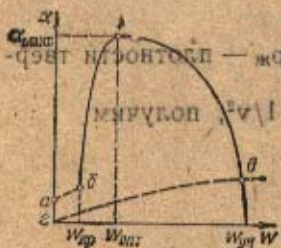


Рис. 3.13. Влияние скорости уноса на коэффициент теплоотдачи от кипящего слоя зернистого материала в смеси: линия ab — теплоотдача теплоотдающего (фальструющего) слоя и смеси; линия bc — теплоотдача кипящего слоя в пределах от $w_{опт}$ до оптимальной скорости уноса; линия cd — теплоотдача кипящего слоя от $w_{опт}$ до скорости уноса $w_{уд}$; линия ad соответствует теплоотдаче чистого воздуха (без твердых частиц)

$$\Delta t = \frac{W}{k} \quad (3.56)$$

Формулы (3.54) и (3.55), однако, не применимы к неоднородным псевдооживленным слоям. Порозность последних определяется по эмпирической формуле

$$\epsilon = \left(\frac{w}{w_0} \right)^m = \epsilon_0 \left(\frac{w}{w_0} \right)^m \quad (3.56)$$

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, набегающего на решетку (рис. 3, 43). 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] а мс дурт хынакхынтрвв имваруп

$$Nu_{max} = 0,0087 Ar^{0,42} Pr^{0,22} \left(\frac{c_m}{c_c}\right)^{0,45} \left(\frac{D}{d}\right)^{0,16} \left(\frac{H_0}{d}\right)^{0,45} \quad (3.57)$$

при турбулентном режиме в пределах от $\omega_{опт}$ до $\omega_{опт}$

$$Nu_{max} = 0,019 Ar^{0,75} Pr^{0,22} \left(\frac{c_m}{c_c}\right)^{0,45} \left(\frac{D}{d}\right)^{0,16} \left(\frac{H_0}{d}\right)^{0,45} \quad (3.58)$$

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 теплота передается излучением.

Коэффициент теплоотдачи между поверхностью и кипящим слоем в общем виде может быть представлен уравнением

$$\alpha = \alpha_{конв} + \alpha_{волн} + \alpha_{изл} \quad (3.62)$$

где $f_0 = 1 - \rho/c_{св}$.

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 обработанных 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.

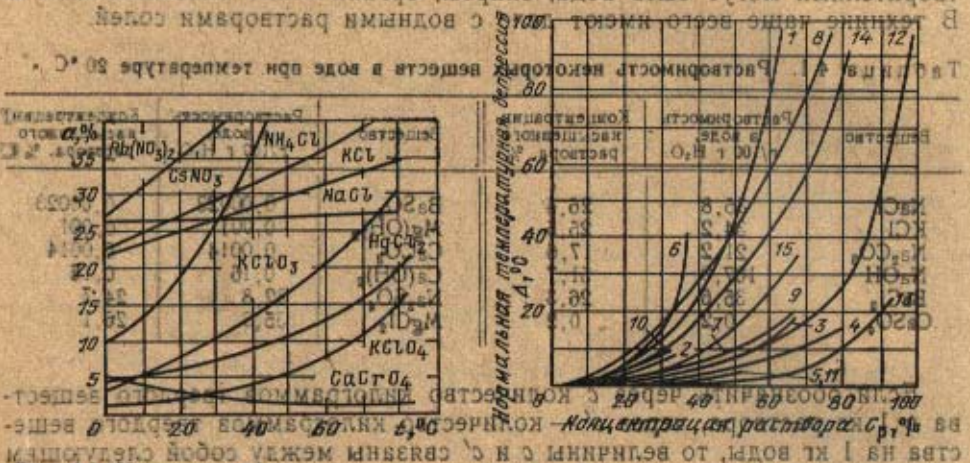


Рис. 4.1. Изменение растворимости некоторых солей в зависимости от температуры.

Рис. 4.2. Изменение температурной депрессии в зависимости от концентрации раствора при кипении.

- 1 — KOH; 2 — KCl; 3 — KI; 4 — KNO_3 ; 5 — K_2CO_3 ; 6 — $MgCl_2$; 7 — $MgSO_4$; 8 — NaOH; 9 — $NaNO_3$; 10 — Na_2CO_3 ; 11 — Na_2SO_4 ; 12 — NH_4Cl ; 13 — $CSNO_3$; 14 — $CaCl_2$.

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-

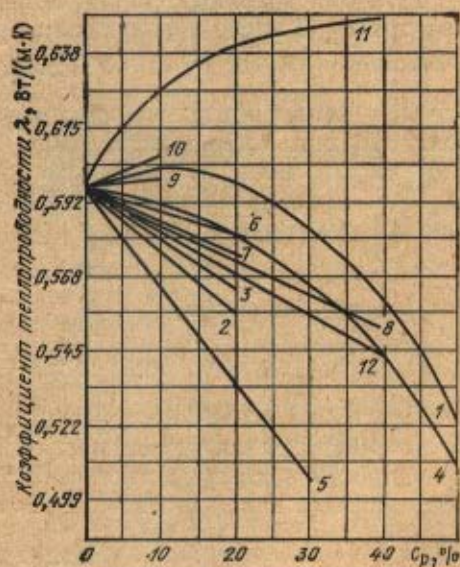
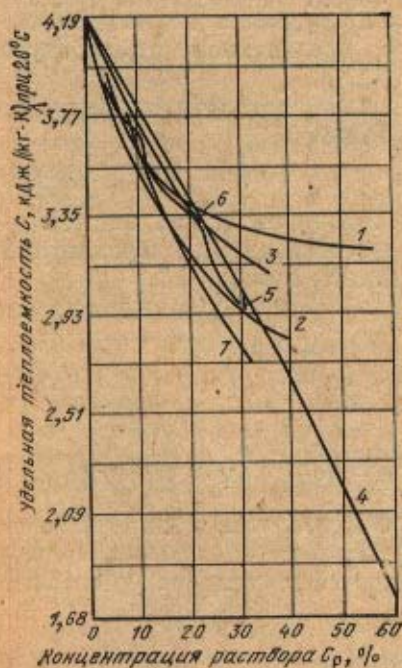


Рис. 4.4. Изменение массовой удельной теплоемкости водных растворов в зависимости от концентрации раствора при 20 °С:

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 для электролитов и электролитических растворов с 20 до 100 °С. В таблице приведены значения коэффициентов для электролитов и электролитических растворов с 20 до 100 °С.

Ион	К	λ _р (Вт/(м·К))	Ион	К	λ _р (Вт/(м·К))
OH ⁻	0,0180		H ⁺	0,0078	
F ⁻	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 ₂ ⁻	0,0040		Mg ²⁺	-0,0180	
NO ₃ ⁻	0,0060		Ca ²⁺	0,0005	
ClO ₃ ⁻	-0,0122		Cu ²⁺	0,0140	
ClO ₄ ⁻	0,0150		Zn ²⁺	0,0140	
SO ₄ ²⁻	-0,0065		Pb ²⁺	0,0030	
SO ₃ ²⁻	0,0070				
SO ₃ ⁻	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, 0,665, 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:

$$\lambda_p = \lambda_w + a_1 c_1 \quad (4.6)$$

где λ_p — теплопроводность раствора; λ_w — теплопроводность воды; c_1 — концентрация электролита, моль/л; a_1 — коэффициент, характерный для каждого иона значения которого приведены в табл. 4.3.

Для растворов NaOH и KOH формула Риделя дополняется еще одним членом — $\phi(c_1)$ и е

$$\lambda_p = \lambda_w + a_1 c_1 + \phi(c_1); \quad (4.7)$$

$\phi(c_1)$ имеет значения:

c_1 , моль/л	0	1	2	3	4	5	6	8	9	10	ϕ
$\phi(c_1)$	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:

$$\left(\frac{\lambda_p}{\lambda_{20}}\right)_r = \left(\frac{\lambda_p}{\lambda_{20}}\right)_w \quad (4.8)$$

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, но 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-

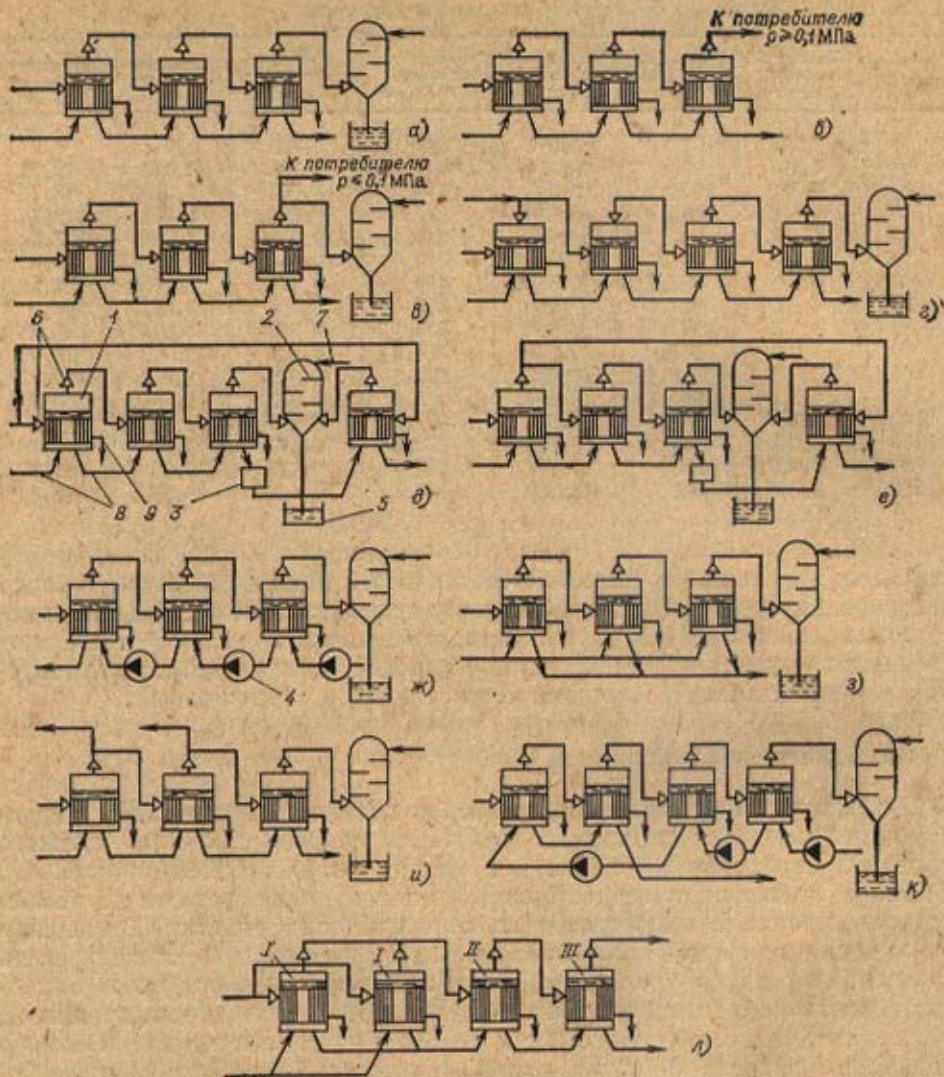


Рис. 4.6. Схема выпарных установок:

a — прямоточная с конденсатором; *б* — прямоточная с противодавлением; *в* — с ухудшенным вакуумом; *г* — с муть-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, *a*).

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 короткостановке (рис. 4.6.2);

Г) выпарные установки с отпуском пара вторичных паров (э) (рис. 4.6.3);

Д) выпарные установки со смешанным питанием корпусов для растворов с повышенной вязкостью (рис. 4.6.4).

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 насосов водки в парогенераторах можно избежать с помощью холодильов и насосов водки в парогенераторах.



Рис. 4.7. Схемы выпарных установок с тепловыми насосами.

В) выпарные установки с турбокомпрессором и турбоподогревателем (рис. 4.7.2);

Г) выпарные установки с турбокомпрессором и электродвигателем (рис. 4.7.3);

Д) выпарные установки с турбокомпрессором и электродвигателем (рис. 4.7.4);

Е) выпарные установки с турбокомпрессором и электродвигателем (рис. 4.7.5);

Ж) выпарные установки с турбокомпрессором и электродвигателем (рис. 4.7.6);

З) выпарные установки с турбокомпрессором и электродвигателем (рис. 4.7.7);

И) выпарные установки с турбокомпрессором и электродвигателем (рис. 4.7.8);

К) выпарные установки с турбокомпрессором и электродвигателем (рис. 4.7.9);

Л) выпарные установки с турбокомпрессором и электродвигателем (рис. 4.7.10);

М) выпарные установки с турбокомпрессором и электродвигателем (рис. 4.7.11);

Н) выпарные установки с турбокомпрессором и электродвигателем (рис. 4.7.12);

О) выпарные установки с турбокомпрессором и электродвигателем (рис. 4.7.13);

П) выпарные установки с турбокомпрессором и электродвигателем (рис. 4.7.14);

Р) выпарные установки с турбокомпрессором и электродвигателем (рис. 4.7.15);

С) выпарные установки с турбокомпрессором и электродвигателем (рис. 4.7.16);

Т) выпарные установки с турбокомпрессором и электродвигателем (рис. 4.7.17);

У) выпарные установки с турбокомпрессором и электродвигателем (рис. 4.7.18);

Ф) выпарные установки с турбокомпрессором и электродвигателем (рис. 4.7.19);

Ц) выпарные установки с турбокомпрессором и электродвигателем (рис. 4.7.20);

Ч) выпарные установки с турбокомпрессором и электродвигателем (рис. 4.7.21);

Ш) выпарные установки с турбокомпрессором и электродвигателем (рис. 4.7.22);

Щ) выпарные установки с турбокомпрессором и электродвигателем (рис. 4.7.23);

Ъ) выпарные установки с турбокомпрессором и электродвигателем (рис. 4.7.24);

Ы) выпарные установки с турбокомпрессором и электродвигателем (рис. 4.7.25);

Ь) выпарные установки с турбокомпрессором и электродвигателем (рис. 4.7.26);

Э) выпарные установки с турбокомпрессором и электродвигателем (рис. 4.7.27);

Ю) выпарные установки с турбокомпрессором и электродвигателем (рис. 4.7.28);

Я) выпарные установки с турбокомпрессором и электродвигателем (рис. 4.7.29);

4.3.3. Адиабатные выпарные установки. Выпаривание воды из растворов минеральных солей часто проводят 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 головным подогревателем. 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 трехкратном 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].

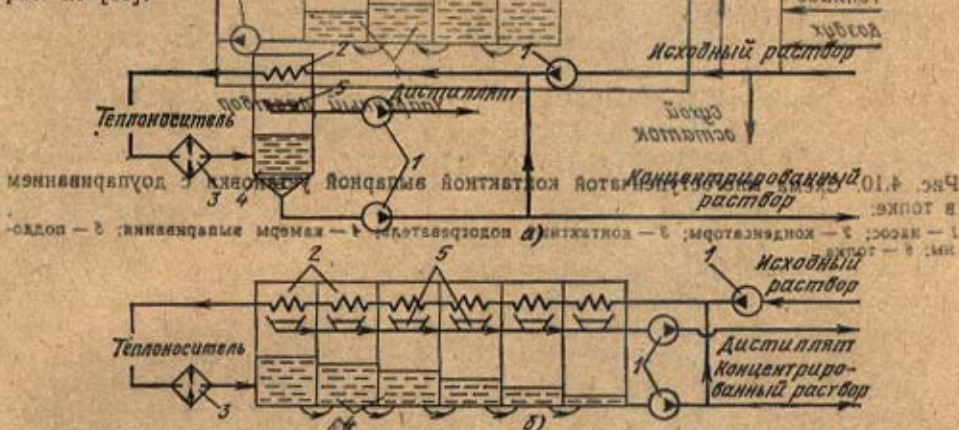


Рис. 4.8. Схемы адиабатных выпарных установок с рекуперативным (поверхностным) головным подогревателем:

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

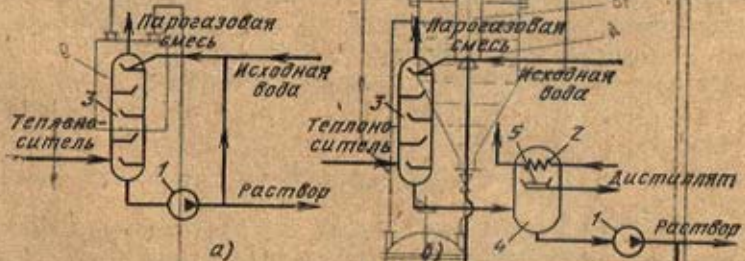


Рис. 4.9. Схемы одноступенчатых контактных выпарных установок:

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). Сконцентрированный в поддонах адиабатного испарения раствор направляется на обезвоживание в допуск

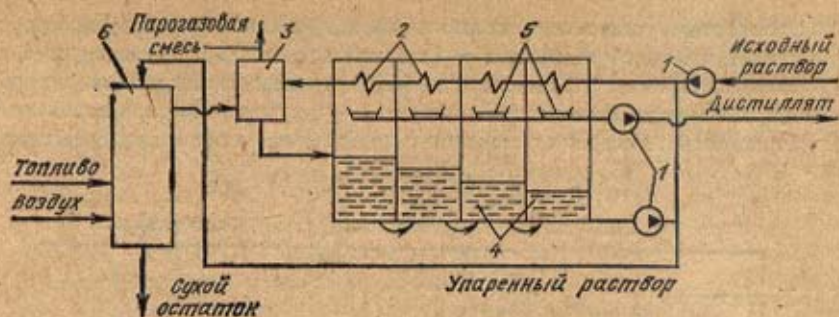


Рис. 4.10. Схема многоступенчатой контактной выпарной установки с доупариванием в топке;

1 — насос; 2 — конденсаторы; 3 — контактный подогреватель; 4 — камеры выпаривания; 5 — поддоны; 6 — точка

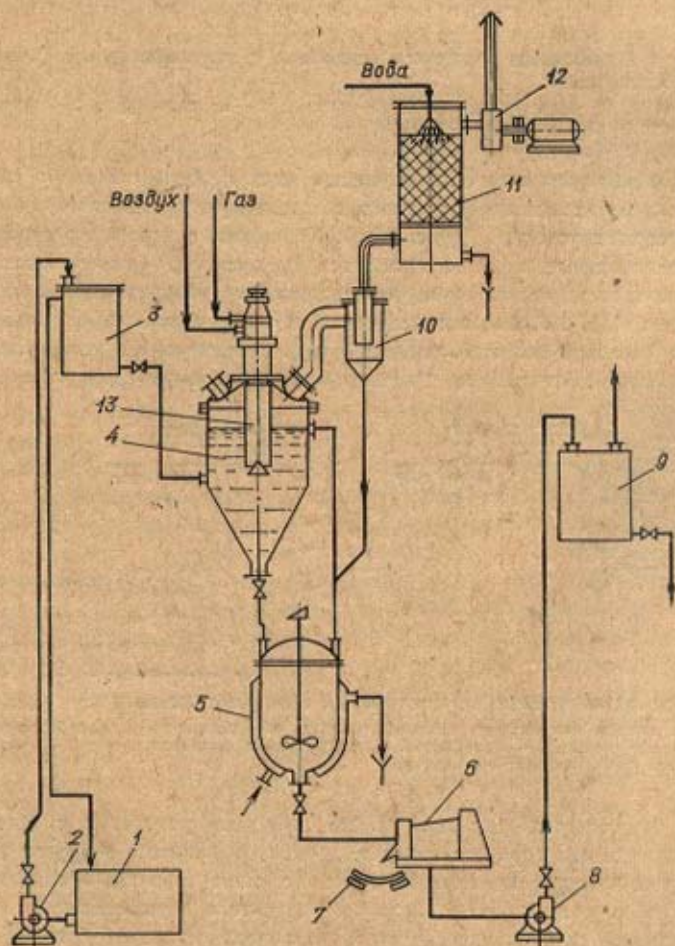


Рис. 4.11. Технологическая схема выпарной установки с аппаратом погружного горения

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-

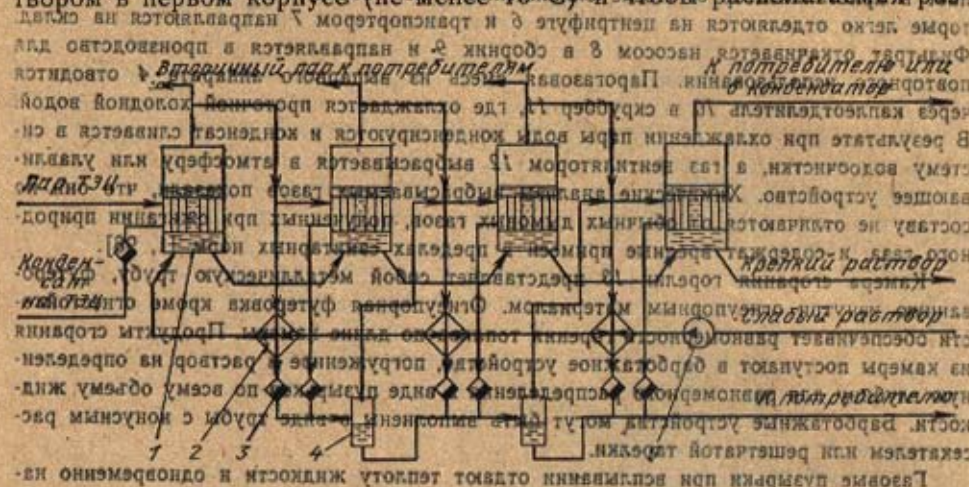


Рис. 4.12. Схема выпарной установки с использованием вторичных энергетических ресурсов: 1 — выпарной аппарат; 2 — подогреватель конденсата; 3 — конденсатор; 4 — аддитивный расходомер; 5 — конденсатор.

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 недовыработкой 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 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.

Конденсат из первой ступени выпарной станции, как правило, настолько горяч, 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 воздушном конденсаторе химический элемент

В противоточных аппаратах и в установках ступенчатый регенеративный
нагрев раствора не применим, так как газный раствор поступает на
выпаривание в следующем конце выпарной установки.

Схема водной паровой аппаратуры. Из-за простоты и экономично-
сти и в большинстве случаев предпочтительна простая схема подачи
раствора в аппараты многоступенчатой выпарной установки. Для вы-
паривания растворов с сильно возрастающей вязкостью целесообразно
применять схему противоточной 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, ж).

Схемы с паральными и смешанным питанием применяют для
сильно кристаллизующихся растворов; они получили меньшее распро-
странение, так как расположены в противоположном конце книги.

Число ступеней установки. Многоступенчатое выпари-
вание дает возможность получить значительную экономию теплоты,
с учетом потери теплоты раскол трещущего пара

установке с n ступенями можно выразить формулой

$$D_{\text{э}} = \frac{D}{1 - \eta_{\text{с}} \left(\frac{1}{n} \right)^{0,85}}$$
 где $D_{\text{э}}$ — экономичный расход пара, D — расход пара в одноступенчатой установке, $\eta_{\text{с}}$ — коэффициент полезного действия цикла.

Общее количество выпаренной воды во всех ступенях установ-
ки $K = \eta_{\text{с}} \cdot n$ — коэффициент полезного действия цикла. Потери теплоты в окружаю-
щую среду через изоляцию и другие наружные элементы установки,
недоиспользование теплоты конденсата, а также увеличение скрытой
теплоты испарения с понижением давления пара в каждой ступени
ступенчатых установок $\eta_{\text{с}} \approx 0,85$.

Очевидно также, что приращение экономии теплоты снижается с
увеличением числа ступеней. Если при переходе от одноступенчатой
выпарки к двухступенчатой расход свежего пара снижается почти
вдвое, то в пятиступенчатой установке по сравнению с четырехступенча-
той расход пара снижается только на одну десятую часть. Кроме того,
с увеличением числа ступеней удлиняется установка, 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 тем-
ператур должна быть не менее 10°C , а в последующих ступенях, где вязкость рас-
твора высока, она сильно выпадает в кристаллы, поэтому минимальная
температура должна быть $28-30^{\circ}\text{C}$ и больше. 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: стоимости теплоты, затрат на обслу-
живание паром, организационных и материальных, а также суммарные затраты
на выпаривание на установку с различным числом ступеней пред-
ставить 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. Уменьшение затрат достигается за счет применения экономичной

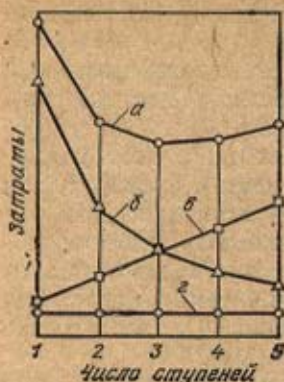


Рис. 4.13. Определение оптимального числа ступеней в многоступенчатой выпарной установке: линия *а* — суммарные затраты; линия *б* — затраты на производство греющего пара; линия *в* — амортизационные расходы; линия *г* — затраты на обслуживании

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

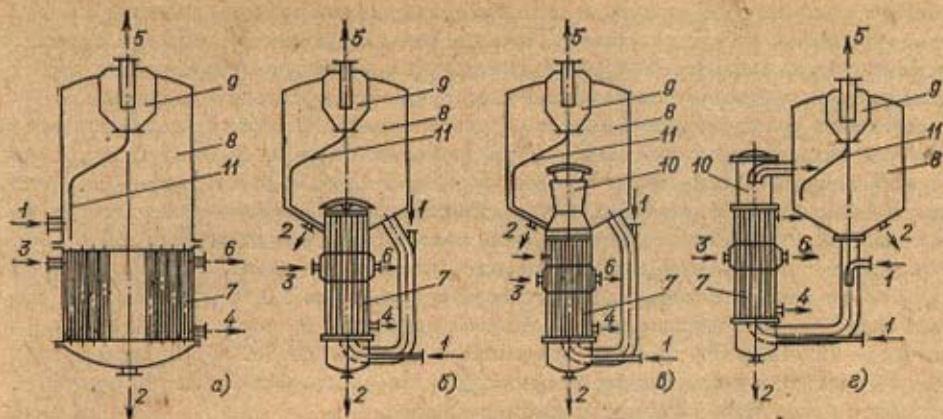


Рис. 4.14. Выпарные аппараты с естественной циркуляцией:

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

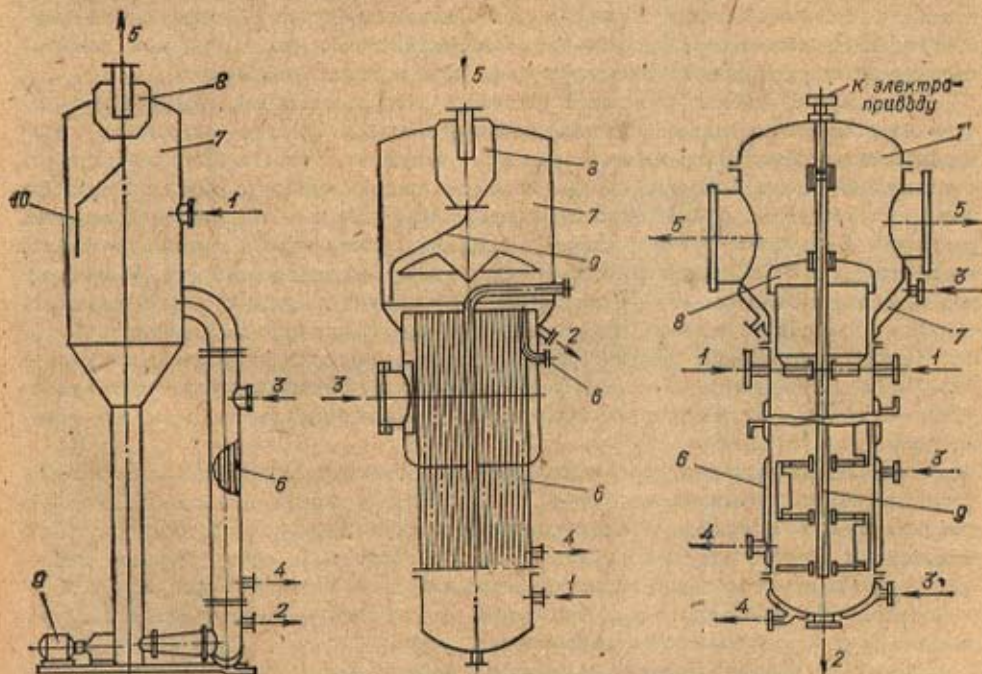


Рис. 4.15. Выпарной аппарат с принудительной циркуляцией:

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.

Имеются конструкции аналогичных аппаратов с вынесенными горизонтальными и наклонными присоединенными к одному аппарату тремя-четырьмя греющими камерами, позволяющими 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 газов 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 или через специальные патрубки выводится в следующую ступень выпаривания или на склад. В тракте аппарата, благодаря высокой скорости движения раствора, достигается повышение интенсивности теплообмена в трубах. Раствор только один раз проходит по поверхности греющих труб, а 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 насадки, 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 микростахий нижних концов труб.

Очень вязкие, пастообразные и термолабильные растворы выпаривают в ротаторных аппаратах со скребками. Один из таких аппаратов показан на рис. 4.Н. Раствор, подаваемый в ротаторный аппарат посредством дозирочного 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 (1976 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 44987-81. 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 одноступенчатый вертикальный кристаллизатор с коническим днищем (рис. 4.18). Металлические стенки аппарата футерованы изнутри кислотоупорным материалом. В аппарате установлены жесткой пленкой погружных горелок. Одна из конструкций погружной горелки имеет четыре вертикальных трубчатых камеры с паровым обогревом и паровым давлением. В корпус горелки всасывается пар из теплообменника. Погружная горелка является ответственным узлом выпарного аппарата и должна отвечать всем требованиям для обеспечения безопасного теплообмена и предотвращения взрыва смеси.

Конструктивные размеры аппарата следует выбирать по нормам. При этом и в ГОСТ 11987-81 и в ГОСТ 44987-81 предусмотрено два варианта исполнения в зависимости от назначения выпаривания высококонцентрированных или кристаллизующихся, загрязненных механическими примесями, а также агрессивных растворов и промышленных сточков в емкостях выпарных стационарных и подвижных выпарных аппаратов безотходности жидкостева и абразивным и абразивным (иногда их называют жидкостева и абразивным) раствором с температурой, превышающей температуру насыщенного пара в абразивном выпарном аппарате, вращающемся в него, через 0,4 форсунок в 3а

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-

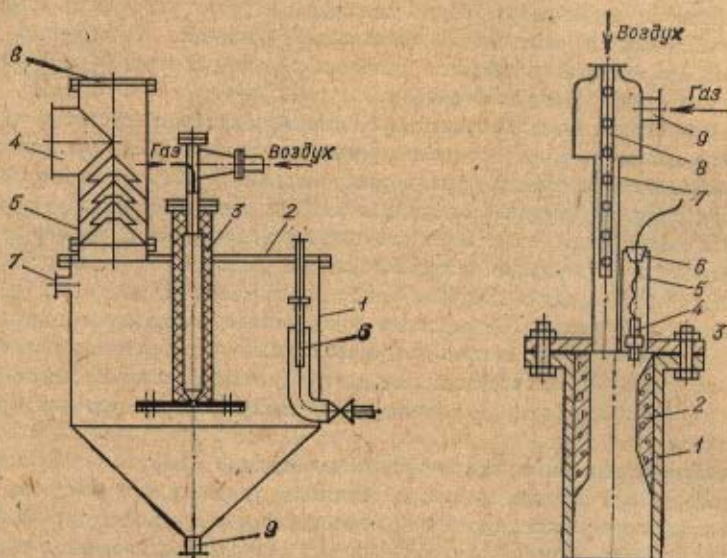


Рис. 4.18. Принципиальная схема выпарного аппарата с погружной горелкой:

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

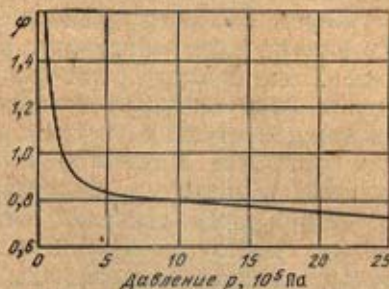


Рис. 4.21. Зависимость поправочного коэффициента φ от давления

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.

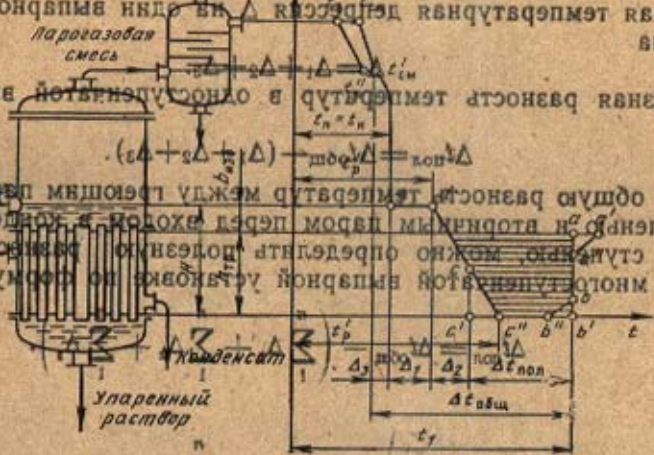
4.6.1. Расчетная и полезная разности температур. Разность между температурой греющего пара, поступающего в первую ступень выпарной установки t_1 , и температурой вторичного пара из последней ступени при входе в конденсатор t_n называется общей расчетной разностью температур $\Delta t_{общ}$ и равна

$$\Delta t_{общ} = t_1 - t_n$$

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 , раствора t_2 и t_3 , вторичного пара t_4 и конденсата t_5 , охлаждающей воды или парогазовой смеси t_6 в 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 в ступени пар перепревший, то его температура соответствует точке б, на минимальной высоте соответствует охлажденный перепревший пар в верхней части линии сдт ($d = \text{const}$) и идет процесс конденсации греющего пара. Если конденсат в выпарном аппарате охлаждается, то, жде-

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 передачи тепла из пара к поверхности нагрева и в паровую рубашку принимается 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 высоте z температура $t_{\text{ср}}$ (по высоте) изменяется по закону:



(21.4) $t_{\text{ср}} = t_1 - \frac{z}{H} \Delta t_{\text{ст}}$

(21.4) $t_{\text{ср}} = t_1 - \frac{z}{H} \Delta t_{\text{ст}}$

(21.4) $t_{\text{ср}} = t_1 - \frac{z}{H} \Delta t_{\text{ст}}$

(21.4) $t_{\text{ср}} = t_1 - \frac{z}{H} \Delta t_{\text{ст}}$

(Рис. 4.22. Изменение температуры греющего пара, раствора, вторичного пара, охлаждающей воды и парогазовой смеси в одноступенчатой выпарной установке

где H — высота столба раствора от нижней трубной решетки до поверхности испарения; ρ — плотность раствора.

В расчетах принимают среднюю величину гидростатического давления $P_{\text{ст}}$, определяемую как

$$P_{\text{ст}} = \left(\frac{H}{2} + \frac{z}{2} \right) \rho g$$

где H — высота слоя жидкости над греющими трубами, м; z — высота греющих труб; ρ — средняя плотность раствора, кг/м³; g — ускорение силы тяжести, м/с², а температуру раствора принимают, как среднюю величину, соответствующую точке c' .

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 регулирующую 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°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, °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

$$\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = \sqrt{\frac{Q_1 k_2}{Q_2 k_1}}.$$

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-

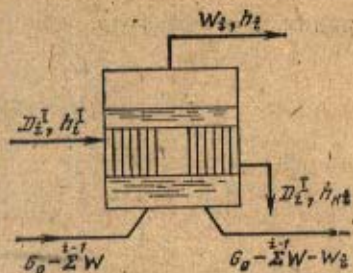


Рис. 4.23. Схема тепловых потоков i -й ступени многоступенчатой выпарной установки

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:

$$\Delta t_{общ} = t_{г.п} - t_k,$$

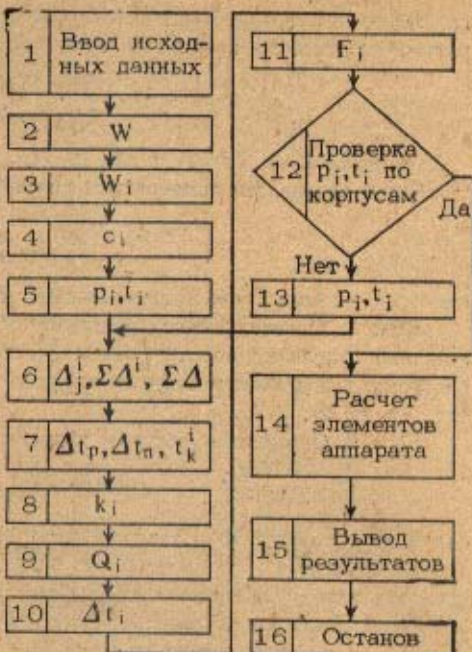


Рис. 4.24. Блок-схема расчета выпарной установки на ЭВМ

где $t_{r,n}$ — температура насыщения греющего пара в первой ступени, °C; t_k — температура конденсации вторичного пара последней ступени в конденсаторе, °C;

$$\Delta t_{\text{пол}} = \Delta t_{\text{общ}} - \sum_1^3 \Delta_i.$$

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, °C.

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

$$Q_i = W_i r - G_{i-1} c_{p(t-1)} (t_{i-1} - t_i), \quad (4.37)$$

где W_i , r — количество и теплота испарения воды в i -й ступени; G_{i-1} , $c_{p(t-1)}$, 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

$$N = \sum_1^n A_{\text{ц}} n_{\text{т}} N_{\text{ц}}, \quad (4.43)$$

где $A_{\text{ц}}$ — расход циркулирующей жидкости в одной трубе; $N_{\text{ц}}$ — расход электроэнергии на циркуляцию 1 кг жидкости; $n_{\text{т}}$ — число циркуляционных труб в аппарате.

Эти величины определяются из выражений

$$A_{\text{ц}} = \frac{\pi D^2}{4} \omega_{\text{ц}} \rho_{\text{ж}}; \quad (4.44)$$

$$N_{\text{ц}} = \varepsilon H_{\text{п}} / \eta; \quad (4.45)$$

$$n_{\text{т}} = F_1 / (\pi D H_1). \quad (4.46)$$

Здесь $\omega_{\text{ц}}$ — скорость циркуляции; $H_{\text{п}} = \Delta p / \rho_{\text{ж}}$ — напор, создаваемый насосом; η — КПД двигателя; D — диаметр труб; H_1 — высота труб; F_1 — 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

$$\alpha_{кин} = 780 \frac{\lambda^{1,2} r_{ж}^{0,5} \rho_0^{0,05} q^{0,6}}{0,5 r_{ж}^{0,6} \rho_0^{0,66} c^{0,3} \mu^{0,2}}, \quad (4.52)$$

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.

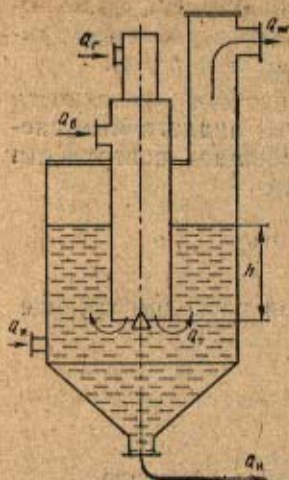


Рис. 4.25. Схема тепловых и материальных потоков в выпарном аппарате с погружной горелкой

Пределы применимости формул (4.51) и (4.52) ограничиваются диапазонами изменения параметров: $p = (0,01 \div 7,2)$ МПа; $P_r = 0,8 \div 100$; $q = (9 \div 150) \cdot 10^3$ 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 $Z = 20 \div 40$. 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

$$Q_r + Q_n + Q_r + Q_n = Q_{пр} + Q_n + Q_0.$$

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; $Q_{\text{п}}$ — теплота, поступающая с исходным раствором; $Q_{\text{пр}}$ — теплота, уходящая с парогазовой смесью; $Q_{\text{к}}$ — теплота, уходящая с раствором; $Q_{\text{о}}$ — потери теплоты в окружающую среду.

2. Теплота сгорания топлива в погружной горелке $Q_{\text{г}}$ расходуется в основном на нагревание и испарение раствора, поэтому без учета потерь теплоты аппаратом в окружающую среду

$$Q_{\text{г}} = V_{\text{г}} c_{\text{г}} (t_{\text{г}} - t_{\text{пр}}) = W (h - c_{\text{р}} t_{\text{пр}}) + G_1 c_{\text{р}} (t_{\text{р}} - t_{\text{о}}). \quad (4.54)$$

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 $\alpha = 1,1 \rightarrow 1,3$ составит

$$V_{\text{в}} = \alpha V_{\text{в}}^0.$$

Теоретический расход воздуха $V_{\text{в}}^0$, $\text{м}^3/\text{м}^3$, необходимого для полного сгорания 1 м^3 газообразного топлива, можно определить по формуле

$$V_{\text{в}}^0 = [0,5(\text{CO} + \text{H}_2) + 2\text{CH}_4 + 3\text{C}_2\text{H}_4 + 3,5\text{C}_2\text{H}_6 + 5\text{C}_3\text{H}_8 + 6,5\text{C}_4\text{H}_{10} + 1,5\text{H}_2\text{S} - \text{O}_2] 100/21. \quad (4.55)$$

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

$$V_{\text{N}_2}^{\text{мин}} = 0,79V_{\text{в}} + 0,01N_2^{\text{мин}};$$

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

$$V_{\text{сух}}^0 = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2}^{\text{мин}} + (\alpha - 1) V_{\text{в}}^0;$$

объем водяных паров

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,01 (2\text{CH}_4 + 3\text{C}_2\text{H}_6 + 4\text{C}_3\text{H}_8 + 5\text{C}_4\text{H}_{10} + 6\text{C}_5\text{H}_{12}) + 1,6\alpha V_{\text{в}}^0;$$

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

$$t_{\text{г}} = \frac{Q_{\text{г}}^0 + H_{\text{г}} + H_{\text{в}}}{\Sigma V c_{\text{p}}}, \quad (4.57)$$

где $Q_{\text{г}}^0$ — низшая рабочая теплота сгорания газа, $\text{МДж}/\text{м}^3$; $H_{\text{г}}$ — физическая теплота, внесенная с горючим газом, $\text{МДж}/\text{м}^3$; $H_{\text{в}}$ — физическая теплота, внесенная с воздухом, $\text{МДж}/\text{м}^3$; $\Sigma V c_{\text{p}}$ — 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

$$Re_{ист} = (wd_c) / \nu'_r,$$

где ν'_r — 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 $Re_r = w_a D / \nu'_r$, 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:

$$d_{д.г.} = u_d \left(\frac{273 + t_r}{273 + t_p} \right)^n,$$

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.

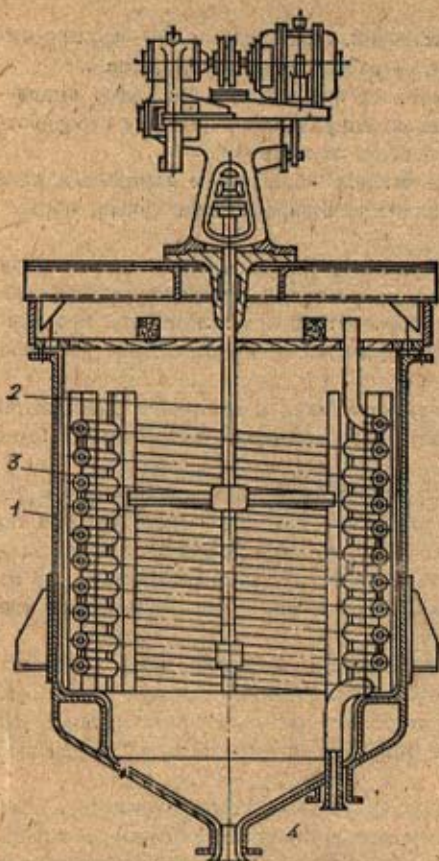


Рис. 4.26. Кристаллизатор емкостного типа со змеевиком и лопастной мешалкой:

1 — корпус; 2 — вал мешалки; 3 — змеевик

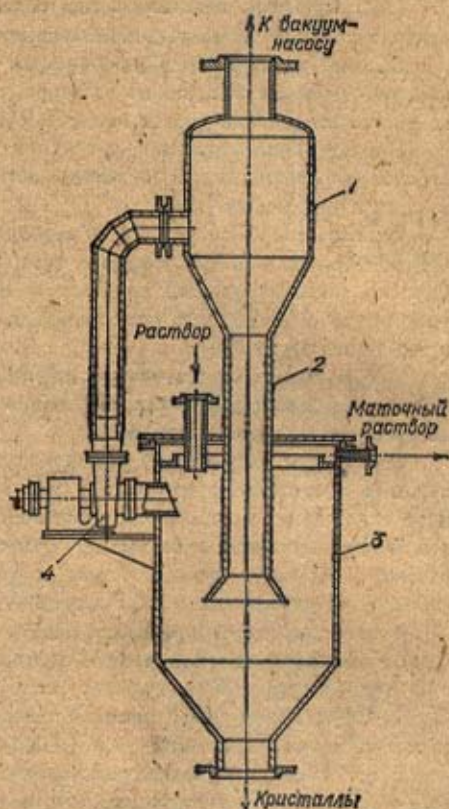


Рис. 4.27. Вакуум-кристаллизатор непрерывного действия

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.