

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования  
«Гомельский государственный технический  
университет имени П. О. Сухого»

Институт повышения квалификации  
и переподготовки

Кафедра «Промышленная теплоэнергетика и экология»

# **ПРОЕКТИРОВАНИЕ, МОНТАЖ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫХ УСТАНОВОК**

**ПОСОБИЕ**

**для слушателей специальности  
переподготовки 1-43 01 71 «Техническая  
эксплуатация теплоэнергетических установок  
и систем теплоснабжения»  
заочной формы обучения**

Гомель 2021

УДК 536.24+66.045(075.8)  
ББК 31.39я73  
П79

*Рекомендовано кафедрой «Промышленная теплоэнергетика и экология»  
ГГТУ им. П. О. Сухого  
(протокол № 2 от 24.09.2021 г.)*

Рецензент: зав. каф. «Электроснабжение» ГГТУ им. П. О. Сухого  
канд. техн. наук, доц. *А. О. Добродей*

**Проектирование**, монтаж и эксплуатация тепломассообменных установок :  
П79 пособие для слушателей специальности переподготовки 1-43 01 71 «Техническая экс-  
плуатация теплоэнергетических установок и систем теплоснабжения» заоч. формы обу-  
чения / А. В. Овсянник, А. В. Шаповалов. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2021. – 370 с. –  
Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место  
на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа:  
<http://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

Рассмотрены конструктивные особенности рекуперативных, регенеративных и смеси-  
тельных теплообменников и основы их теплового конструктивного расчета, приводятся общие  
сведения о процессах сушки, выпаривания, сорбции и ректификации, рассматриваются кон-  
струкции и особенности расчета сушильных, выпарных, сорбционных, ректификационных и хо-  
лодильных установок и аппаратов.

Для слушателей специальности переподготовки 1-43 01 71 «Техническая эксплуатация  
теплоэнергетических установок и систем теплоснабжения» ИПКиП.

**УДК 536.24+66.045(075.8)**  
**ББК 31.39я73**

© Учреждение образования «Гомельский  
государственный технический университет  
имени П. О. Сухого», 2021

## Глава первая

# ОСНОВНЫЕ ВИДЫ ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ И ОБОРУДОВАНИЯ

### 1.1. Основные понятия и классификация тепломассообменных процессов и 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 транспортировки топлива, энергии, сырья и продуктов; установки и системы отопления, вентиляции и кондиционирования; энергоиспользующие 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 настоящем учебном пособии 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 про-

цессы и установки. Им соответствуют рабочие температуры в пределах 400–2000°C. Рабочий диапазон среднетемпературных процессов и установок, например выпарки, ректификации, сушки, находится, как правило, в пределах 150–700°C; низкотемпературных систем (отопительные, вентиляционные, кондиционеры, теплонасосные и холодильные установки) – от –150 до +150°C. Процессы с более низкими температурами называют криогенными.

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.

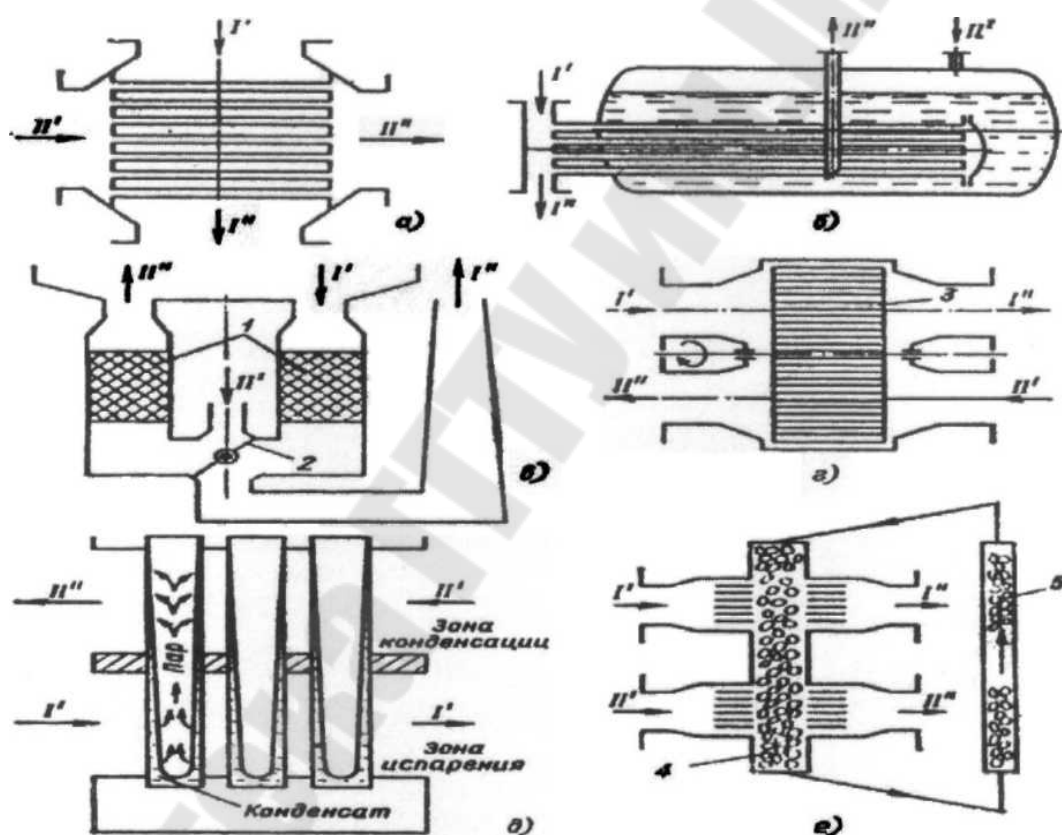


Рис. 1.1. Принципиальные схемы рекуперативных и регенеративных поверхностных и контактных теплообменников:

*a* – рекуперативного непрерывного действия; *б* – рекуперативного периодического действия; *с* – регенеративного непрерывного действия; *д* – трубного; *е* – с промежуточным сыпучим теплоносителем; *I'* 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

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

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

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.

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.

По принципу действия различают поверхностные и контактные аппараты. В поверхностных теплообменниках теплота от среды с более высокой температурой передается твердой стенке или насадке, а от нее – более холодной среде. В контактных аппаратах теплообмен осуществляется при непосредственном соприкосновении теплоносителей и, как правило, сопровождается переносом массы. Из контактных теплообменников выделяют смешительные, 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 теплообмена в газожидкостных контактных аппаратах может быть создана с помощью насадки из твердых частиц, колец, реек, металлической стружки и т. д.

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 теплоносители поочередно омывают одну и ту же поверхность нагрева (насадку) (рис. 1.1) [8]. 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. 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 также 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 от греющего теплоносителя к нагреваемому передается 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 тел и сред передается холодным в процессе циркуляции попеременно испаряющегося в области высоких температур и конденсирующегося в холодной области промежуточного теплоносителя, заключенного в герметичные трубы, часть наружной поверх-

ности 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.

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. 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.

## 1.2. Теплоносители

Движущиеся среды, обменивающиеся теплотой или применяемые для передачи теплоты от более нагретых сред и веществ к менее нагретым, называют теплоносителями.

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 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 относят кипящие, испаряющиеся и распыляемые газом жид-

кости, конденсирующиеся пары, парогазовые смеси при конденсации содержащихся в них паров; плавящиеся и затвердевающие, сублимирующие и десублимирующие твердые вещества, пены, газовзвеси, аэрозоли и другие запыленные газовые потоки; эмульсии, суспензии, шламы, пасты и прочие реологически сложные системы [38].

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 °С. К высокотемпературным теплоносителям в виде капельных жидкостей принято относить вещества, температура кипения которых при атмосферном давлении превышает 200°С. Это минеральные масла, кремнийорганические и дифенильные соединения, расплавы солей и жидкие металлы. К среднетемпературным теплоносителям в первую очередь относят водяной пар, воду и воздух. Пар используют при температурах до 650°С, воду – до 375°С, воздух – до 100°С (табл. 1.1)[8]. Низкотемпературными теплоносителями принято считать такие, температура кипения которых при давлении 0,1 МПа обычно не превышает 0°С. К ним в первую очередь относят хладагенты. Криогенными теплоносителями называют сжиженные газы (кислород, водород, азот, воздух и др.) и их пары. Область их применения лежит ниже -150°С.

Таблица 1.1

### 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, фреон                                      | От -150 до -70  | До 4,0                   |
| Фреон -12, -22; аммиак, O <sub>2</sub> , CO <sub>2</sub> | 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 <sub>2</sub>                                 | От -50 до 0     | До 0,1                   |



Продолжение таблицы 1.1

| Теплоноситель  | Температура, °С | Абсолютное давление, МПа |
|--|-----------------|--------------------------|
| 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           |
| Дифениальные смеси                                     | От 260 до 350   | От 0,1 до 0,6            |
| Силиконы (кремнийорганические соединения)              | До 320          | До 0,1                   |
| Сплав свинца с сурьмой и оловом                        | До 400          | До 0,1                   |
| Сплав смеси солей 40% $NaNO_2$ , 7% $NaNO_3$ и $KNO_3$ | 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                   |

Таблица 1.2

**Рекомендуемые скорости теплоносителей при вынужденном течении в каналах и трубах теплообменников [7]**

| Среда                                       | Скорость, м/с | Среда                                | Скорость, м/с |
|---|---------------|--------------------------------------|---------------|
| Маловязкие жидкости (вода, бензин, керосин) | 1–3           | 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       |

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 расстоянии до десятков километров, воду – на десятки и сотни 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.

Таблица 1.3

**Ориентировочные значения коэффициентов теплоотдачи [7]**

| Процесс                  | Коэффициент теплоотдачи Вт/(м <sup>2</sup> ·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                                     |

Для предотвращения абразивного износа трубопроводов и поверхностей нагрева скорость движения запыленных газовых потоков не должна превышать 10-12 м/с [8].

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°C), при которой начинается конденсация пара [8].

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 жидкости и конденсации чистых паров их температура не меняется. Это обстоятельство существенно облегчает регулирование тепловых процессов.

При необходимости обеспечения 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.

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 [8, 78, 81].

Другим способом снижения промышленного потребления воды является замена пара и горячей воды высокотемпературными капельными теплоносителями (табл. 1.1). Их температура кипения при атмосферном давлении выше, чем воды, таким образом, удастся 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 или другими высокотемпературными теплоносителями при изменении их фазового состояния, например дифенильными смесями.

В последние годы в качестве высокотемпературных органических теплоносителей стали применять перполифторэфиры и полифторалкилкарбонаты [65]. Многие из них затвердевают при температуре ниже 50°C 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 перспективными их применение в контактных теплообменниках, например для обезвреживания сточных вод выпариванием. Их недостатком является высокая стоимость [7, 8].

## Глава вторая

### ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

#### 2.1. Рекуперативные теплообменники и их конструкции

Конструкции и условия эксплуатации теплообменников весьма разнообразны и определяются областью их применения и назначения. Подробно эти вопросы, а также особенности расчета и проектирования рассмотрены в специальной литературе по теплообменным аппаратам различных технологических [8, 9, 24, 25, 55, 56, 71, 78], стационарных энергетических [10, 27, 93] и транспортных энергетических [15, 18, 48] систем и установок.

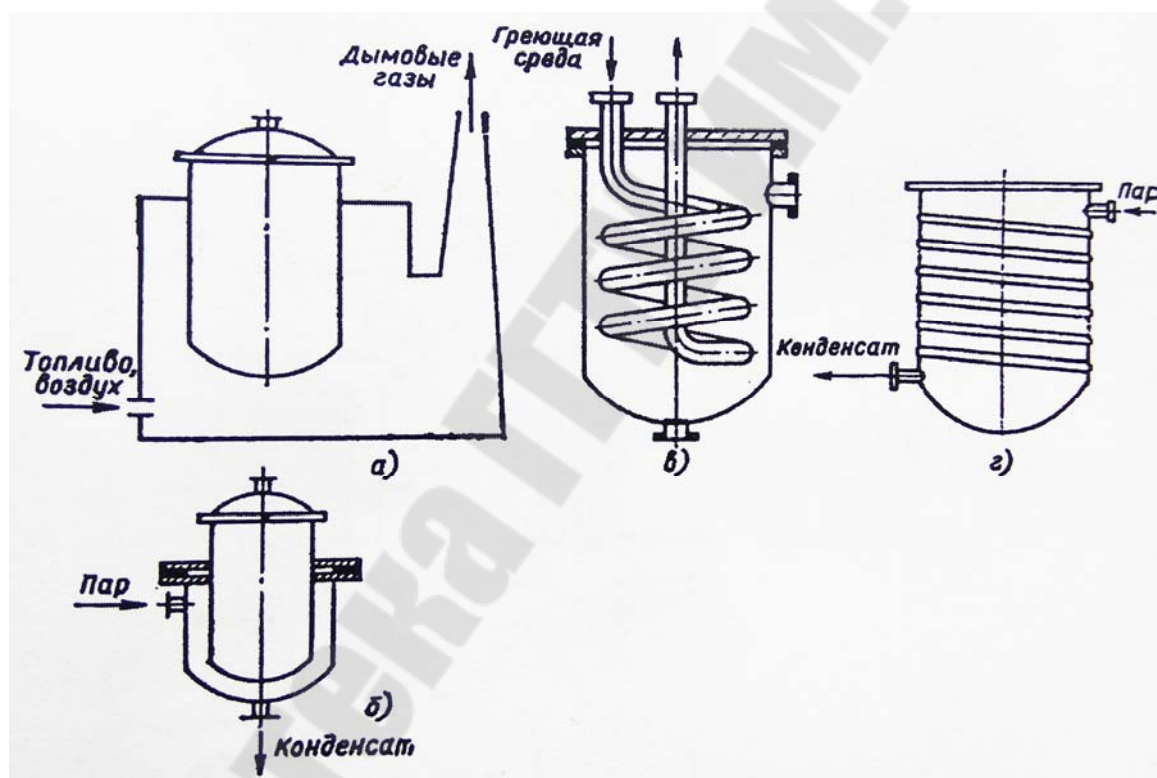


Рис. 2.1. Емкостные теплообменные рекуперативные аппараты:  
а – варочный котел; б – рубашечный (цилиндр в цилиндре); в – с погружной змеевиковой греющей поверхностью; г – с приваренным снаружи змеевиком

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

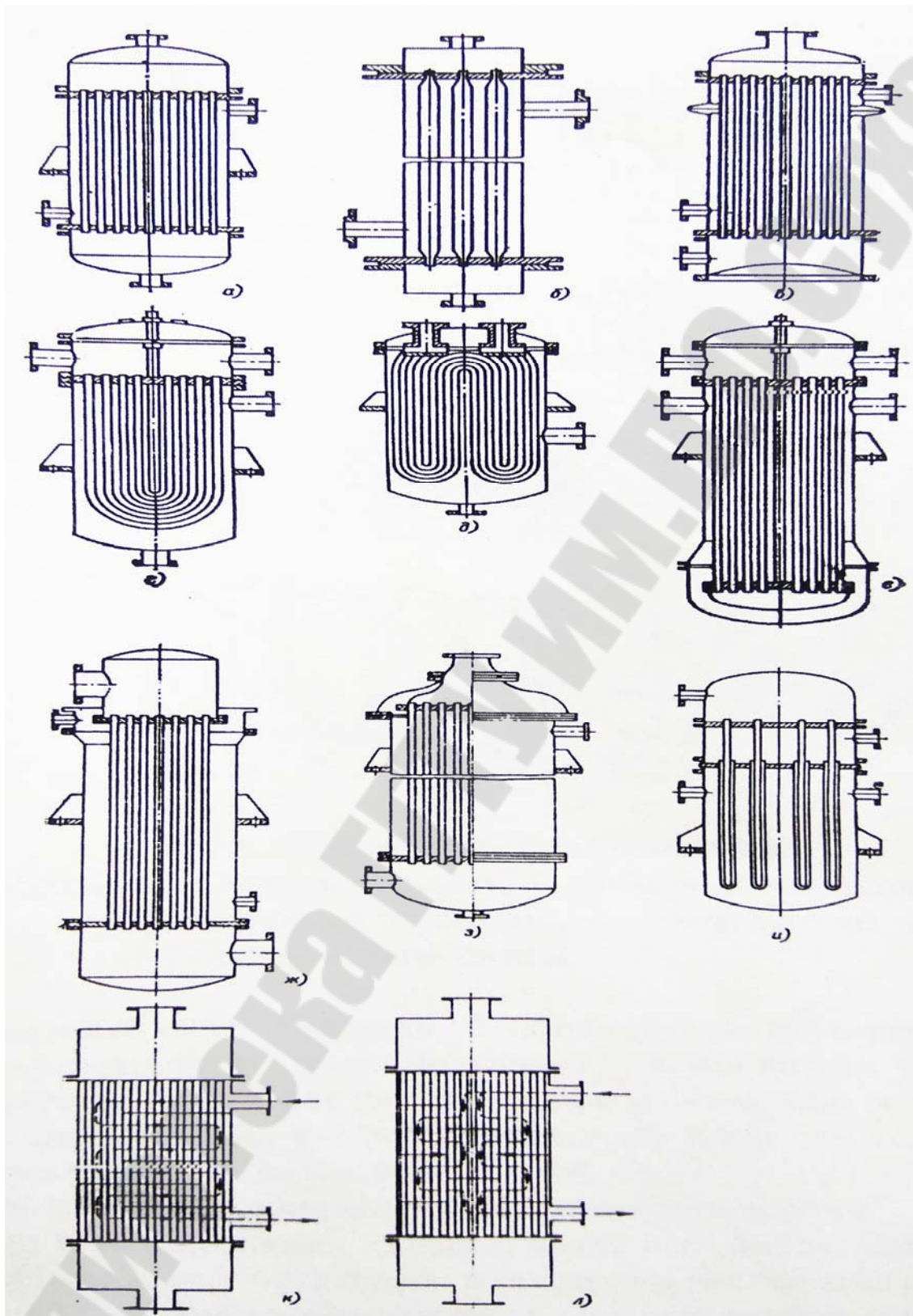


Рис. 2.2. Кожухотрубчатые рекуперативные теплообменные аппараты:  
*а, б* – с жестким креплением труб в трубных решетках; *в* – с линзовыми компенсаторами на корпусе; *г* и *д* – с U- и W-образными трубками; *е* – с нижней и *ж* – с верхней плавающими распределительными камерами; *з* – с сальниковым уплотнением на штуцере; *и* – с трубами Фильда; *к* и *л* – с концентрическими и сегментными поперечными перегородками

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) [8]. Рубашечные и змеевиковые аппараты применяют и в настоящее время. Однако недостатки, свойственные этим аппаратам, ограничивают область их применения.

Значительно чаще используют теплообменные аппараты непрерывного действия. Наибольшее распространение получили кожухотрубчатые теплообменники (рис. 2.2) [8]. Они предназначены для работы с теплоносителями жидкость-жидкость, газ-жидкость, пар-жидкость, газ-жидкость, 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 приваривают к трубным решеткам. Возможно также их закрепление с помощью сальниковых уплотнений. Способы их крепления показаны на рис. 2.3 [8].

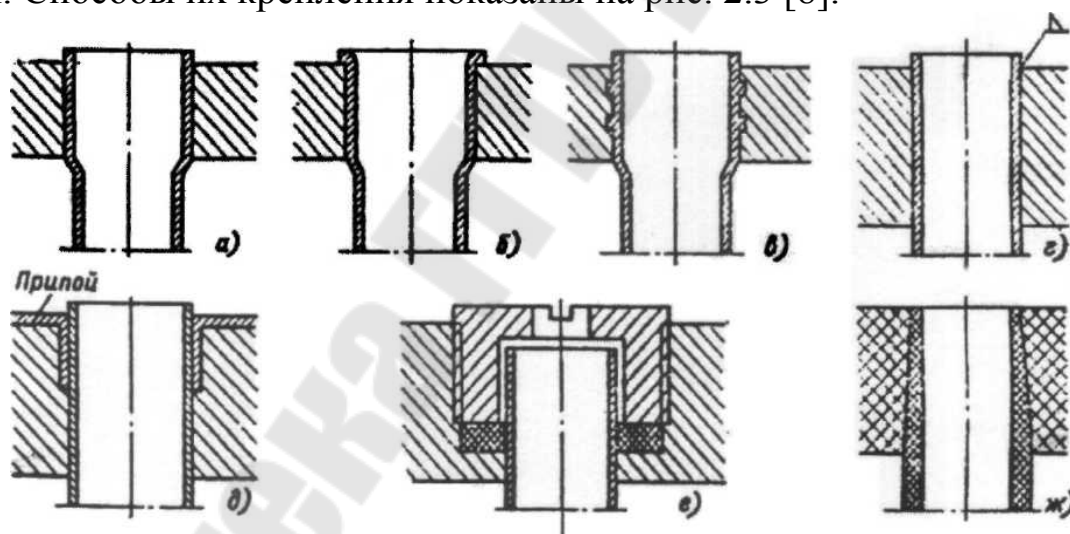


Рис. 2.3. Способы крепления труб в трубных решетках:  
 а – развальцовкой; б – развальцовкой с отбортовкой; в – развальцовкой с уплотнительными канавками; г – сваркой; д – пайкой; е – сальниковым соединением; ж – на клею

В кожухотрубчатых теплообменниках промышленных теплоэнергетических установок, в конденсаторах паровых турбин, водоподогревателях 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 [8].

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 систем. Их недостатками являются повышенные гидравлические 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.

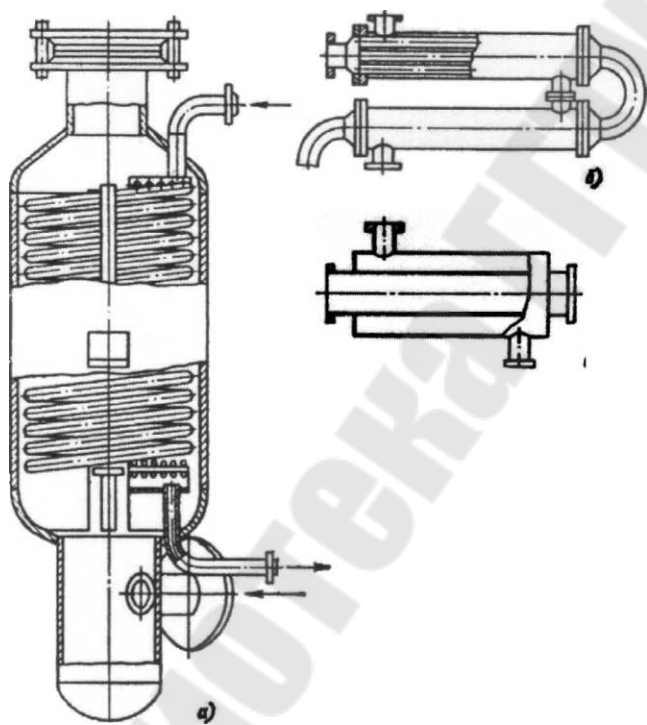


Рис. 2.4. Змеевиковые и секционные рекуперативные теплообменные аппараты:  
*а* – с витой трубчатой поверхностью нагрева; *б* – секционный; *в* – «труба в трубе»

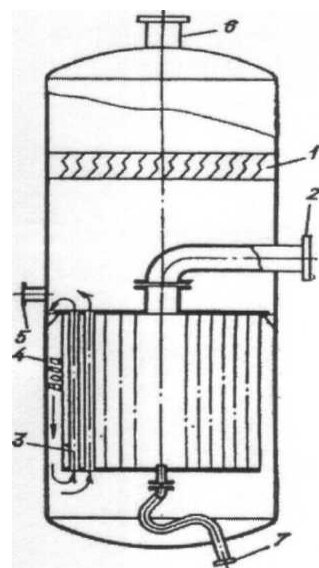


Рис. 2.5. Вертикальный испаритель:  
 1 – сепарационное устройство;  
 2 – вход греющего пара;  
 3 – трубы греющей камеры;  
 4 – корпус;  
 5 – вход воды;  
 6 – выход вторичного пара



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) [8].

В зависимости от технологического назначения предусматривают четыре вида кожухотрубчатых теплообменника: испарители *И*, конденсаторы *К*, холодильники *Х* и теплообменники *Т*. Аппараты изготавливают следующих типов: *Н* – с неподвижными трубными решетками (рис. 2.2, *а*) [32]; *К* – с температурными компенсаторами на корпусе (рис. 2.2, *б*); *П* – с плавающей головкой (рис. 2.2, *в*, *г*); *У* – с *U*-образными трубами (рис. 2.2, *д*, *е*); *ПК* – с плавающей головкой и компенсатором на ней (рис. 2.2, *ж*). Теплообменники изготавливаются в следующих исполнениях: *Г* – горизонтальные; *В* – вертикальные; для невзрыво- и пожароопасных сред, не обладающих токсичностью, – группа *А*; для взрыво- и пожароопасных сред и сред, обладающих токсичностью, – группа *Б*. Теплообменники изготавливают одно-, двух-, четырех-, шестисотовыми по трубному пространству, с перегородками или без них в межтрубном пространстве [32].

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 теплоносителей могут быть значительно ниже коэффициентов теплоотдачи в трубах. Существенное различие коэффициентов теплоотдачи может иметь место и в газожидкостном теплообменнике (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 [7, 8].

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 расход металла на единицу поверхности нагрева, большая длина пути теплоносителей, а следовательно, и больший 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) [8].

Разборные многопоточные теплообменники «труба в трубе» нашли применение в технологических установках заводов нефтяной, химической, газовой и других отраслях промышленности при температурах от  $-40$  до  $+450^{\circ}\text{C}$  и давлениях до 2,5-9,0 МПа. Для улучшения теплообмена трубы могут иметь продольные ребра или поперечную винтовую накатку [32].

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 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. 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 конденсация или кипение хладагента происходит в вертикальных каналах панелей, изготавливаемых так же, как трубные пучки ламельных теплообменников.

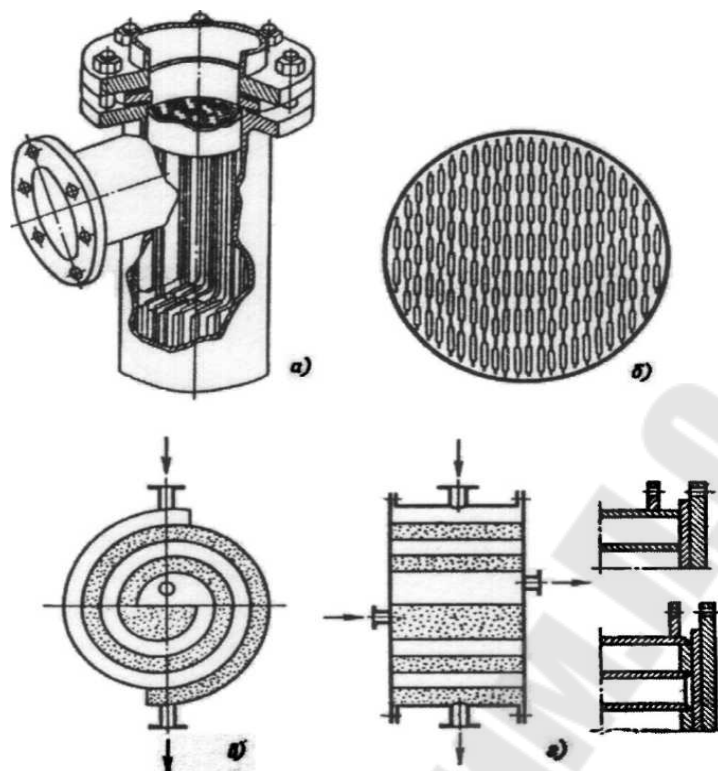


Рис. 2.6. Ламельный и спиральный теплообменники:  
*a* – общий вид ламельного теплообменника; *б* – схема расположения ламелей в кожухе аппарата; *в* – принципиальная схема спирального теплообменника; *г* – способы соединения спиралей с торцевыми крышками

Спиральные теплообменники – 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. Навивку спиральных теплообменников производят из рулонной стали шириной от 0,2 до 1,5 м с поверхностями нагрева от 3,2 до 1000 м<sup>2</sup> 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 м<sup>2</sup> [8].

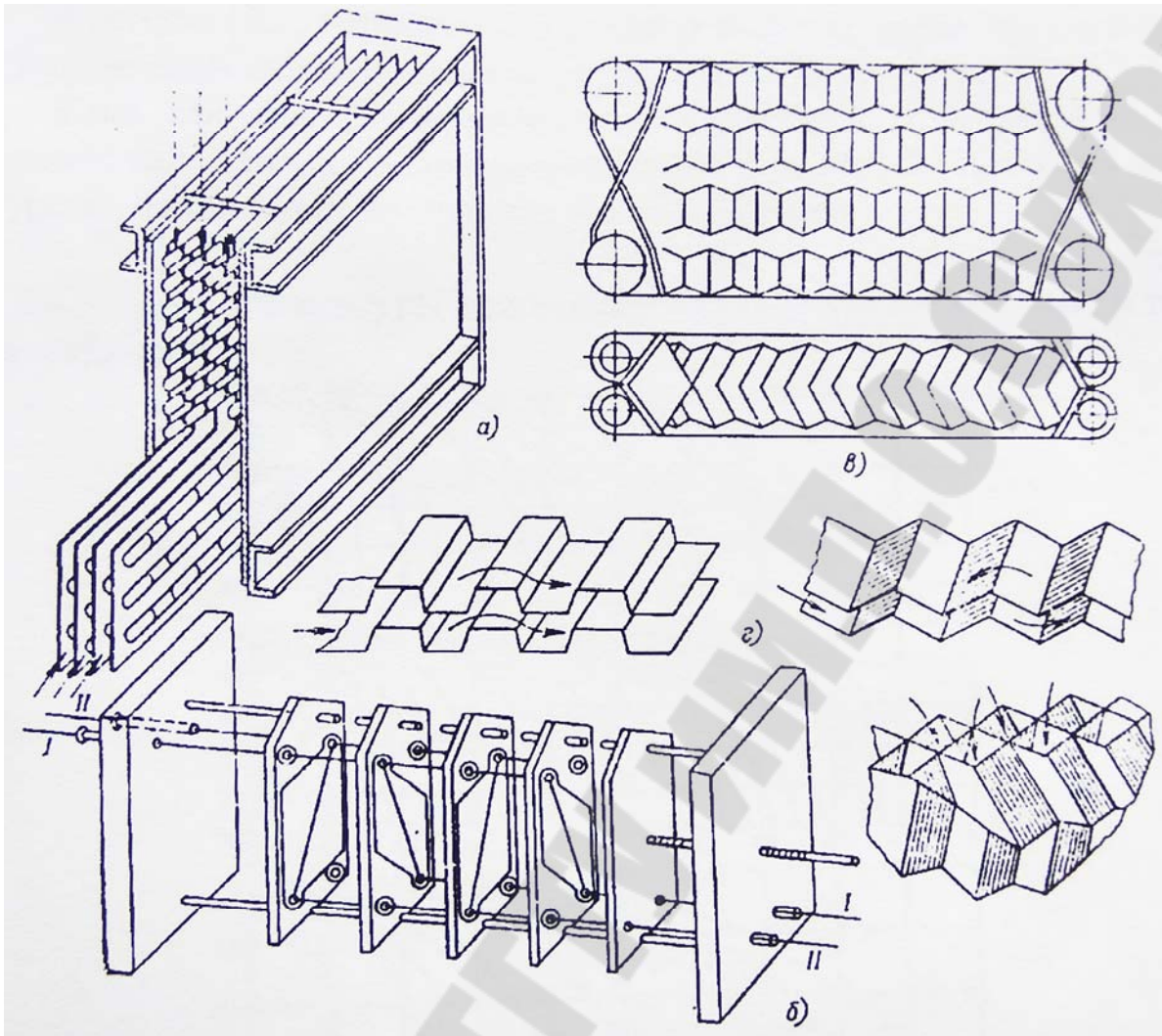


Рис. 2.7. Пластинчатые теплообменники:  
*а* – пластинчатый воздухоподогреватель; *б* – разборный пластинчатый теплообменник; *в* – гофрированные пластины; *г* – профили каналов между пластинами; I, II – вход и выход теплоносителя

Спиральные теплообменники устанавливают по штуцерам горизонтально и вертикально. Их часто монтируют блоками по два, четыре, восемь аппаратов и применяют для нагревания и охлаждения жидкостей и растворов. Вертикальные аппараты используют также для конденсации чистых паров и паров из парогазовых смесей.

Спиральные теплообменники изготавливают двух типов:

тип 1 – с тупиковыми каналами в двух исполнениях предназначен для теплообмена между жидкостями и газами, для конденсации паров;

тип 2 – со сквозными каналами в трех исполнениях предназначен для подогрева сточных вод и других загрязненных рабочих сред, для высоковязких жидкостей и газов, для охлаждения нитрозной серной кислоты [32].

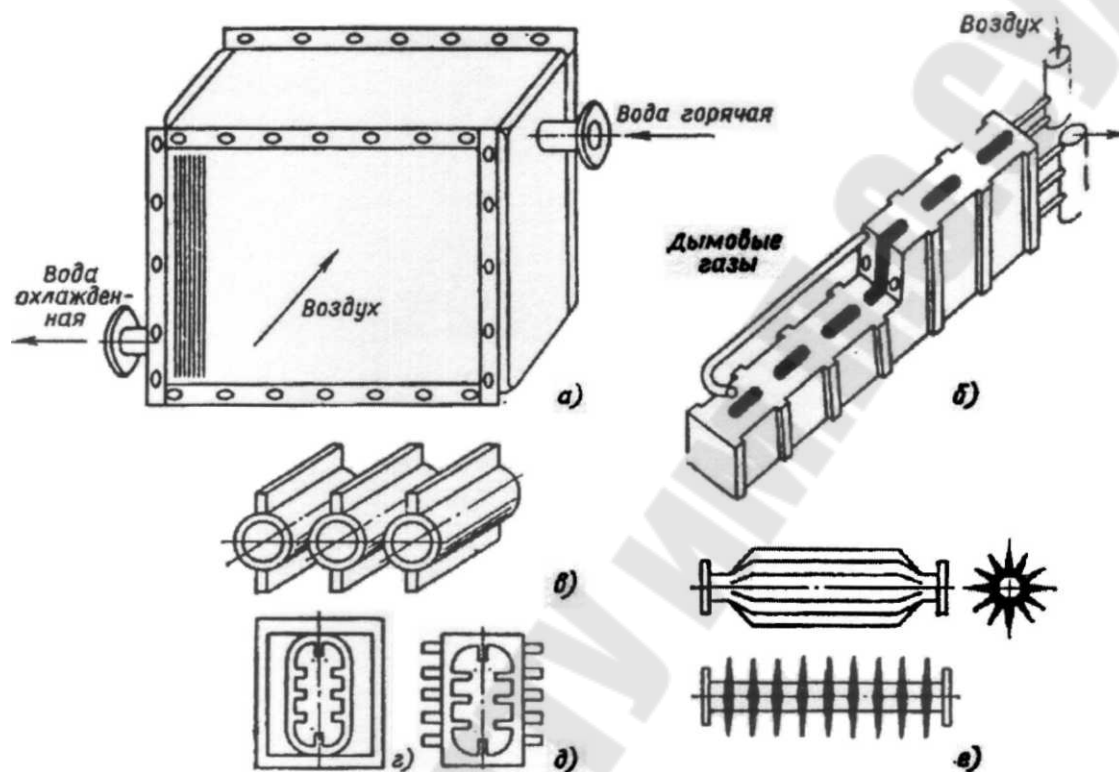


Рис. 2.8. Воздухоподогреватели и рекуператоры:

*а* – стальной ребристый воздухоподогреватель (калорифер); *б* – термоблочный рекуператор; *в* – трубы с плавниковыми ребрами; *г* – чугунная труба с внутренним оребрением в прямоугольном канале; *д* – чугунная литая труба с игольчатым двусторонним оребрением; *е* – чугунные литые трубы с наружным продольным и поперечным оребрением

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 различные профили (рис. 2.7, *г*), а между плоскими пластинами помещают профилированные вставки. 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 од-

ной пластины - от 0,15 до 1,4 м<sup>2</sup>, расстояние между пластинами - от 2 до 5 мм [32].

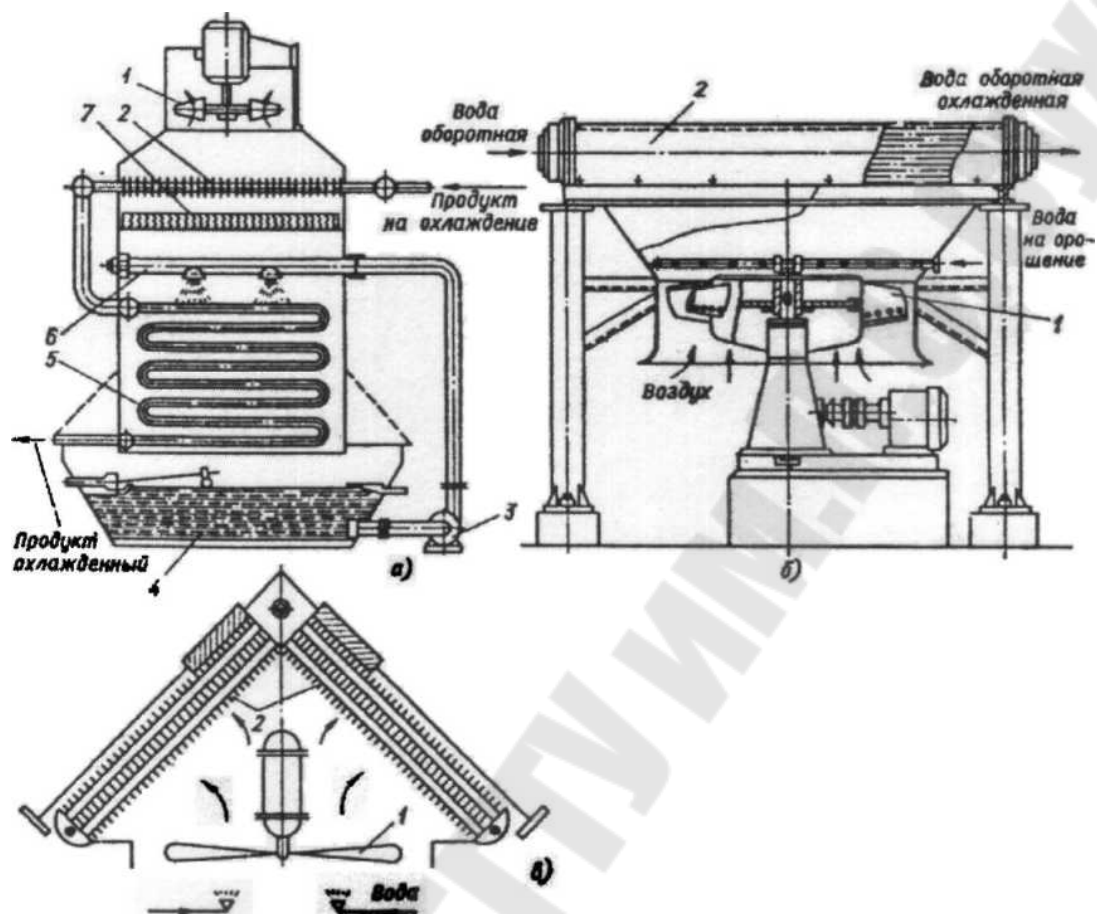


Рис. 2.9. Аппараты воздушного и водовоздушного охлаждения:  
 а – змеевиковый; б – с горизонтальным кожухотрубчатый ребристым теплообменником; в – с шатровым расположением ребристых теплообменников; 1 – вентилятор; 2 – ребристая поверхность или теплообменник; 3 – насос; 4 – поддон; 5 – змеевик; 6 – коллектор с форсунками для распыления воды; 7 – сепаратор

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  $140-150^{\circ}\text{C}$  и давления не более  $2-2,5$  МПа. Неразборные пластинчатые теплообменники выполняют сварными. Они могут работать при температурах до  $400^{\circ}\text{C}$  и давлениях до  $3$  МПа. Из попарно сваренных пластин изготавливают полуразборные теплообменники. К аппаратам этого же типа относят блочные, которые набирают из блоков, образованных несколькими

сваренными пластинами. Пластинчатые теплообменные аппараты применяют для охлаждения и нагревания жидкостей, конденсации чистых паров и паров из парогазовых смесей, а также в качестве греющих камер выпарных аппаратов [32, 93].

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 [32].

Теплообменники с пленочным движением жидкости часто применяют в пищевой промышленности [87] для тепловой обработки термолабильных, т. е. склонных к разложению при повышенных температурах, 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 воздухоподогреватели, калориферы, рекуператоры, экономайзеры [85, 88, 91].

Умеренный подогрев воздуха (до 300-400°C) 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 [87, 88].

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 нагрева воздуха (до 800°С) используют конвективно-радиационные и радиационные рекуператоры [91]. 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, устанавливаются 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 может достигать 1350°С. Радиационные рекуператоры нерационально применять, если температура газов за ними ниже 650-750°С [8].

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 водовоздушного охлаждения холодильных машин и кондиционерах, применяемых для охлаждения оборотной воды, жидких и парообразных технологических продуктов (рис. 2.9).

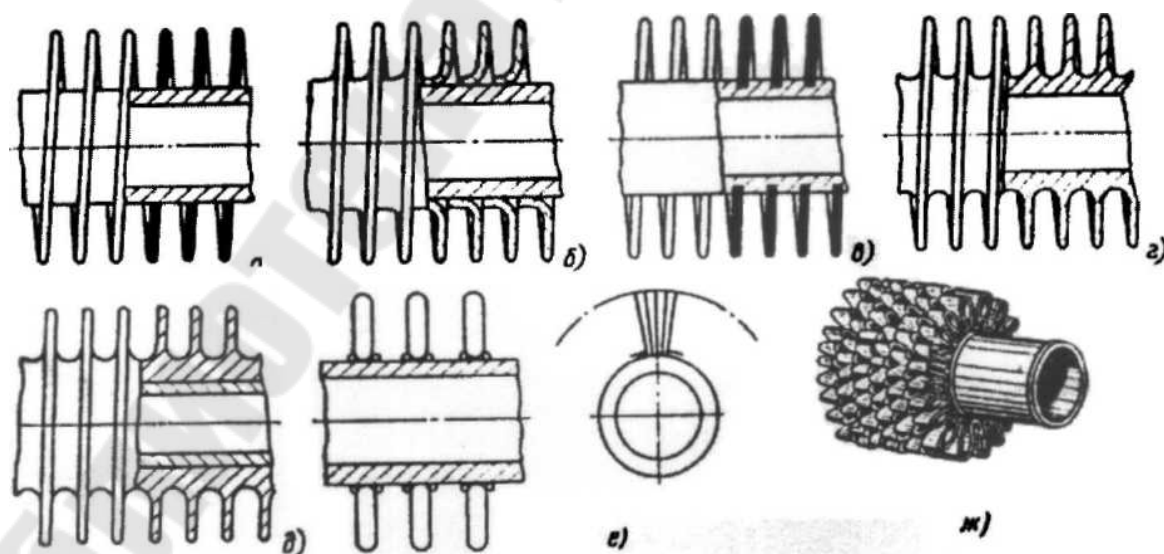


Рис. 2.10. Ребристые трубы:

*а* – с оцинкованным, *б* – с навитым в натяг L-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

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, 27]. 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.

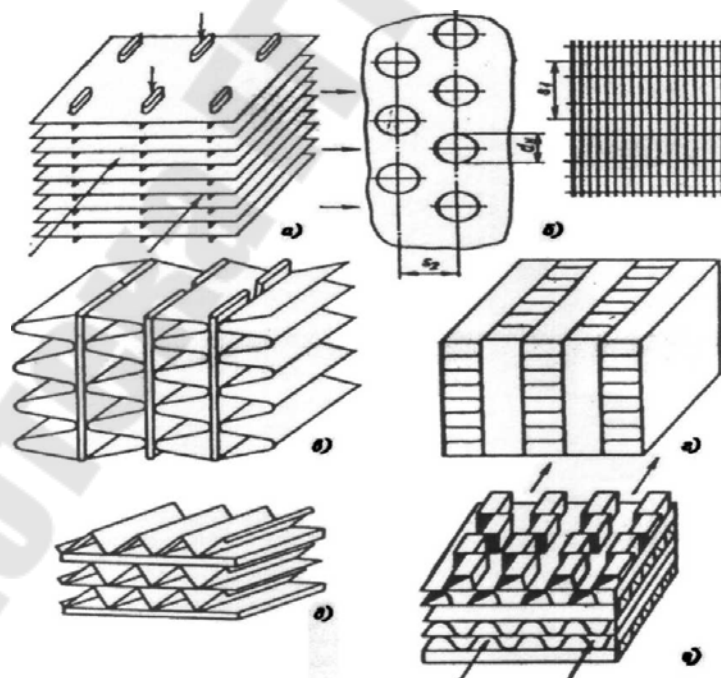


Рис. 2.11. Ребристые поверхности нагрева для транспортных теплообменников и теплообменников газотурбинных двигателей: *а, б* – трубчато-пластинчатые; *в* – трубчато-ленточная; *г, д* и *е* – пластинчато-ленточные;  $s_1$  и  $s_2$  – шаги труб;  $d_n$  – наружный диаметр труб

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 изготовления 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 [7, 8].

## **2.2. Расчет рекуперативных теплообменников**

Принято различать тепловой конструктивный, 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 за-

трат 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 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. При этом уточняются толщины трубных решеток, труб, обечаек, днищ и других деталей. Если теплообменник выбирают из стандартных или нормализованных (выпускаемых по отраслевым нормам), то сравнивают расчетные давление и температуру в аппарате с допустимыми [7, 91]. 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.

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 теплоносителя

лей, размерах деталей аппарата и применяемых для их изготовления материалов дает технико-экономический расчет [43, 55].

### 2.2.1. 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 [8]. Первое из них можно записать так:

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

или

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

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

Уравнение теплопередачи:

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

где  $k$  – коэффициент теплопередачи;  $F$  – площадь поверхности теплообмена;  $\Delta t$  – 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  $c_2$  – 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  $h_2''$  – 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  $h_1'$  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

$$\left[ L_1 (h_1' - h_1'') - \Delta G_K c_K t_K \right] \eta = G_2 c_2 (t_2'' - t_2'), \quad (2.7)$$

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

$$h = h_2 x_2 + h_n x_n, \quad (2.8)$$

где  $h_2$  и  $h_n$  – энтальпии, а  $x_2$  и  $x_n$  – массовые доли газа и пара;  $x_2 = G_2 / L_1$ ;  $x_n = G_n / L_1$ ;  $t_K$ ,  $c_K$ ,  $\Delta G_K$  – 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  $t_3''$  – удельная теплоемкость, начальная и конечная температуры.

Для утилизации теплоты уходящих газов после технологических печей, газотурбинных установок 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 на от парогазовой смеси к воде, используемой на электрические 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

$$\Delta G_k = L_1 (x_1' - x_1''), \quad (2.12)$$

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  $G_2'$  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  $\Delta t$  или зависимостями для их расчета по известным, например, из задания параметрам.

Для многих теплообменников, используемых в общепринятых для них стандартных условиях, в справочной литературе [61, 91, 93] приведены зависимости коэффициентов теплопередачи от темпера-

турных напоров, скоростей движения, температур, давлений и других факторов. В общем виде их можно представить уравнением

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

где  $\rho v$  – массовая скорость газообразного теплоносителя;  $w$  – скорость жидкостного теплоносителя;  $\Delta t$  – 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 тепломассообмена» [31, 33].

Для поверхностей, набранных из круглых труб,

$$k = \frac{1}{d_{cp} \left( \frac{1}{\alpha_1 d_B} + \frac{1}{2\lambda_{ct}} \ln \frac{d_H}{d_B} + \frac{1}{\alpha_2 d_H} \right) + R_{заг}} \quad (2.16)$$

где  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – коэффициенты теплоотдачи греющего и нагреваемого теплоносителей;  $d_{cp}$ ,  $d_B$  и  $d_H$  – средний, внутренний, и наружный диаметры труб;  $\lambda_{ct}$  – теплопроводность материала труб;  $R_{заг}$  – термическое сопротивление загрязнения с обеих сторон поверхности теплообмена.

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

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

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

причем с погрешностью не более 1 – 3%.

Если известны толщины и теплопроводности загрязнений  $\delta_{заг1}$ ,  $\delta_{заг2}$ ,  $\lambda_{заг1}$ ,  $\lambda_{заг2}$ , то  $R_{заг} = \delta_{заг1} / (\lambda_{заг1} d_H) + \delta_{заг2} / \lambda_{заг2}$  при использова-



нии формулы (2.16) и  $R_{\text{заг}} = \delta_{\text{заг}1} / \lambda_{\text{заг}} + \delta_{\text{заг}2} / \lambda_{\text{заг}2}$  при использовании формулы (2.17).

Значения  $R_{\text{заг}}$  для многих видов теплоносителей и технологических сред приводятся в специальной литературе [55, 75]. 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 ( $R_{\text{заг}} = 0$ ),  $F_0$  – 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,  $\varphi = 0,4 \div 0,5$  [7].

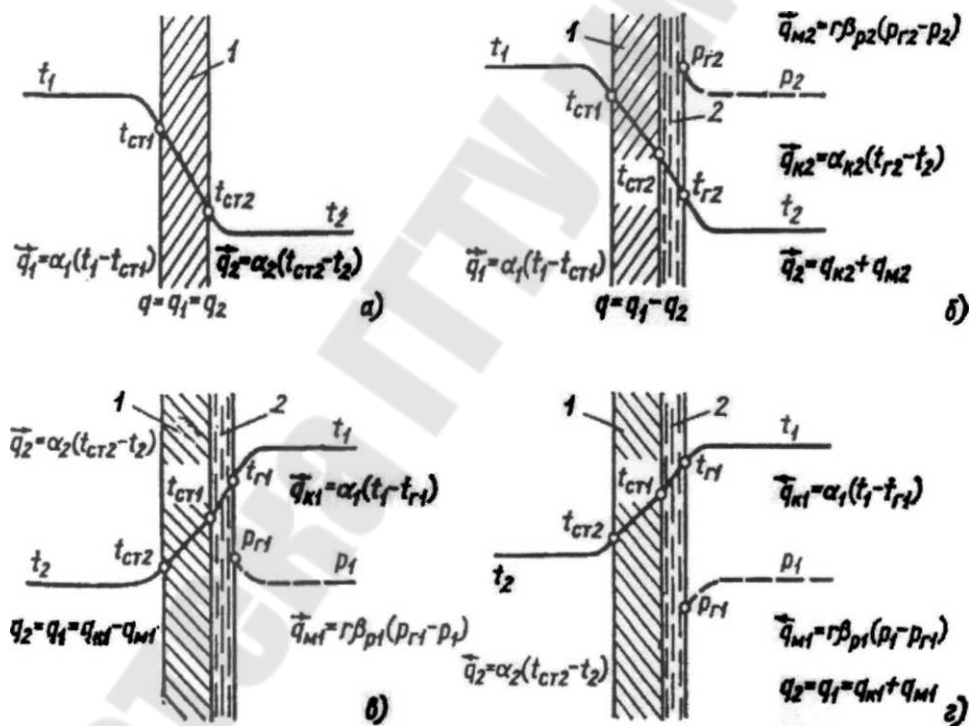


Рис. 2.1.2. Схемы переноса теплоты и массы при теплообмене через непроницаемую поверхность:

- a* – теплообмен без изменения агрегатного состояния веществ;
- 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

Когда для расчета коэффициентов теплоотдачи или теплопередачи требуется знать скорости теплоносителей, ими задаются, ориентируясь на рекомендации, которые приведены в табл. 1.2. 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. д.). 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;  $\rho_i$  – плотность;  $w_i$  – 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. 2.13. Так, в случае нагревания газа, сопровождающегося испарением (рис. 2.13, б), расчет ведут по уравнению

$$\alpha_2 = \alpha_{K2} - \beta_{P2} r_2 \frac{P_{Г2} - P_2}{t_{Г2} - t_2} \quad (2.20)$$

где  $\alpha_{K2}$  – коэффициент конвективной теплоотдачи;  $\beta_{P2}$  – коэффициент массоотдачи при испарении;  $r_2$  – удельная теплота парообразования при температуре жидкости на поверхности испарения  $t_{Г2}$ ;  $P_{Г2}$  – парциальное давление пара у поверхности испарения, равное давлению насыщения при  $t_{Г2}$ ;  $p_2$  – парциальное давление пара в потоке смеси;  $t_2$  – температура смеси в потоке.

В случае охлаждения газа, сопровождающегося испарением жидкости, подаваемой на орошение (рис. 2.13, в),

$$\alpha_1 = \alpha_{K1} - \beta_{P1} r_1 \frac{P_{Г1} - P_1}{t_1 - t_{Г1}}. \quad (2.21)$$

При конденсации пара из парогазовой смеси (рис. 2.13, г)

$$\alpha_1 = \alpha_{к1} + \beta_{р1} r_1 \frac{p_{Г1} - p_1}{t_1 - t_{Г1}}. \quad (2.22)$$

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  $p_{Г1} = p_{СТ1}$ ;  $t_{Г1} = t_{СТ1}$ ;  $p_{Г2} = p_{СТ2}$ ;  $t_{Г2} = t_{СТ2}$  ( $p_{СТ1}$  и  $p_{СТ2}$  парциальные давления пара, определяемые соответственно при  $t_{СТ1}$  и  $t_{СТ2}$ ). 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.

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, 91, 102].

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  $\Delta t$  – 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:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_B - \Delta t_M}{2,31 \cdot \lg \frac{\Delta t_B}{\Delta t_M}} = \frac{\Delta t_B - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_B}{\Delta t_M}}. \quad (2.25)$$

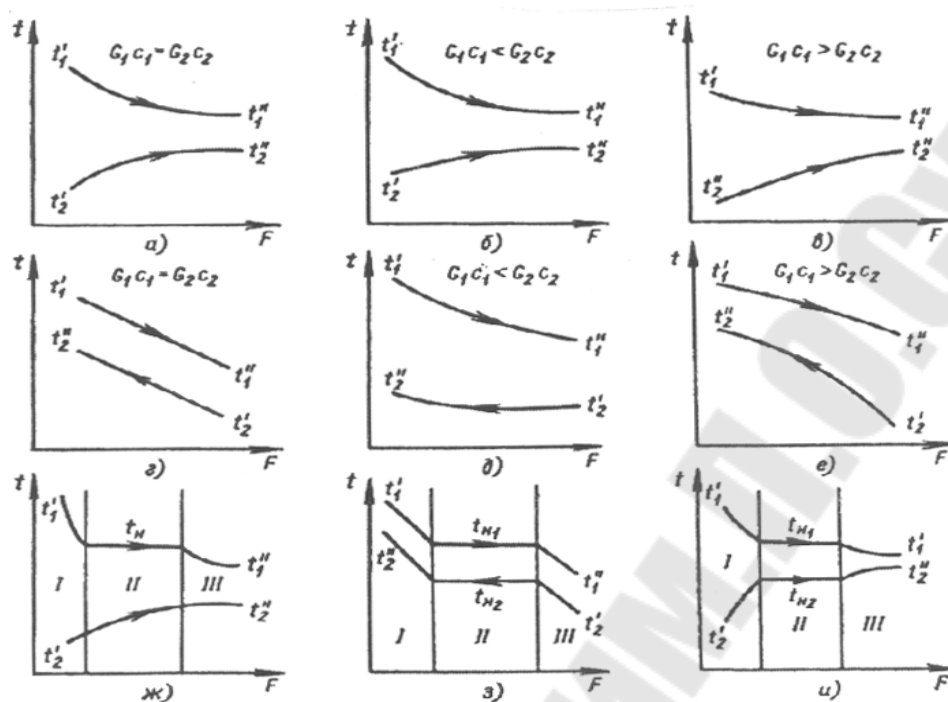


Рис. 2.14. Изменение температуры теплоносителей в рекуперативных теплообменниках непрерывного действия [8]: а - в – при прямоточном и г - е – при противоточном движении теплоносителей без фазовых превращений; ж – при фазовом изменении греющей среды и прямотоке; з – при противотоке и изменении фазового состояния обоих теплоносителей; и – то же при прямотоке

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, и), то температурный напор имеет постоянное значение и равен

$$\Delta t = t_{H1} - t_{H2} \quad (2.26)$$

где  $t_{H1}$  и  $t_{H2}$  – температуры насыщения конденсирующегося пара и кипящей жидкости.

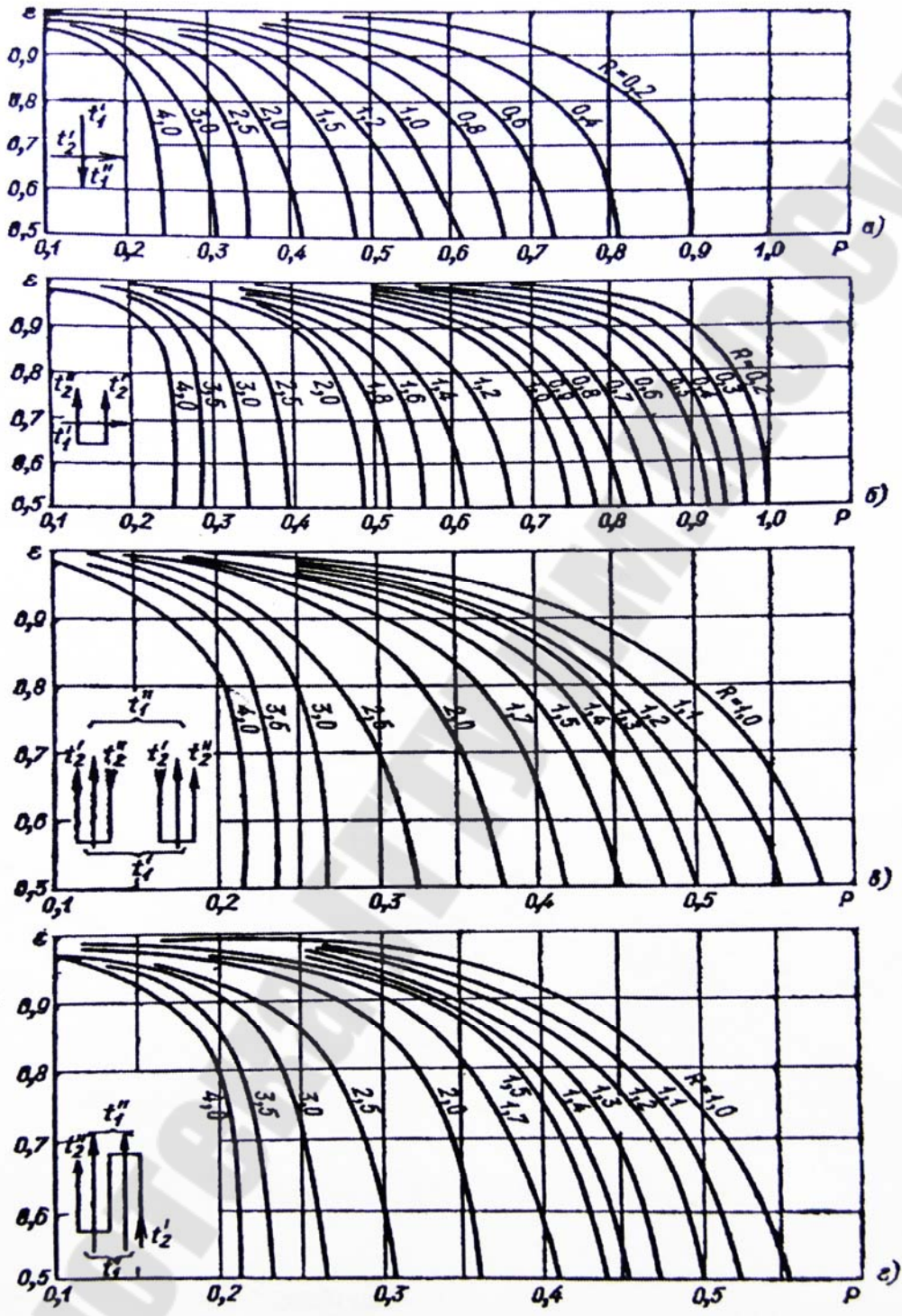


Рис. 2.14. Зависимости  $\varepsilon_{\Delta t}(P, R)$  для некоторых схем движения теплоносителей [31, 33, 93]

Обычно пар поступает в теплообменник перегретым, а конденсат переохлаждают во избежание его самовскипания на выходе из те-

плообменника. 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 процессам 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 отдельно, рассчитывая  $\Delta t_I$  и  $\Delta t_{III}$  по (2.25), а  $\Delta t_{II}$  – по (2.26). В промышленных и стационарных теплообменниках влияние зон перегрева, переохлаждения и недогрева обычно мало и ими в расчетах пренебрегают. В транспортных теплообменниках дело обстоит, как правило, иначе, и расчет ведут по зонам.

Если при противотоке полные теплоемкости теплоносителей одинаковы, т. е.  $G_1 c_{p1} = G_2 c_{p2}$ , то  $\Delta t_m = \Delta t_b = \Delta t$ . Когда  $\Delta t_b / \Delta t_m \leq 4,5$ , вместо формулы (2.25) используют зависимость

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

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

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

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. 2.13. Из этих графиков видно,

что в случае бесконечно большой полной теплоемкости любого из теплоносителей ( $G_1 c_1 \rightarrow \infty$  или  $G_2 c_2 \rightarrow \infty$ ) поправка  $\varepsilon_{\Delta t}$  обращается в единицу ( $\varepsilon_{\Delta t} \rightarrow 1$ ). Действительно, в этом случае характер изменения температур будет таким же, как при изменении фазового состояния одного из теплоносителей (зона II на рис. 2.13, ж), когда значение среднего температурного напора не зависит от направления их движения [33, 93].

### § 2.2.2. Поверочный 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 [31, 33] 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  $\varepsilon$  – эффективность теплообменника, определяемая долей его действительной тепловой мощности от максимально возможной;  $(Gc)_{\min}$  – наименьшее из  $G_1 \tilde{n}_1$  и  $G_2 \tilde{n}_2$ .

Из [31, 33, 55] известно также, что в случае прямотока совместное решение уравнений теплопередачи и теплового баланса с учетом уравнения (2.25) дает следующее выражение для эффективности:

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

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 про-

изведениям 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 [48, 55].

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  $\Delta t$  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  $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 \tilde{N}_2/\tilde{N}_1$ . Поэтому по аналогии с формулами (2.34) и (2.35) могут быть получены зависимости вида  $\varepsilon_1(N_1, C_1, C_2)$  и  $\varepsilon_2(N_2, C_1, C_2)$  [55].

Необходимость использовать для каждой конкретной схемы движения теплоносителей свою, отличную от других формулу эффективности затрудняет проведение расчетов. Для устранения отмеченного недостатка можно воспользоваться методом  $\varphi$ -тока, подробно изложенным в [55]. В соответствии с этим методом зависимость эффективности  $\varepsilon_2$  от числа единиц переноса  $N_2$  и относительной полной теплоемкости  $\omega = C_1/C_2$  для всех без исключения схем движения теплоносителей описывается единой формулой

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



где  $f_\varphi$  – 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.

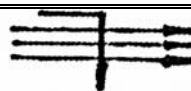
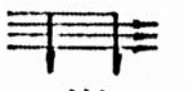
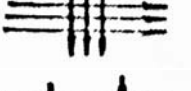
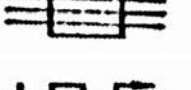
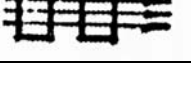
Идея метода  $\varphi$ -тока основана на том, что значения эффективности для подавляющего большинства сложных схем лежат между значениями эффективности для прямотока и противотока. Тогда, вводя функцию  $f_\varphi = 0,5(1 - \cos \varphi)$ , при  $\varphi = 0$  получаем  $f_\varphi = 0$ , т. е. минимальное 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  $f_\varphi$  – величины постоянные,  $f_\varphi$  есть, как правило, некоторая функция от  $N_2 = kF / C_2$ . Однако расчеты показали, что при  $N_2 \leq 1,5$  и даже при  $N_2 \leq 2f_\varphi$  можно принимать постоянными. Значения этих постоянных приведены в табл. 2.1. Там же даны предельные значения характеристик схемы тока  $f_\varphi^*$ , которые получаются, если в формуле (2.37) осуществить предельный переход при  $N_2 \rightarrow \infty$  и  $\omega \rightarrow \infty$ :

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

Таблица 2.1

**Характеристики схемы тока и предельной эффективности аппаратов для различных схем движения теплоносителей [55, 93]**

| Схема тока                                 | Условное обозначение  | $f_\varphi$ при $N_2 < 2$ | $f_\varphi^*$                | $\varepsilon_{2\max}$ |
|--|---|---------------------------|------------------------------|-----------------------|
|  |   |                           | при $N_2 \rightarrow \infty$ |                       |
| Поперечный, 1 ход                          |  | 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                    | -0,305                       | 0,432                 |
| Поперечнопрямоточный, число ходов $\infty$ |  | 0,000                     | 0,000                        | 0,5                   |

Продолжение таблицы 2.1

| Схема тока  | Условное обозначение | $f_\phi$ при $N_2 < 2$ | $f_\phi^*$                   | $\varepsilon_{2\text{ макс}}$ |
|---|----------------------|------------------------|------------------------------|-------------------------------|
|   |                      |                        | при $N_2 \rightarrow \infty$ |                               |
| Поперечнопротivotочный, 2 хода                            |                      | 0,660                  | 0,688                        | 0,762                         |
| Поперечнопротivotочный, число ходов $\infty$              |                      | 1,000                  | 1,000                        | 1,000                         |
| Прямotочнопротivotочный, 2 хода                           |                      | 0,398                  | 0,500                        | 0,667                         |
| Протivotочнопрямotочный, 2 хода                           |                      | 0,398                  | 0,500                        | 0,667                         |
| Прямotочнопротivotочный, 3 хода                           |                      | 0,350                  | 0,400                        | 0,625                         |
| Протivotочнопрямotочный, 3 хода                           |                      | 0,438                  | 0,500                        | 0,667                         |
| Прямotочнопротivotочный, 4 хода                           |                      | 0,394                  | 0,438                        | 0,640                         |
| Протivotочнопрямotочный, 4 хода                           |                      | 0,394                  | 0,438                        | 0,648                         |
| Поперечнопрямotочный двухходовой с шестью перегородками   |                      | 0,320                  | - 1,500                      | 0,400                         |
| Поперечнопротivotочный двухходовой с шестью перегородками |                      | 0,363                  | 0,815                        | 0,844                         |

### 2.2.3 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 ( $F, d_v, d_n, L$ ), 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  $D_v$ , число ходов в трубном пучке  $z_T$  и меж-

трубном пространстве  $z_{\text{MT}}$ , расположение и размеры штуцеров  $d_{\text{шт}}$  [7, 8, 93].

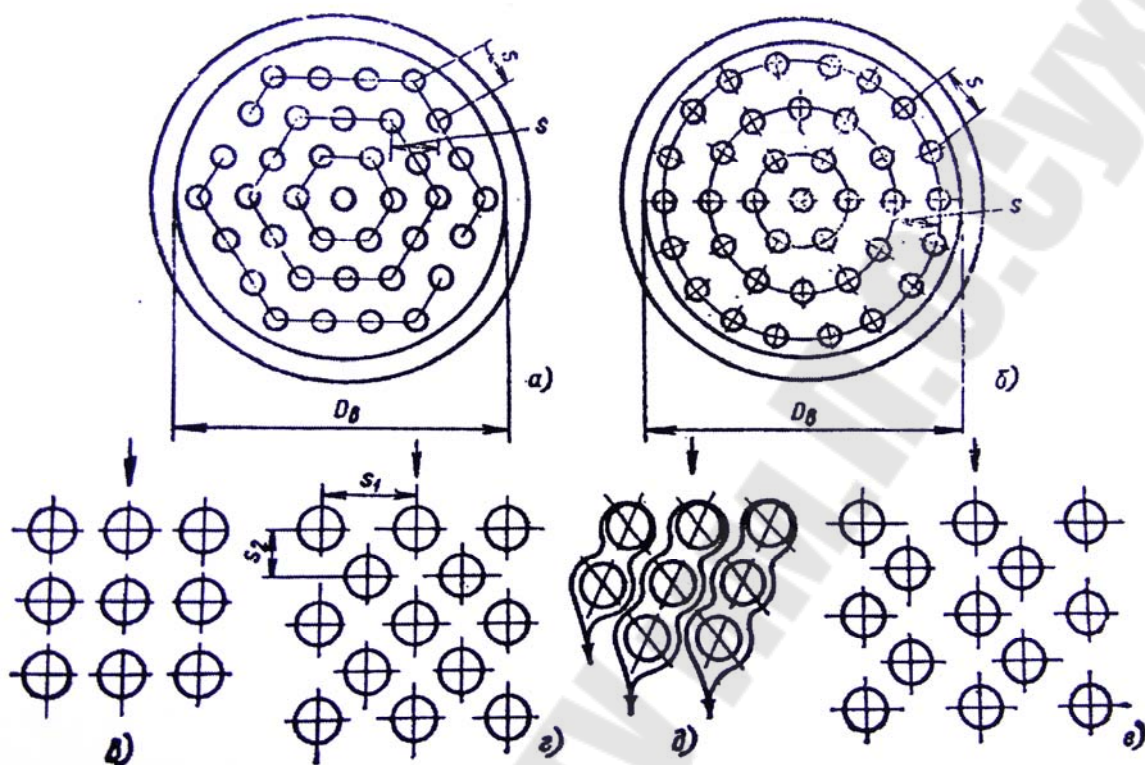


Рис. 2.15. Схемы расположения труб в трубном пучке:  
*a* – по сторонам шестиугольников; *б* – по concentрическим окружностям; *в* – коридорный пучок; *г* – шахматный пучок; *д* – пучок Жинабо; *е* – пучок с неравномерным поперечным шагом

Количество труб определяют по формуле

$$n = \frac{f}{\pi d_{\text{cp}} L} = \frac{4G_i z_{\text{T}}}{\pi d_{\text{в}}^3 \rho_i w_i}, \quad (2.39)$$

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

Трубы в трубных решетках обычно размещают по сторонам шестиугольников (по вершинам ромбов или треугольников) и по concentрическим окружностям (рис. 2.15).

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  $b = 2a + 1$ .

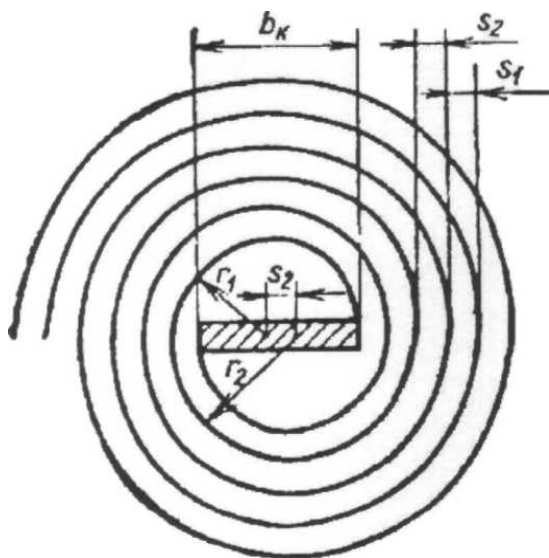


Рис. 2.16. Схема построения спиралей

Расстояние между осями труб выбирают по наружному диаметру трубы  $s = (1, 2 + 1, 4) d_n$ , 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 концентрическим окружностям шаг между трубами и окружностями стремятся выдержать равным  $s$ . Тогда радиусы окружностей будут  $r_1 = s$ ;  $r_2 = 2s$ ;  $r_3 = 3s$  и т. д., а число труб равно

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

где  $i$  – порядковый номер окружности.

Внутренний диаметр корпуса аппарата:  
одноходового

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

многоходового

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

где  $\eta$  – коэффициент заполнения трубной решетки, равный отношению площади, занятой трубами, к полной площади решетки в сечении аппарата. Обычно  $\eta$  лежит в пределах 0,6 – 0,8.

Расчетное значение  $D_B$  теплообменника округляют до ближайшего, рекомендуемого стандартом или нормальями.

Число ходов теплоносителя, движущегося по трубам

$$z_T = \frac{n\pi d_B^2 \rho_T w_T}{4G_T}. \quad (2.44)$$

Количество ходов в межтрубном пространстве

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

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, 91].

Для нагревания различных сред дымовыми газами применяют теплообменники с коридорным или шахматным расположением труб (рис. 2.14). 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. 2.15, е).

При компоновочном расчете пластинчатых теплообменников из теплового расчёта должны быть известны: общая площадь поверхности теплообмена  $F$ , расходы  $G_1$ ,  $G_2$  и скорости теплоносителей  $w_1$ ,  $w_2$ ; тип и поперечные размеры каналов, т. е.  $b$  – ширина и  $h$  – высота поперечного сечения канала, шаг  $l_0$ , высота  $h_0$  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 [8].

Размеры поверхности пластинчатого теплообменника с размерами пластин связаны соотношением

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

где  $z = G / (\rho w b h)$ . 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. 2.16), где  $d$  – диаметр первого витка спирали,  $r_1 = 150$  мм. 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  $\Delta b$  – 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  $d_{\text{в}}, d_{\text{н}}, d_{\text{ср}}$ , диаметру змеевика  $D_{\text{зм}}$  и шагу его витков  $h_{\text{зм}}$  определяют длину одного витка змеевика

$$l_1 = \sqrt{\pi D_{\text{зм}} + h_{\text{зм}}^3} \approx \pi D_{\text{зм}}, \quad (2.53)$$

общую длину, змеевика

$$l = F / \pi d_{\text{ср}} \quad (2.54)$$

количество витков

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

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

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

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

#### 2.2.4. Гидравлический расчет

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).

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  $\Delta p_{\text{т}}$ , местных сопротивлений вследствие необратимых потерь при входе потока в каналы и выходе из них  $\Delta p_{\text{вх}}$  и  $\Delta p_{\text{вых}}$ , прочих местных сопротивлений  $\Delta p_{\text{м}}$ , обуслов-

ленных 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  $\Delta p_y$ , вызываемое изменением плотности и скорости теплоносителя. Наконец, в аппаратах, включенных в разомкнутую сеть, сообщающуюся с атмосферой, необходимо учитывать сопротивление самотяги  $\Delta p_c$ , возникающее из-за разности плотностей теплоносителя в аппарате и окружающей среды [7, 8, 32].

$$\Delta p = \Delta p_{\tau} + \sum_{i=1}^i \Delta p_{M_i} + \Delta p_y + \Delta p_c = \xi \frac{\rho w^2}{2} \frac{l}{d} + \sum_{i=1}^i \xi_{M_i} \frac{\rho w_i^2}{2} + \left[ \rho'' (w'')^2 - \rho' (w')^2 \right] + (\rho - \rho_0) \Delta h, \quad (2.57)$$

где  $\xi$  – коэффициент трения;  $\xi_{M_i}$  – коэффициенты местных сопротивлений;  $\rho$  и  $w$  – средняя плотность и скорость теплоносителя;  $\rho'$  и  $\rho''$ ,  $w'$  и  $w''$  – его плотность и скорость на входе и выходе;  $l$  и  $d$  – длина и эквивалентный диаметр канала;  $\Delta h$  – разница уровней входа и выхода теплоносителя в систему;  $\rho_0$  – плотность атмосферы;  $i$  – номер рассчитываемого участка.

Способы расчета  $\xi$  и  $\xi_{M_i}$  известны из курса «Механика жидкости и газа» подробно изложены в [29, 35, 95]. Сопротивление пучков труб в поперечном потоке обычно рассматривают как последовательно включенные местные сопротивления и рассчитывают по формуле  $\Delta p = \xi \rho w^2 / 2$  или  $\Delta p = E_u \rho w^2$ , где  $E_u$  – число Эйлера;  $\xi$  – общий коэффициент сопротивления пучка.

Обычно так же поступают при расчете сопротивления спиральных и пластинчатых теплообменников, набираемых из гофрированных пластин [9].

При расчете аэродинамических сопротивлений теплообменников газ – жидкость, газ – газ, включенных в систему, как показано на рис. 2.17, а, б, уравнение (2.57) нетрудно преобразовать в уравнение, предложенное в [48]:

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



где  $\sigma$  – 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; площадь живого сечения тракта;  $f$  – фактор трения;  $w$  – скорость в наиболее узком сечении  $f_c$ . Остальные обозначения соответствуют ранее принятым.

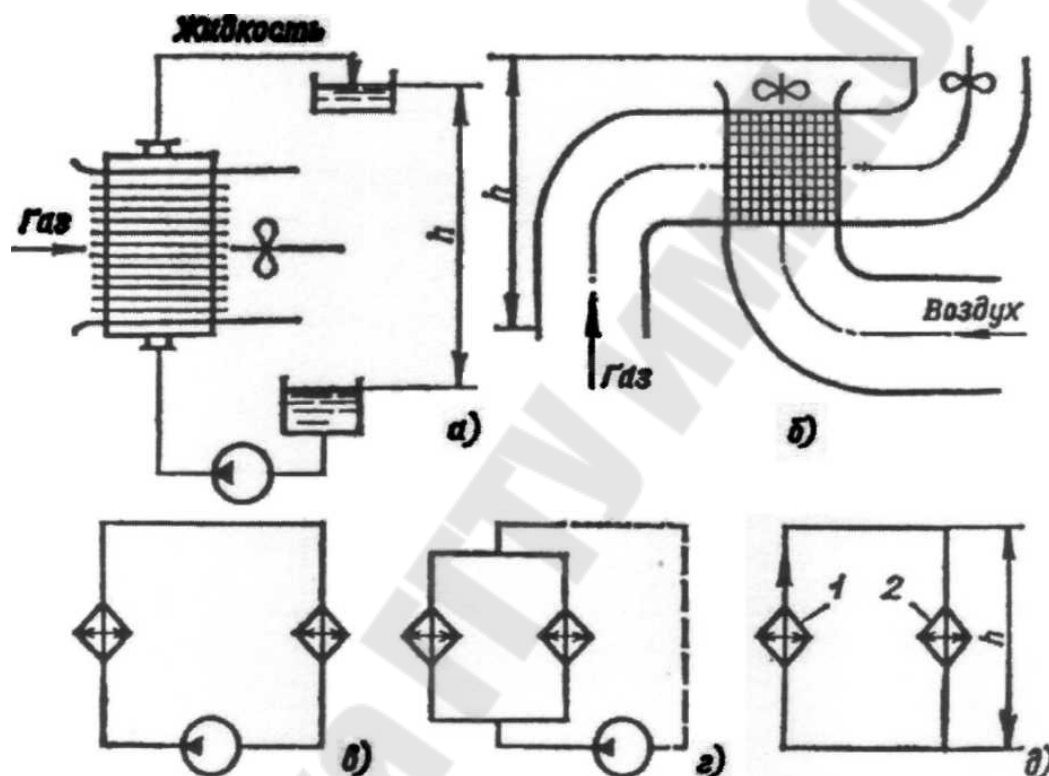


Рис. 2.17. Схемы включения перекрестноточных газожидкостных и газоздушных теплообменников в систему:

*a* – разомкнутая схема с принудительным движением теплоносителей в газожидкостном теплообменнике; *б* – разомкнутая схема с принудительным движением сред в теплообменнике газ-воздух; *в*, *г* – схемы с принудительным движением теплоносителей в последовательно и параллельно соединенных теплообменниках в замкнутых системах; *д* – схема со свободным движением теплоносителя в последовательно включенных в замкнутую схему подогревателе (1) и охладителе (2)

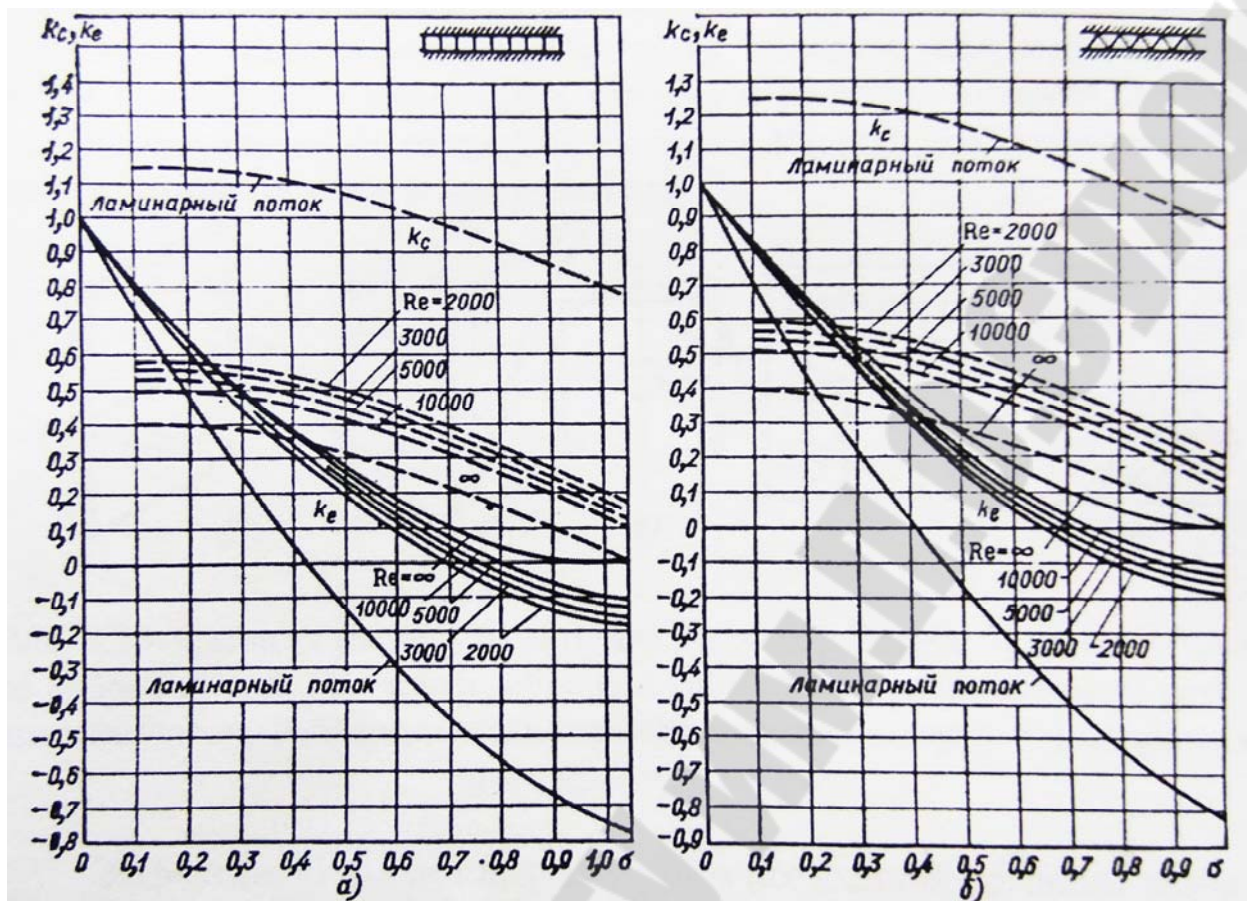


Рис. 2.18. Зависимости  $k_c$  и  $k_e$  от  $Re$  и  $\sigma$  для компактных ребристых теплообменников с прямоугольными (а) и треугольными (б) каналами

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  $\rho'$  и  $\rho''$  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. 2.18. 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. 2.17.

Мощность электродвигателя для привода насоса или вентилятора рассчитывают по формуле

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

где  $\Delta p$  – потери давления в теплообменнике, в трубопроводах и других элементах системы;  $V$  – объемный расход теплоносителя;  $\eta$  – КПД насоса или вентилятора.

### **2.3. 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 м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>, то у трубчатых ребристых он составляет 300-575 м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup> 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.  $\delta_{ст} / \lambda_{ст} \ll l / \alpha_1$  и  $l / \alpha_2$ . В первом случае оребрение делают со стороны теплоносителя с наимень-

шим коэффициентом теплоотдачи, добиваясь выполнения условия  $\alpha_1 F_1 \approx \alpha_2 F_2$ , где  $F_1$  – суммарная площадь поверхностей стенки  $F_{1\text{ст}}$  и ребер  $F_{1\text{р}}$ . Во втором случае применяют поверхности с двусторонним оребрением. При этом стремятся к соблюдению условий  $\delta_{\text{ст}} / \lambda_{\text{ст}} \approx l / (\alpha_1 \psi_1) \approx l / (\alpha_2 \psi_2)$ , где  $\varphi_1 = F_1 / F_{1\text{ст}}$  и  $\varphi_2 = F_2 / F_{2\text{ст}}$  – коэффициенты оребрения поверхностей со стороны первого и второго теплоносителей (у поверхностей без ребер  $\varphi_1 = \varphi_2 = 1$ ).

Тепловой расчет ребристых теплообменников, так же как и теплообменников с неоребрёнными 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 неоребрённой части поверхности стенки  $t_{\text{ст}}$ . Кроме того, коэффициенты теплоотдачи на стенке  $\alpha_{\text{ст}}$  и на поверхности ребер  $\alpha_p$  могут быть различными. В результате суммарный тепловой поток от ребристой поверхности к среде с температурой  $t_0$  можно представить суммой

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

откуда

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

где  $\eta_p = (t_p - t_0) / (t_{\text{ст}} - t_0)$  – эффективность или КПД ребра, который равен фактически отношению действительного теплового потока на поверхности ребра к максимально возможному при неограниченном увеличении его теплопроводности [8, 33, 37].

Уравнение (2.61) заменяют обычно более простым

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

где  $\alpha_{\text{ср}}$ ,  $\alpha_{\text{пр}}$  – средний и приведенный коэффициенты теплоотдачи оребренной поверхности;  $\eta_0$  – эффективность, учитывающая отличие ее средней температуры от  $t_{\text{ср}}$ .

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  $\eta_p$  на поправочный коэффициент  $C_K$ , значение которого зависит от способа и качества изготовления поверхности. Обычно  $C_K > 0,8$ ; для накатных и литых ребер  $C_K = 1$  [27, 28]. КПД ребра обычно рассчитывают по формуле

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

где  $\alpha_p$  – средний коэффициент теплоотдачи на поверхности ребра;  $\delta_p$  – его толщина;  $\lambda_p$  – теплопроводность материала ребра;  $h'_p$  – эффективная высота ребра;  $C_\alpha$  – коэффициент, учитывающий влияние изменения интенсивности теплоотдачи по высоте ребра на  $\eta_p$ . Характер изменения  $\alpha_p$  определяется геометрией межреберных каналов и режимом течения теплоносителя. Рекомендации по расчету  $C_\alpha$  см. в [27, 28]. Для приближенных расчетов его можно принять равным единице.

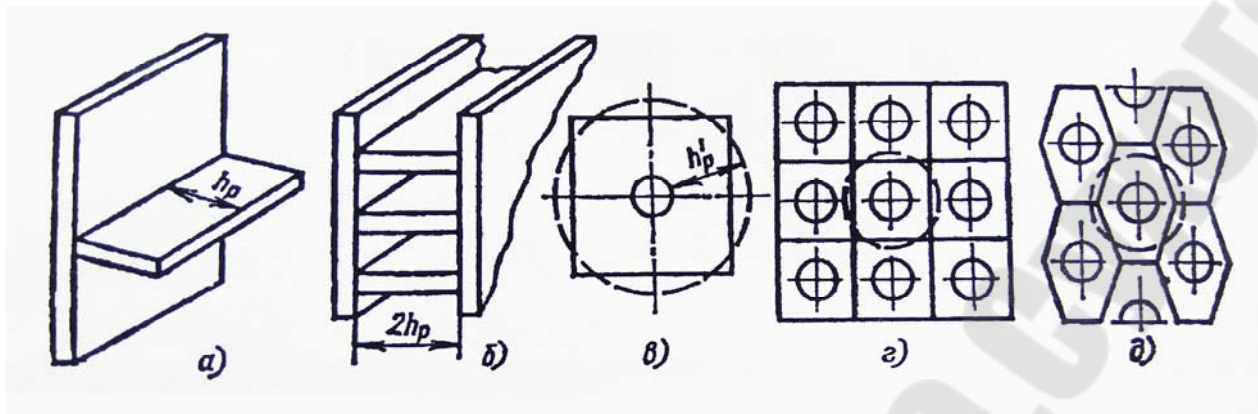


Рис. 2.19. Схемы к расчету  $h_p'$  и  $\eta_p$  для прямых ребер (а, б), прямоугольного ребра (в), пластинчатого ребра при коридорном расположении труб (з), пластинчатого ребра при шахматном расположении труб (д), эквивалентного круглого ребра

Эффективная высота прямого ребра постоянной толщины равна его геометрической высоте (рис. 2.19). Формулы для расчета размеров ребер более сложной, формы приведены в [27, 28].

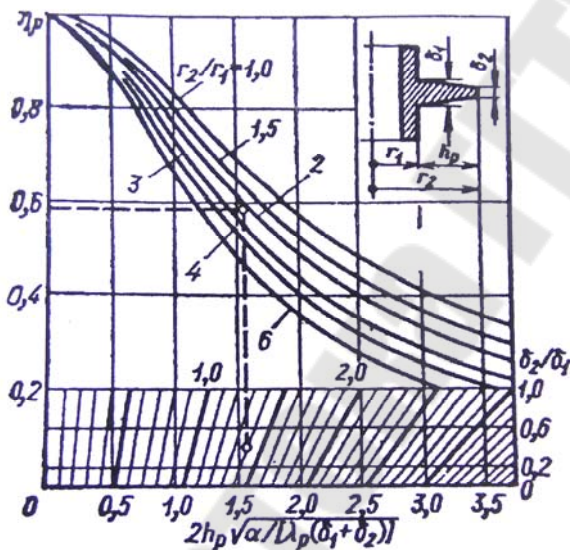


Рис. 2.20. Номограмма для расчета  $\eta_p$  круглых плоских и трапецевидных ребер. При  $\delta_1 = \delta_2 = \delta_p$

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

КПД круглых ребер постоянной толщины и с сечением в виде трапеции можно определить по номограмме, приведенной на рис. 2.23. 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.

Пластинчатые ребра, насаженные на коридорные и шахматные пучки труб, разбивают соответственно на прямоугольные и шестиугольные участки, как показано на рис. 2.19, 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:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1пр}\Psi_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (2.67)$$

При двустороннем оребрении

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1пр}\Psi_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_{2пр}\Psi_2}}. \quad (2.68)$$

В формулах (2.67) и (2.66)  $k$  отнесен к поверхности несущих труб (без ребер) [8].

#### 2.4. Рекуперативные аппараты периодического действия

К таким аппаратам относятся 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  $\tau$  – время работы аппарата;  $\Delta t$  – средний температурный напор за время  $\tau$ .

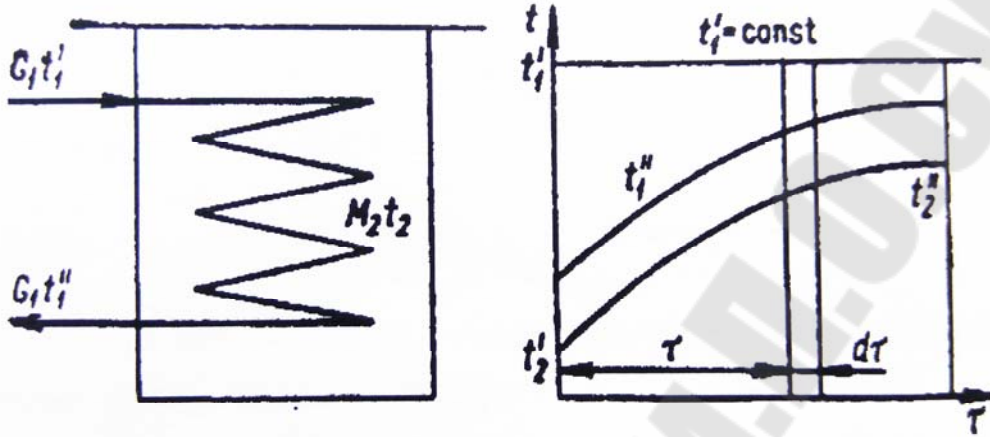


Рис. 2.21. График изменения температур в рекуперативном теплообменнике периодического действия при обогреве теплоносителем без фазового перехода

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. 2.21) [8].

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. 2.21.

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  $\Delta t$  – средняя разность температур между теплоносителями в момент времени  $\tau$ ;  $t_1$  – текущее значение температуры греющего теплоносителя и  $dt_2$  – изменение температуры нагреваемой воды за время  $d\tau$ . Температурный напор  $\Delta t$  в момент времени  $\tau$  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  $\Delta t$  является функцией времени. Подставляя  $\Delta t$  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  $\tau$  и правую – от  $t_2'$  до  $t_2''$ , и находим

$$\frac{G_1 c_1}{M_2 c_2} (1 - e^{-N}) d\tau = \frac{t_1' - t_2'}{t_1' - t_2''} \quad (2.77)$$

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

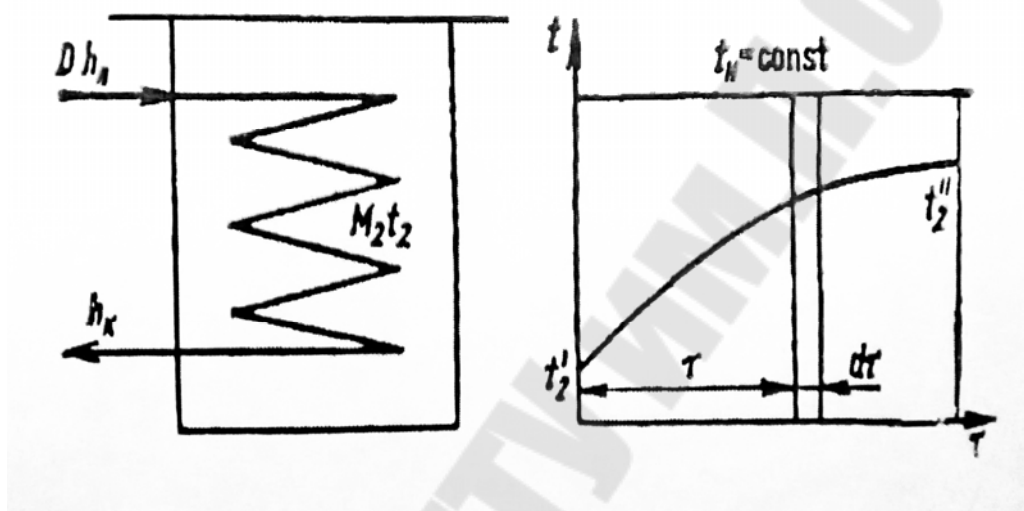


Рис. 2.22. График изменения температур в рекуперативном теплообменнике периодического действия при обогреве паром

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

$$\bar{t}_2 = \frac{t_2'' - t_2'}{\ln \frac{t_1' - t_2'}{t_1' - t_2''}}. \quad (2.78)$$

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. 2.22. Уравнения теплопередачи и теплового баланса имеют вид

$$dQ = D(h_{\text{н}} - h_{\text{к}}) d\tau = kF(t_{\text{н}} - t_2) d\tau = M_2 c_2 dt_2. \quad (2.80)$$

Разделяя переменные в данном уравнении, получаем

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

После интегрирования по всему периоду нагревания находим

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

и окончательно

$$kF \frac{M_2 c_2}{\tau} \ln \frac{t_{\text{н}} - t_2'}{t_{\text{н}} - t_2''}. \quad (2.83)$$

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

$$t_2 = t_{\text{н}} = \frac{t_2' - t_2''}{\ln \frac{t_{\text{н}} - t_2'}{t_{\text{н}} - t_2''}}. \quad (2.84)$$

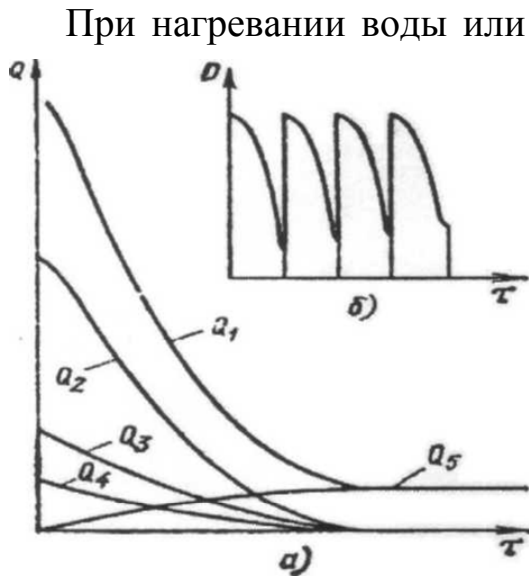


Рис. 2.24. Графики расхода теплоты (а) и пара (б) в аппарате периодического действия:

$Q_1$  – 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

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.

## 2.5. 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, 64]. В переходной области перед входом в каналы протяженностью около длины начального гидродинамического участка и менее устанавливают решетки, шайбы и другие устройства, повышающие турбулентность потока [83]. 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. 2.24, а), проволочное или стержневое (рис. 2.8, з, д, 2.10, е) оребрение [15, 18, 28, 34, 48], диффузор-

но-конфузорные трубы и каналы, трубы с шайбовым и поперечно-спиральным внутренним оребрением и другие поверхности с искусственной дискретной шероховатостью (рис. 2.24, б – д). В ламинарной и турбулентной областях уменьшают поперечные размеры каналов, в том числе с помощью 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 [8].

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. [27, 34, 46]. 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 [27, 34, 55].

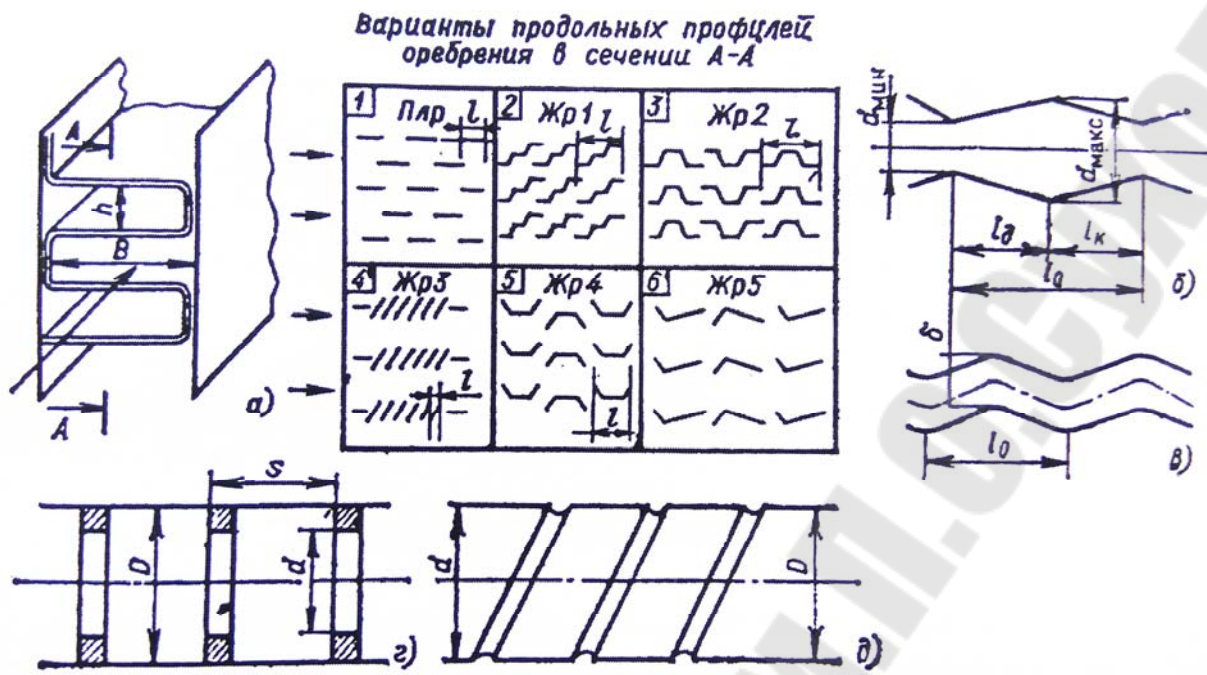


Рис. 2.24. Эффективные поверхности нагрева:  
*а* – с прерывистым плоским (Плр) и жалюзийным (Жр1 – Жр5) ребрением;  
*б* – диффузорно-конфузорная труба;  
*в* – волнистый канал, образованный гофрированными пластинами;  
*г* – труба с внутренним поперечным шайбовым ребрением;  
*д* – профильно-витая труба с накатными поперечно-спиральными элементами шероховатости

## 2.6. Тепловые трубы

**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.

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 ох-

лаждения, где передается стенке трубы при конденсации. Образовавшийся конденсат возвращается снова в зону испарения.

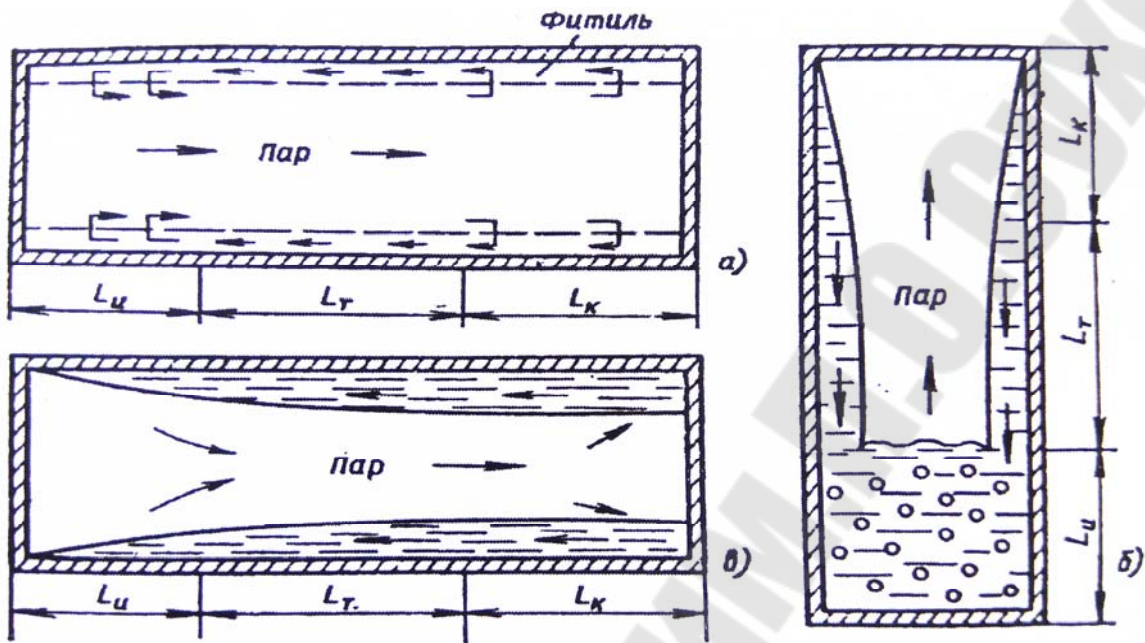


Рис. 2.25. Принципиальные схемы тепловых труб

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 агрессивные, жидкости; легкость регулирования; высокая тепло-

проводность, 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. 2.25).

В фитильных или капиллярных тепловых трубах (рис. 2.25, а) по их внутренней поверхности уложен капиллярно-пористый материал – фитиль, пропитанный жидким те-

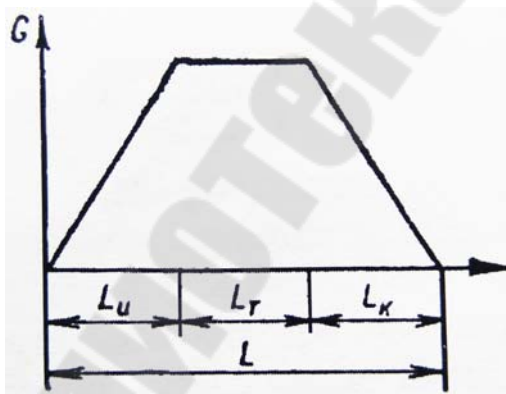


Рис. 2.26. Изменение расхода теплоносителя по длине тепловой трубы

плоносителем. При внешнем подводе теплоты в зоне испарения (испарителя) жидкость из фитиля испаряется по всей длине зоны  $L_{\text{и}}$ . Капиллярная структура фитиля освобождается от жидкости, что создает, в этой зоне капиллярное разрежение. За счет этого разрежения жидкость подсасывается из охлаждаемой зоны ТТ – конденсатора (длина которой  $L_{\text{к}}$ ) 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  $L_{\text{т}}$ ).

В гравитационных тепловых трубках (термосифонах) (рис. 2.25, б) возврат конденсата из конденсатора в зону испарения происходит за счет сил тяжести, т. е. для нормальной работы термосифонов обязательно расположение конденсатора выше зоны испарения. В центробежных тепловых трубках (рис. 2.25, в) корпус трубы вращается вокруг своей продольной оси. В таких трубках 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.

**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.:

$$\Delta p_{\text{ж}}^{\text{тр}} + \Delta p_{\text{п}}^{\text{тр}} \pm \Delta p_{\text{м}} \leq \left( \frac{2\sigma}{R'} \right)_{\text{макс}}, \quad (2.85)$$

где  $\Delta p_{\text{ж}}^{\text{тр}}$ ,  $\Delta p_{\text{п}}^{\text{тр}}$  – потери давления на трение при движении пара и жидкости;  $\Delta p_{\text{м}}$  – массовые силы, обусловленные ориентацией ТТ в пространстве; при расположении испарителя выше конденсатора последний член входит в уравнение (2.85) с плюсом, ниже – с минусом;  $R'$  – минимальный радиус кривизны менисков жидкости в зоне испарения;  $\sigma$  – поверхностное натяжение.

Рассмотрим каждую составляющую гидравлического сопротивления в отдельности [8]. При наличии на стенках тепловой трубы по-



ристого материала (фитиля) удельный расход жидкости, движущейся вдоль оси трубы  $z$ , определяется уравнением Дарси

$$j = \frac{K\rho' dp}{\mu' dz}. \quad (2.86)$$

Здесь  $K$  – коэффициент проницаемости пористого материала;  $\rho'$  и  $\mu'$  – плотность и вязкость жидкости;  $p$  – давление.

Тогда поток жидкости через поперечное сечение фитиля площадью  $F_\phi$  равен

$$G = jF_\phi. \quad (2.87)$$

Из (2.87) следует, что перепад давления  $\Delta p$  на участке  $\Delta z$  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. 2.26). Среднее гидравлическое сопротивление для каждой из зон можно записать так:

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

Тогда суммарное гидравлическое сопротивление по жидкостному тракту равно

$$\Delta p_{ж}^{тр} = \sum \Delta p_i = \frac{\mu' G (L + L_T)}{2 \rho' K F_\phi}, \quad (2.88)$$

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

$$\Delta p_{п}^{тр} = \frac{16 \mu'' G (L + L_T)}{\rho'' d_{п}^2 F_{п}},$$

где  $d_{п}$  – диаметр парового канала;  $F_{п}$  – площадь поперечного сечения этого канала.

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

$$\Delta p_{\text{ж}}^{\text{тр}} + \Delta p_{\text{п}}^{\text{тр}} = \frac{(L + L_{\text{т}})Q}{r} \left( \frac{\mu'}{2\rho'KF_{\phi}} + \frac{16\mu''}{\rho''d_{\text{п}}^2F_{\text{п}}} \right); \quad (2.89)$$

здесь  $r$  – теплота фазового перехода.

При работе в поле сил тяжести  $\Delta p = g\rho'L \sin \varphi$  (где  $\varphi$  угол наклона ТТ к горизонту), тогда с учетом (2.85) из уравнения (2.89) получим выражение для тепловой мощности

$$Q_{\text{г}} = \frac{\frac{2\sigma}{R'} \pm g\rho'L \sin \varphi}{\frac{L + L_{\text{т}}}{r} \left( \frac{\mu'}{2\rho'KF_{\phi}} + \frac{16\mu''}{\rho''d_{\text{п}}^2F_{\text{п}}} \right)}. \quad (2.90)$$

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  $\Delta p_{\text{ж}}^{\text{тр}} \gg \Delta p_{\text{п}}^{\text{тр}}$ , что имеет место в большинстве задач. Тогда из выражения (2.90)

$$Q = 2 \frac{F_{\phi} K}{(L + L_{\text{т}}) R'} \frac{\sigma r \rho'}{\mu'} = 2\Phi_{\text{г}} \Phi_{\text{с}}. \quad (2.91)$$

В данное соотношение входят два комплекса:  $\Phi_{\text{г}} = \frac{F_{\phi} K}{(L + L_{\text{т}}) R'}$  и  $\Phi_{\text{с}} = \frac{\sigma r \rho'}{\mu'}$ . Первый характеризует геометрические параметры ТТ, а второй – физические свойства теплоносителя. На рис. 2.27 показана зависимость  $\Phi_{\text{с}}$  от температуры для наиболее часто применяемых теплоносителей. Эта зависимость позволяет оценить целесообразность применения различных жидкостей как теплоносителей в ТТ в выбранном температурном диапазоне. В фактор  $\Phi_{\text{г}}$  входят коэффициент проницаемости  $K$  и минимальный радиус капиллярных пор  $R'$ . Ко-

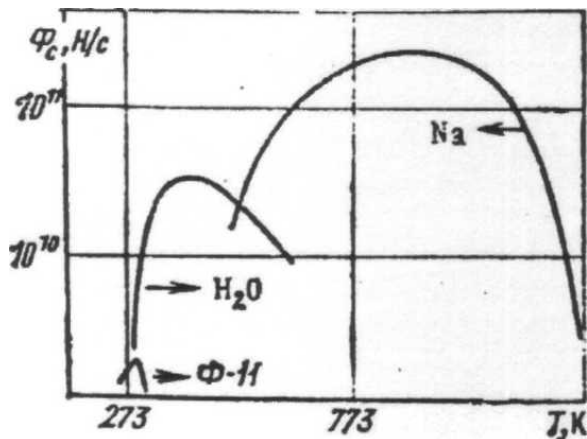


Рис. 2.27. Зависимость фактора  $\Phi_c$  от температуры

эffiциент  $K$  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, предложенным А.В. Лыковым,  $R = 0,41d_p / 2$  ( $d_p$  – 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.

В общем случае процесс передачи теплоты от наружной поверхности испарителя к наружной поверхности конденсатора можно разделить на ряд составляющих (рис. 2.28). В зоне испарения теплота  $Q$  передается от наружной поверхности стенки ТТ с температурой  $t_{и}$  через стенку корпуса и фитиль теплопроводностью. Тогда

$$Q = \left( \frac{\lambda_{ст}}{\delta_{ст}} + \frac{\lambda_{фи}}{\delta_{фи}} \right) (t_{и} - t_{п}) F_{и}, \quad (2.92)$$

где  $\delta_{ст}$  и  $\delta_{фи}$  – толщины стенки и фитиля;  $\lambda_{ст}$  и  $\lambda_{фи}$  – теплопроводность стенки и эффективная теплопроводность фитиля, пропитанного теплоносителем;  $t_{п}$  – температура пара внутри ТТ;  $F_{и}$  – площадь поверхности зоны испарения.

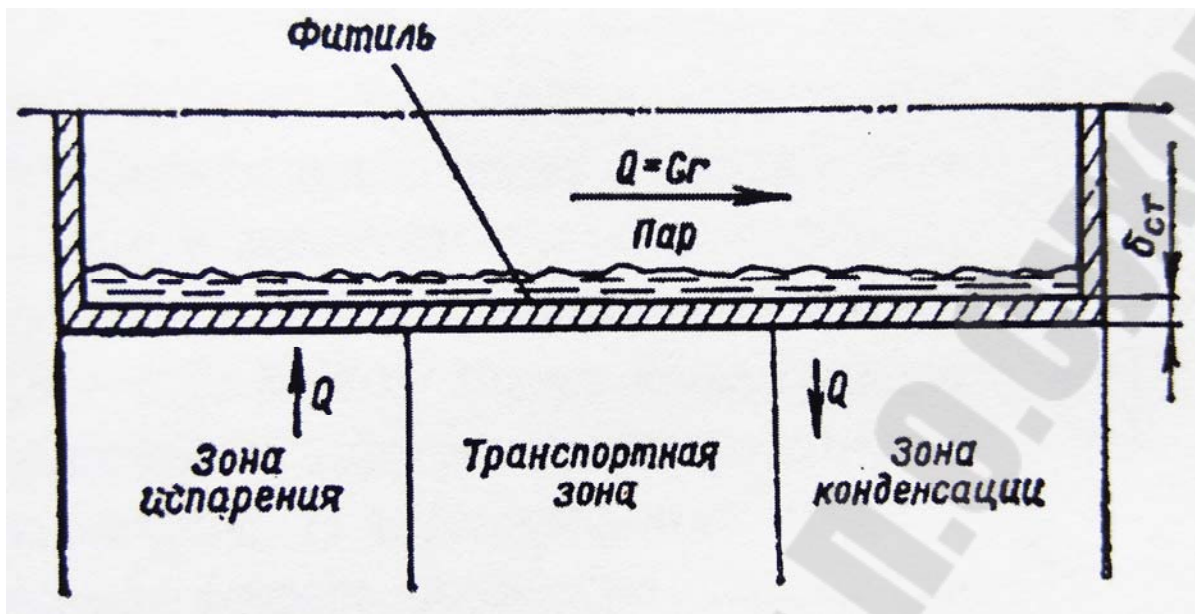


Рис. 2.28. Схема передачи теплоты через тепловую трубу

Аналогично для зоны конденсации получим

$$Q = \left( \frac{\lambda_{ст}}{\delta_{ст}} + \frac{\lambda_{фи}}{\delta_{ф.к}} \right) (t_{п} - t_{к}) F_{к}. \quad (2.93)$$

Здесь  $F_{к}$  – площадь поверхности зоны конденсации;  $\delta_{ф.к}$  – толщина фитиля в зоне конденсации;  $t_{к}$  – температура наружной поверхности стенки в зоне конденсации.

В первом приближении можно принять  $\delta_{фи} = \delta_{ф.к} = \delta_{ф}$ . Тогда, решив совместно (2.92) и (2.93), получим

$$Q = \frac{t_{и} - t_{к}}{R \left( \frac{1}{F_{и}} + \frac{1}{F_{к}} \right)}, \quad (2.94)$$

где  $R = \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_{фи}}{\lambda_{фи}}$ .

По уравнению (2.94) можно найти тепловую нагрузку ТТ при известном перепаде температур ( $t_{и} - t_{к}$ ), размерах и форме тепловой

трубы. Однако в выражении (2.94) не учитываются гидравлические сопротивления жидкости при движении по фитилю ТТ и потока пара внутри трубы, а также капиллярные силы, определяемые соотношением (2.90). Поэтому после определения передаваемой ТТ теплоты по соотношению (2.94) необходимо найти значения максимальной теплопередающей способности ТТ по уравнению (2.90) 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.

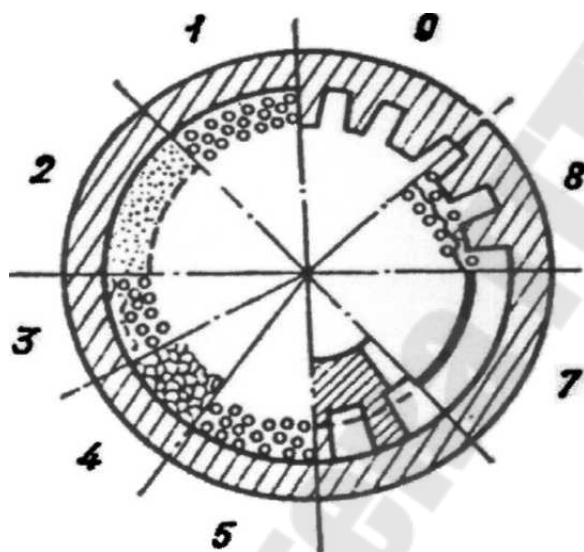


Рис. 2.29. Типы фитильных структур тепловых труб:

1 – засыпки; 2 – пористые органические вещества; 3 – многослойные металлические сетки; 4 – металлические войлоки; 5 – закрытые капилляры; 6 – капиллярные вставки; 7 – резьбовые канавки; 8 – сетчато-канавочные структуры; 9 – продольные канавки

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.

**Капиллярные структуры тепловых труб.** Основным фактором при выборе материалов для корпуса и фитиля ТТ является их совместимость с теплоносителем (табл. 2.2). Это связано с тем, что в результате химических реакций или разложения 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 требования, например требования высоких значений  $K$  и малых  $R'$ , противоречат друг другу.

Наиболее распространенные конструкции фитилей показаны на рис. 2.29.

Перед заправкой трубы теплоносителем материал трубы, а также сам теплоноситель должны быть дегазованы. Дегазация особенно важна для высокотемпературных ТТ (более  $400^{\circ}\text{C}$ ), 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.

Таблица 2.2

### Совместимость материала и теплоносителя ТТ

| Теплоноситель | Металлы   |           |           |           |           |
|---------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
|               | <i>Al</i> | <i>Cu</i> | <i>Fe</i> | <i>Ni</i> | <i>Ti</i> |
| 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       |

**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 рас-

ширилась: 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. 2.30, *a*) и боковым (рис. 2.30, *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 теплопередающую 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  $\alpha$  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 паровых 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.

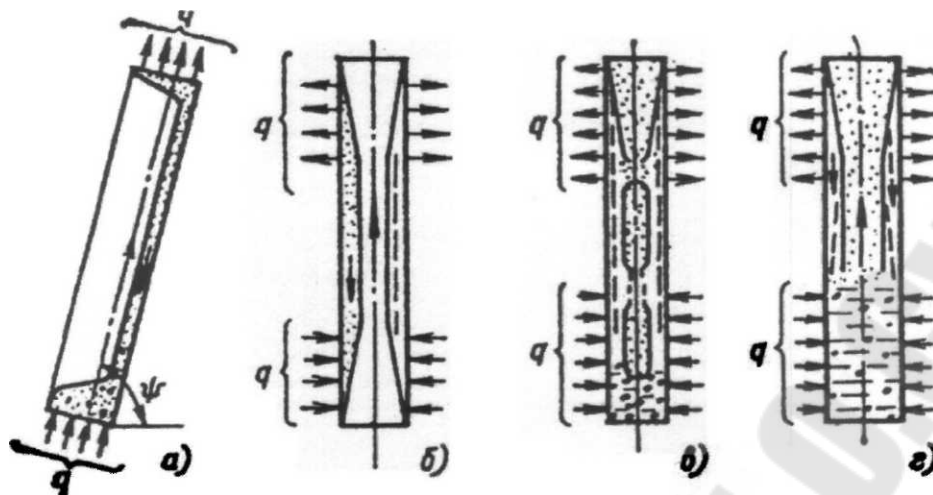


Рис. 2.30. Схемы работы термосифонов

Накопленный к настоящему времени экспериментальный материал показывает, что коэффициент теплоотдачи в зоне конденсации с достаточной для инженерных расчетов точностью может быть определен по критериальным уравнениям для конденсации паров при стекании конденсата по плоской стенке.

Наиболее распространены термосифоны с боковым подводом теплоты (рис. 2.30, б). Работа такого термосифона характеризуется во внутренней полости различными процессами тепло- и массопереноса. В зависимости от количества залитого теплоносителя в зоне подвода теплоты, теплового потока на стенке и диаметра термосифона могут осуществляться два режима работы, качественно отличающиеся друг от друга:

1) режим стекающей пленки.

Количество залитого теплоносителя находится в полном соответствии с передаваемым тепловым потоком, т.е. пленка жидкости покрывает при работе только внутреннюю поверхность термосифона. Избыток жидкости в нижней части тепловода, как правило, отсутствует;

2) режим двухфазной среды (рис. 2.30, в). Уровень заливки может 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 тер-

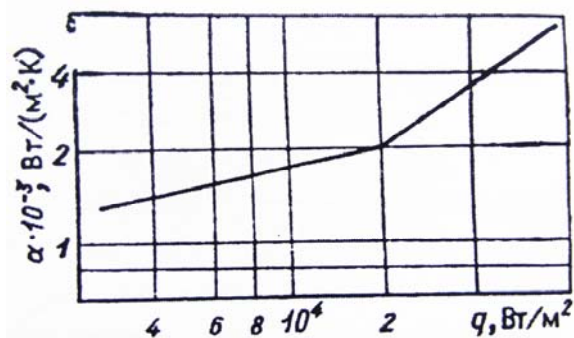


Рис. 2.31. Зависимость интенсивности теплообмена от теплового потока для хладона-11 в режиме двухфазной среды при давлении  $p = 0,1$  МПа



мосифонах относительно малого диаметра перемещение паровой фазы из зоны нагрева 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.

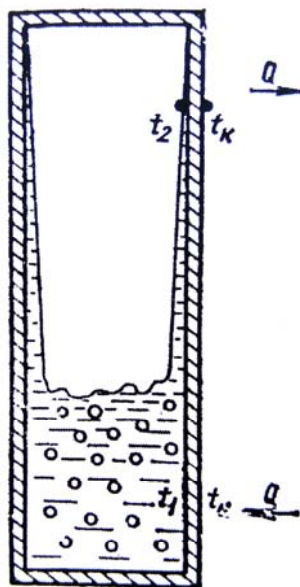


Рис. 2.32. Схема передачи теплоты через термосифон

При заданных температурах жидкости и пара, известных толщине стенки термосифона  $\delta$  и ее теплопроводности  $\lambda$  для установившегося режима (рис. 2.32) можно записать систему уравнений

$$\left. \begin{aligned} Q &= \frac{\lambda}{\delta} (t_{\text{и}} - t_1) F_{\text{и}} \\ Q &= \alpha_{\text{и}} (t_1 - t_{\text{s}}) F_{\text{и}} \\ Q &= \alpha_{\text{к}} (t_{\text{п}} - t_2) F_{\text{к}} \\ Q &= \frac{\lambda}{\delta} (t_2 - t_{\text{к}}) F_{\text{к}} \end{aligned} \right\} \quad (2.95)$$

Здесь  $F_{\text{и}}$  и  $F_{\text{к}}$  – площади поверхностей теплообмена в зоне испарения и конденсации;  $\alpha_{\text{и}}$  и  $\alpha_{\text{к}}$  – коэффициенты теплоотдачи в этих зонах,  $t_{\text{с}}$  – температура насыщения.

Определим температурные напоры в каждом слое:

$$t_{\text{и}} - t_1 = \frac{Q\delta}{\lambda F_{\text{и}}}; t_1 - t_{\text{с}} = \frac{Q}{\alpha_{\text{и}} F_{\text{и}}}; t_{\text{п}} - t_2 = \frac{Q}{\alpha_{\text{к}} F_{\text{к}}}; t_2 - t_{\text{к}} = \frac{Q\delta}{\lambda F_{\text{к}}}.$$

Поскольку  $t_{\text{с}} = t_{\text{п}}$ , то сложив левые и правые части уравнений, получим

$$t_{\text{и}} - t_{\text{к}} = Q \left( \frac{\delta}{\lambda F_{\text{и}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{и}} F_{\text{и}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{к}} F_{\text{к}}} + \frac{\delta}{\lambda F_{\text{к}}} \right). \quad (2.96)$$

Величину  $\frac{\delta}{\lambda F_{\text{и}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{и}} F_{\text{и}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{к}} F_{\text{к}}} + \frac{\delta}{\lambda F_{\text{к}}}$  называют полным термическим сопротивлением термосифона. Для расчета теплового потока по уравнению (2.96) необходимо знать  $\alpha_{\text{и}}$  и  $\alpha_{\text{к}}$ . Они могут быть определены экспериментально для конкретного теплоносителя. При развитии процессе кипения ( $q > 10^4 \text{ Вт/м}^2$ )  $\alpha_{\text{и}}$  в среднем на 30% выше, чем для аналогичных условий при кипении в большом объеме.

## 2.7. Регенеративные теплообменные аппараты и их конструкции

Для повышения эффективности теплотехнологических систем, работающих в широком 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,

аккумулятивной 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. 2.33. Переключение производится поворотом клапанов (шиберов) 1 и 2. Направление движения теплоносителей показано стрелками. Обычно переключение регенераторов производится автоматически через определенные промежутки времени.

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. 2.34, а); насыпную из базальта или кварцита в виде гранул диаметром 4-14 мм; сетчатую (рис. 2.34, б) из материалов с высокой теплопроводностью (медь, латунь, бронза).

Как видно из рис. 2.34, 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. 2.34, 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, заполнен-

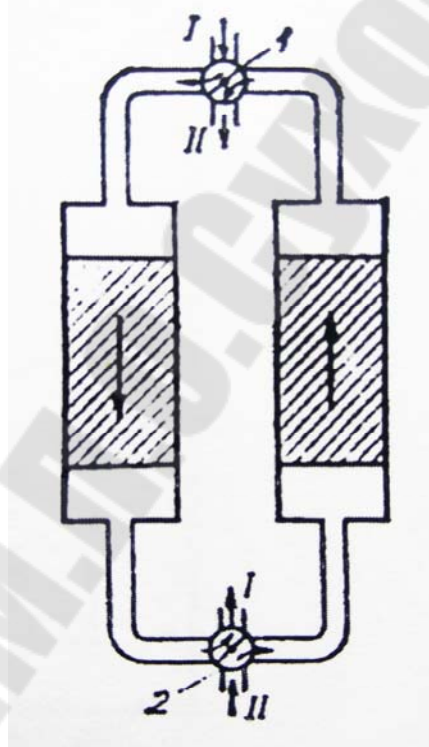


Рис. 2.33. Схема регенератора с неподвижной насадкой: I - холодный теплоноситель; II - горячий

ных инертным газом, находящимся в твердой фазе, составляет 1-10 мкм (рис. 2.34, з). Заполнение пористой металлической основы теплоемким инертным газом (гелием или неоном) 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 м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>. У регенераторов ХГМ компактность может достигать 104 – 105 м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup> [25].

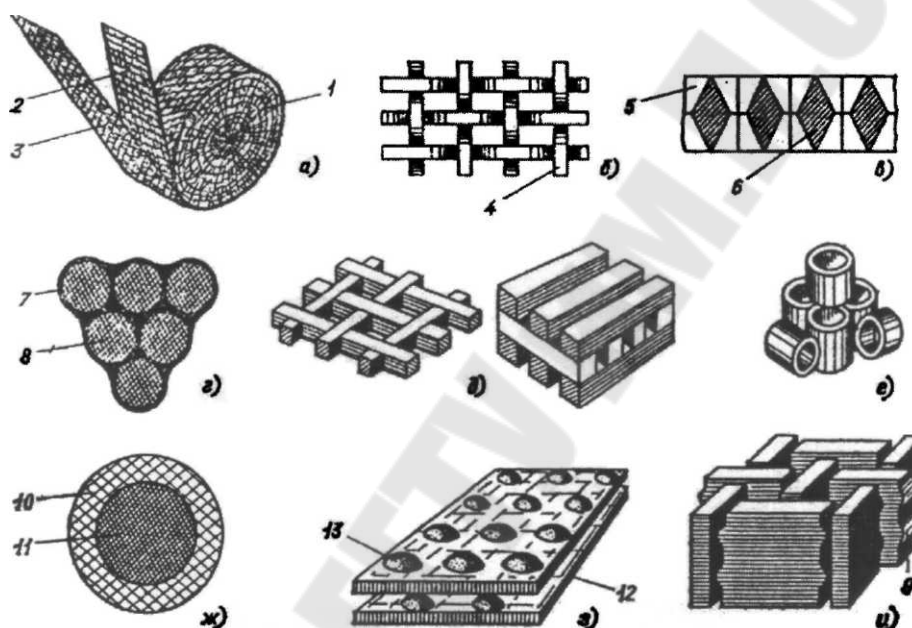


Рис. 2.34. Некоторые типы насадок:

а – диски из алюминиевой гофрированной ленты; б – сетчатая насадка; в – насадка из пластин с сужающе-расширяющимися каналами; г – шаровая насадка; д – кирпичная насадка 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

При высоких температурах в качестве насадки применяют огнеупорные кирпичи различной формы. Толщина кирпичей составляет 40-50 мм. На рис. 2.34, и показана насадка из огнеупорных кирпичей с выступами, которые вызывают турбулизацию газообразных потоков и тем самым интенсифицируют теплообмен.

Насадку для аппарата с неподвижным, псевдокипящим («кипящим») или падающим слоем выполняют из колец Рашига (рис. 2.34,

е), из крошки или шариков размером 6-12 мм, выполненных из каолина, оксидов алюминия, магнезия, 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. 2.34, ж) в режиме кипящего слоя с горячим потоком происходит нагревание покрытия 10, а ядро 11 гранул начинает плавиться. При этом от газового горячего потока отбрасывается 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. 2.34, 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.

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°C примерно 500000 м<sup>3</sup>/ч воздуха [7, 8]. На рис. 2.35, 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. 2.35, а). Газообразное (жидкое) топливо и воздух перед подачей в печь нагреваются за счет теплоты продуктов сгорания.

Теплообменники, работающие при высоких температурах, обычно изготавливают из огнеупорного кирпича. Недостатками регенераторов с неподвижной кирпичной насадкой являются громоздкость, усложнение эксплуатации, связанное с необходимостью периодических переключении регенераторов, колебания температуры в рабочем пространстве печи, смещение теплоносителей во время переключения шибера.

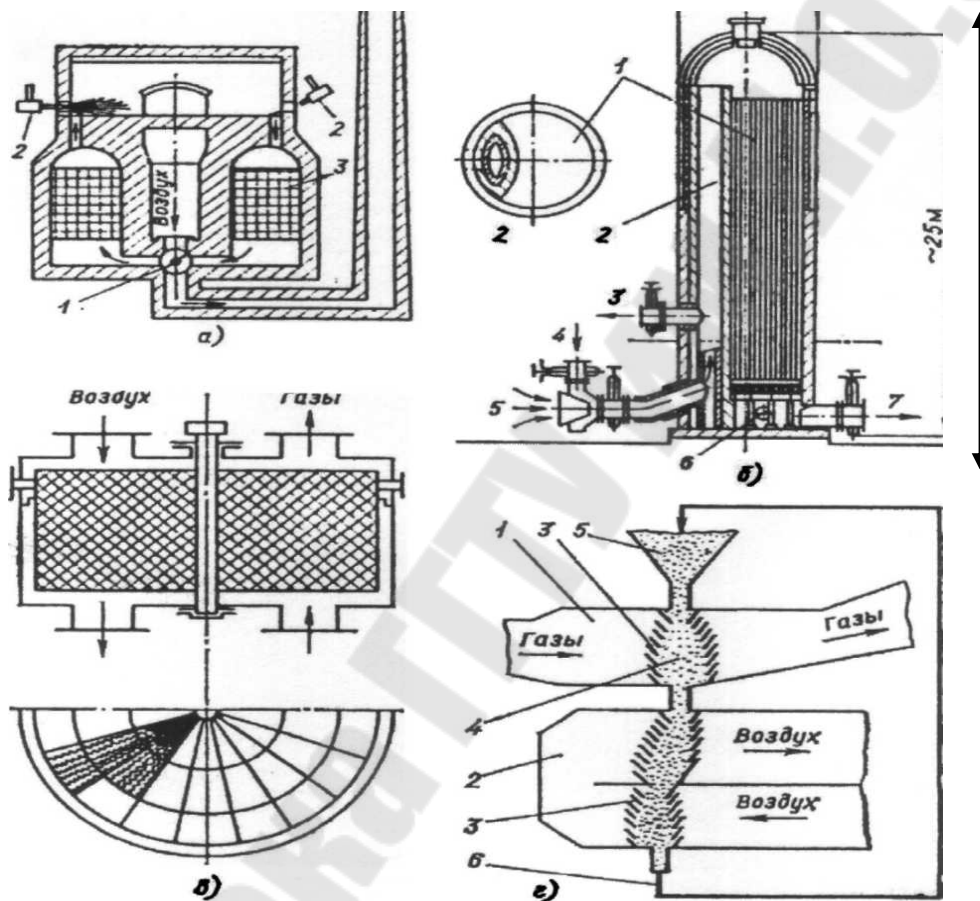


Рис. 2.35. Некоторые типы регенераторов:

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

Для среднетемпературных процессов в технике используют воздухонагреватели непрерывного действия с вращающимся ротором системы «Юнгстрем» (рис. 2.35, 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 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. 2.35, *з*). 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.

## 2.8. Теплообмен в слое

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  $\varepsilon$  – отношение объема пустот между частицами ко всему объему слоя. Для плотного слоя  $\varepsilon = 0,35 \div 0,55$ . В кипящем слое частицы беспорядочно перемещаются в камере, но не выносятся из нее потоком продуваемого газа. Для кипящего слоя порозность не 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.

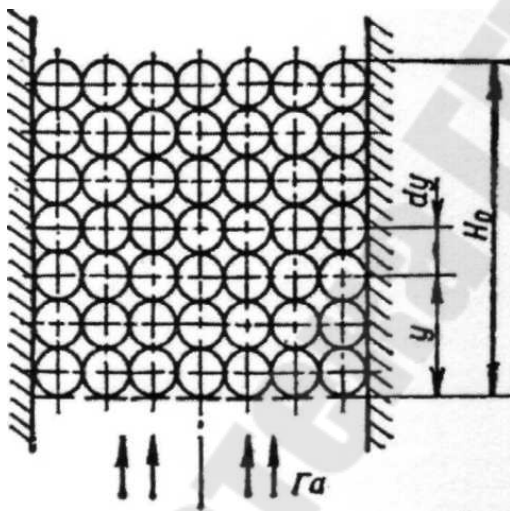


Рис. 2.36. К решению задачи о теплообмене в неподвижном слое

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. Экспе-



риментальные и расчетные данные показывают, что излучение от элемента к элементу следует учитывать при температурах выше  $500^{\circ}\text{C}$ . 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 [8].

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.

Такие допущения позволяют описать теплообмен в слое относительно простыми аналитическими зависимостями. Рассмотрим непод-

вижный 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  $\varepsilon$  и поперечным сечением  $1 \text{ м}^2$  (рис. 2.36).

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

$$\begin{aligned} d^2Q &= c_r \rho_r \varepsilon \left( \frac{dT}{d\tau} \right) dy d\tau = c_r \rho_r \varepsilon \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right) \left( \frac{\partial y}{\partial \tau} \right) dy d\tau + \\ &+ c_r \rho_r \varepsilon \left( \frac{\partial T}{\partial \tau} \right) dy d\tau = c_r \rho_r W_r \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right) dy d\tau + c_r \rho_r \varepsilon \left( \frac{\partial T}{\partial \tau} \right) dy d\tau, \end{aligned} \quad (2.97)$$

где  $(dy/d\tau) = v_r$ ;  $\varepsilon v_r = W_r$ ;  $v_r$  – скорость газа в пространстве между частицами;  $c_r$  – удельная (массовая) теплоемкость газа;  $\rho_r$  – его плотность.

Количество теплоты, которую газ получает за счет охлаждения насадки слоя, равно

$$d^2Q = \alpha_v (t - T) dy d\tau, \quad (2.98)$$

где  $\alpha_v$  – коэффициент теплоотдачи, отнесенный на единицу объема слоя (объемный коэффициент);  $T$  и  $t$  – температуры газа и насадки. Приравняв правые части (2.97) и (2.98), после сокращения получаем уравнение теплообмена для газа:

$$\alpha_v (t - T) = c_r \rho_r \left( W_r \frac{\partial T}{\partial y} + \varepsilon \frac{\partial T}{\partial \tau} \right). \quad (2.99)$$

Полагая, что изменение энтальпии материала происходит в элементарном слое только во времени, можно записать

$$\alpha_v (t - T) = -c_m \rho_{\text{нас}} \frac{\partial t}{\partial \tau}, \quad (2.100)$$

где  $c_m$  – удельная (массовая) теплоемкость материала;  $\rho_{\text{нас}} = \rho_m(1 - \varepsilon)$  – насыпная плотность слоя, состоящего из материала с плотностью  $\rho_m$ .

Полученными уравнениями (2.99) и (2.100) 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:

$$\left. \begin{aligned} Z' &= \frac{\alpha_v}{c_m \rho_{\text{нас}}} \left( \tau - \frac{\varepsilon y}{W_\Gamma} \right); & Y &= \frac{\alpha_v y}{C_\Gamma W_{\text{го}}}; \\ \mathfrak{G} &= \frac{t_0 - t}{t_0 - T}; & \Theta &= \frac{t_0 - t}{t_0 - T} \end{aligned} \right\}. \quad (2.101)$$

Для переменной  $Y$  учтено, что

$$c_\Gamma \rho_\Gamma W_\Gamma = c_\Gamma \frac{\rho_{\text{го}}}{1 + \beta T} W_{\text{го}} (1 + \beta T),$$

или  $c_\Gamma \rho_\Gamma W_\Gamma = C_\Gamma W_\Gamma$ , где  $C_\Gamma$  – теплоемкость 1 м<sup>3</sup> газа;  $W_{\text{го}}$  – скорость газа, отнесенная к нормальным условиям. Для неподвижного слоя  $\varepsilon y / W_\Gamma \ll \tau$ , поэтому

$$Z' = Z = \frac{\alpha_v \tau}{c_m \rho_{\text{нас}}} = \frac{\alpha_v \tau}{c_m \rho_m (1 - \varepsilon)}. \quad (2.102)$$

При граничных и начальных условиях

$$Y = 0; \Theta = 1, 0, \quad (2.103)$$

$$Z = 0; \mathfrak{G} = 0. \quad (2.104)$$

После преобразований получим

$$\frac{\partial \mathfrak{G}}{\partial Z} = \Theta - \mathfrak{G}; \quad (2.105)$$

$$\frac{\partial \Theta}{\partial Y} = \mathfrak{G} - \Theta. \quad (2.106)$$

На рис. 2.37 приведены результаты решения этой системы уравнений.

Величиной, определяющей интенсивность теплообмена в слое, является объемный коэффициент теплоотдачи  $\alpha_v$ .

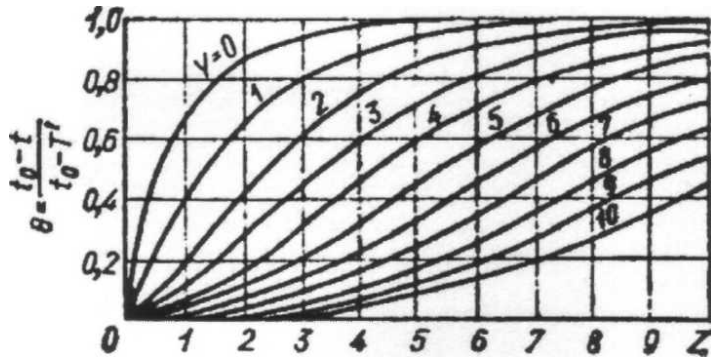


Рис. 2.37. График для расчета теплообмена в слое

частиц сферической формы.

Значение коэффициентов теплоотдачи получают экспериментально. Для неподвижного и подвижного плотных слоев наибольшее распространение получили формулы В. Н. Тимофеева [8].

$$Nu_{сл} = 0,106 \cdot Re_{сл} \quad \text{при } Re < 200;$$

$$Nu_{сл} = 0,61 \cdot Re_{сл}^{0,67} \quad \text{при } Re > 200.$$

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,

$$Nu_{сл} = \alpha_r d / \lambda_r \cdot Re_{сл} = W_{го} d / \nu_r.$$

Теплопроводность  $\lambda_r$  и кинематическую вязкость  $\nu_r$  газа рассчитывают по его средней температуре.

## 2.9. 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. 2.39). Затем после прогрева насадки через нее пропускают холодный теплоноситель (воздух) с начальной температурой

Связь этого коэффициента с общепринятым, отнесенным к  $1 \text{ м}^2$  поверхности, устанавливается через  $F$  – площадь поверхности частиц в  $1 \text{ м}^3$  слоя.

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

где  $\Phi$  – коэффициент формы насадки, равный 6,0 для

$t_x$ , отбирающий теплоту от насадки. После этого остывшая насадка вновь нагревается горячим теплоносителем. Для большинства металлургических печей продолжительность нагревания насадки  $\tau_n$  равна продолжительности ее охлаждения  $\tau_0$ . 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. 2.39.

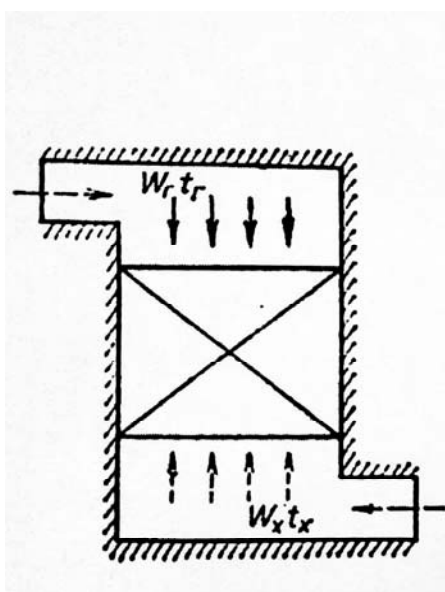


Рис. 2.38. Схема регенеративного теплообменника

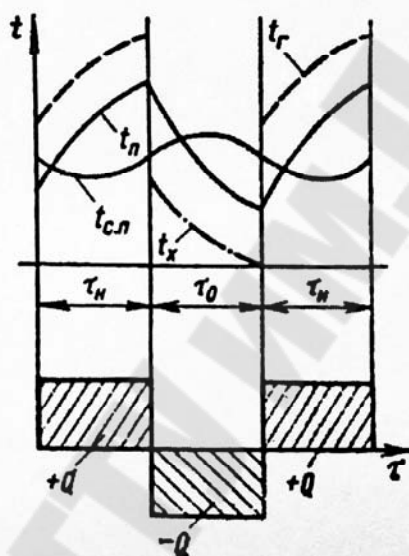


Рис. 2.39. Изменение температуры горячего теплоносителя (дымные газы)  $t_r$ , поверхности  $t_n$  и средней плоскости кирпичной насадки и холодного теплоносителя (воздуха)  $t_x$  во времени при граничных условиях второго рода

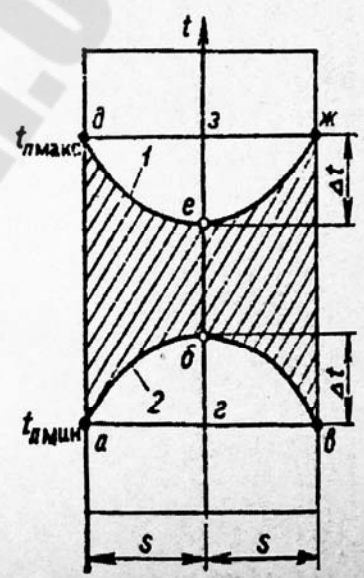


Рис. 2.40. Распределение температуры в насадке по толщине кирпича в конце периодов нагревания (1) и охлаждения (2)

При нагревании насадки прогревается каждый ее элемент, причем она аккумулирует теплоту ( $+Q$ ). При охлаждении насадки аккумулированная теплота передается воздуху ( $-Q$ ). Для ускорения этих процессов элементы (кирпичи) нагревают и охлаждаются 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  $t_{\text{сп}}$  отстает от температуры поверхности  $t_{\text{п}}$ . Это явление наступает не сразу после начала периодов нагревания или охлаждения и определяется, прежде всего, теплофизическими свойствами материала элемента и его размерами. Отмеченные особенности влияют и на формирование температурных полей по сечению элемента, которые приведены на рис. 2.40.

Желательно, чтобы аккумулировали и отдавали теплоту все элементы насадки. Степень такого участия оценивается коэффициентом аккумуляции теплоты  $\eta$  или, как иногда его называют, коэффициентом использования элемента (кирпича) в насадке. Коэффициент  $\eta$  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. 2.40):

$$\eta = F_{\text{АБЕД}} / F_{\text{АГЗД}}. \quad (2.107)$$

Следует иметь в виду, что при нагревании насадки в условиях постоянства тепловых потоков на ее поверхности, плотность которых  $q$ , распределение температуры по сечению насадки 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

$$\Delta t = 0,5qs / \lambda. \quad (2.108)$$

На рис. 2.40 площади между осью абсцисс и соответствующими температурными кривыми пропорциональны энтальпии насадки  $h$  в соответствующие моменты времени:

$$F_{\text{АБЕД}} = F_{\text{АГЗД}} - 2 \frac{2}{3} \Delta t s \rho c = F_{\text{АГЗД}} - \frac{2}{3} \frac{qs \rho c}{\lambda}. \quad (2.109)$$

$$F_{\text{АГЗД}} = q_{\text{н}} \tau_{\text{н}} = 0,5q_{\text{н}} \tau_{\text{ц}}. \quad (2.110)$$

Имея в виду, что  $q_{\text{н}} = \eta q_{\text{в}}$  после подстановки и преобразований будем иметь

$$\eta = \left[ 0,5q_H\tau_H - 0,66 \frac{\eta q_H s^2 \rho c}{\lambda} \right] / (0,5q_H\tau_{\text{Ц}}) = 1 - 1,33 \frac{\eta s^2}{\alpha\tau_{\text{Ц}}},$$

или

$$\eta = \frac{1}{\left[ 1 + 1,33s^2 / (\alpha\tau) \right]} = \frac{1}{\left[ 1 + 1,33 / Fo_{\text{Ц}} \right]}. \quad (2.111)$$

Здесь  $\tau = \tau_H + \tau_O$  – время одного цикла работы регенератора;  $\alpha$  – температуропроводность насадки.

Согласно определению  $\eta$  и рис. 2.40 можно также записать для 1 кг насадки

$$\eta = \frac{\Delta h}{\Delta h_{\text{макс}}} = \frac{(t_{\text{п.макс}} - t_{\text{п.мин}} - 4\Delta t / 3)c}{(t_{\text{п.макс}} - t_{\text{п.мин}})c} = 1 - \frac{4\Delta t}{3(t_{\text{п.макс}} - t_{\text{п.мин}})}. \quad (2.112)$$

Приравнявая формулы для  $\eta$ , получим

$$\eta = \left[ 1 + \frac{4}{3Fo_{\text{Ц}}} \right]^{-1} = 1 - \frac{4\Delta t}{3(t_{\text{п.макс}} - t_{\text{п.мин}})}. \quad (2.113)$$

откуда

$$t_{\text{п.макс}} - t_{\text{п.мин}} = \delta E = \left( \frac{4}{3} + Fo_{\text{Ц}} \right) \Delta t = \frac{\Delta t Fo_{\text{Ц}}}{\eta}, \quad (2.114)$$

т. е. данная разность температур определяется условиями нагревания, толщиной кирпича, его теплофизическими свойствами и продолжительностью периода нагревания.

Формулы (2.111) и (2.113) строго справедливы для  $Fo_{\text{Ц}} > 0,66$ . Анализ полученных для  $\eta$  формул (2.111) и (2.113) 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/(м<sup>2</sup>·К·цикл).

Рассмотрим состояние насадки в периоды нагревания и охлаждения. Количество теплоты, передаваемой дымовыми газами насадке в период ее нагревания,

$$Q_H = k_H (\bar{t}_Г - \bar{t}_{\text{нас.н}}) F \tau_H. \quad (2.115)$$

Здесь  $\bar{t}_Г$  и  $\bar{t}_{\text{нас.н}}$  – усредненные по объему камеры и по времени температуры горячего теплоносителя и насадки;  $F$  – площадь поверхности насадки;  $k_H$  – средний коэффициент теплопередачи в период нагревания, причем

$$\frac{1}{k_H} = \frac{1}{\alpha_H} + \frac{r}{\lambda}. \quad (2.116)$$

Здесь  $\alpha_H$  – коэффициент теплоотдачи конвекцией и излучением. Первое слагаемое, таким образом, характеризует внешнее тепловое сопротивление кирпича, а второе – внутреннее.

Следовательно,

$$Q_H = \frac{(\bar{t}_Г - \bar{t}_{\text{нас.н}}) F \tau_H}{\frac{1}{\alpha_H} + \frac{r}{\lambda}}. \quad (2.117)$$

Аналогично для периода охлаждения

$$Q_o = \frac{(\bar{t}_{\text{нас.о}} - \bar{t}_o) F \tau_o}{\frac{1}{\alpha_o} + \frac{r}{\lambda}}, \quad (2.118)$$

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

Из принципа работы регенератора следует, что  $Q_H = Q_o = Q_{\text{пер}}$ .

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

$$Q_{\text{пер}} = \frac{(\bar{t}_Г - \bar{t}_o) F}{\left[ \frac{1}{\alpha_H \tau_H} + \frac{r}{\lambda} \left( \frac{1}{\tau_H} + \frac{1}{\tau_o} \right) + \frac{1}{\alpha_o \tau_o} \right]}. \quad (2.119)$$



Из сопоставления этого выражения с общим уравнением теплопередачи

$$Q_{\text{пер}} = (\bar{t}_r - \bar{t}_o) F k_{\text{ц}} \quad (2.120)$$

следует, что коэффициент теплопередачи за цикл определяется соотношением, стоящим в знаменателе в правой части уравнения (2.119). Для условий плавильных и нагревательных печей обычно  $\tau_{\text{н}} = \tau_{\text{o}} = 0,5\tau_{\text{ц}}$ , тогда

$$k_{\text{ц}} = \left[ \frac{1}{\alpha_{\text{н}} \tau_{\text{н}}} + \frac{4r}{\lambda \tau_{\text{ц}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{o}} \tau_{\text{o}}} \right]^{-1}. \quad (2.121)$$

Слагаемое  $4r / (\lambda \tau_{\text{ц}})$  характеризует тепловое сопротивление аккумуляции 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  $\Delta$ , называемую температурным гистерезисом средней по массе температуры насадки (рис. 2.41):

$$\Delta = \bar{t}_{\text{нас.н}} - \bar{t}_{\text{нас.о}} = \frac{\Delta t_{\text{пер}}}{\zeta}, \quad (2.122)$$

где  $\Delta t_{\text{пер}}$  – максимальный перепад средних по массе температур насадки;  $\zeta$  – коэффициент температурного гистерезиса. Для регенераторов плавильных и нагревательных печей  $\Delta = 10,0$ , а для доменных воздухонагревателей  $\Delta = 2 \div 5$ . Из (2.122) следует, что  $\zeta = \Delta t_{\text{пер}} / \Delta$ . С учетом этого получим

$$Q_{\text{пер}} = k_{\text{ц}} \left[ (\bar{t}_r - \bar{t}_o) - \Delta \right] F. \quad (2.123)$$

Далее из баланса теплоты в насадке следует

$$rF\rho c\Delta\zeta = q\tau_{\text{н}}F. \quad (2.124)$$

Выражая величину  $q$  через (2.120), после преобразований будем иметь

$$\Delta = \frac{k_{\text{ц}} (\bar{t}_r - \bar{t}_o)}{r\rho c\zeta}. \quad (2.125)$$

Таким образом, величина  $\Delta$  оказалась выраженной через параметры, определяющие тепловую работу регенератора. Подставляя значение  $\Delta$  в (2.123) и проводя соответствующие преобразования при равенстве  $\tau_n = \tau_c$ , получаем

$$k_{\text{ц}} = \left\{ (\alpha_n \tau_n)^{-1} + \left[ \frac{4r}{\lambda \tau_{\text{ц}}} + \frac{1}{r \rho c \zeta} \right] + (\alpha_o \tau_o)^{-1} \right\}^{-1}. \quad (2.126)$$

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 уменьшается, а второе увеличивается. Для вполне конкретных параметров и условий работы насадки  $(\lambda, s, \tau_n, \rho, c)$  существует ее оптимальная толщина.

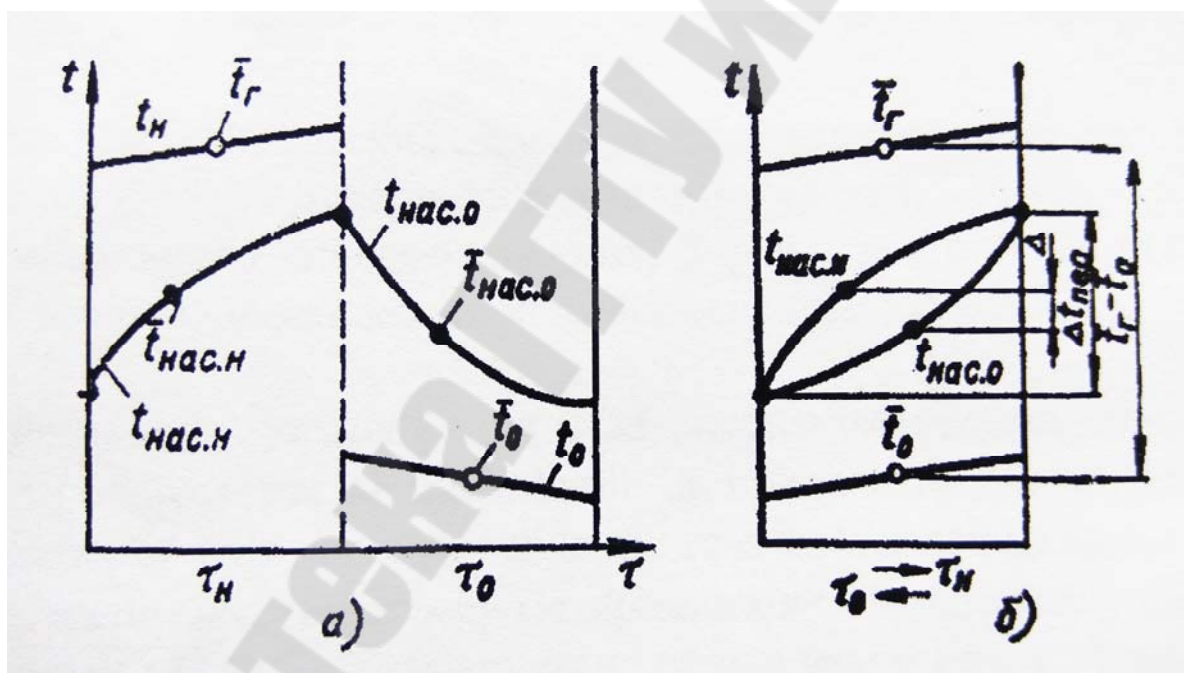


Рис. 2.41. Изменения температур горячего теплоносителя (дымовых газов), холодного теплоносителя (воздуха) и температуры средней по массе насадки: *а* – при нагревании и охлаждении; *б* – совмещенный график

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 передать 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.

## 2.10. 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 материалов, 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 процес-

сов 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.

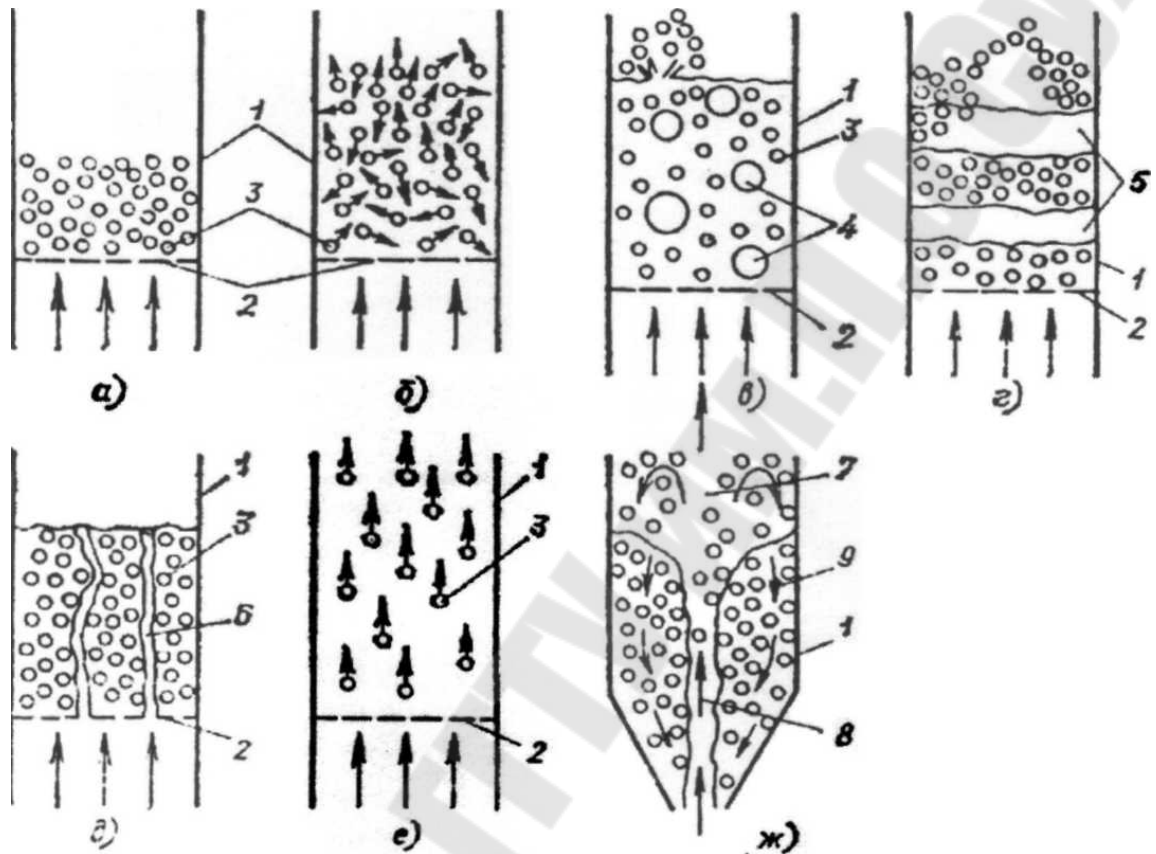


Рис. 2.42. Различные состояния слоя зернистого материала при прохождении через него потока газа (жидкости):

*a* – неподвижный слой; *б* – кипящий слой при  $w \gg w'_0$ ; *в* – слой с барботажем газовых пузырей; *г* – поршнеобразный слой; *д* – слой со сквозными каналами; *е* – унос твердых частиц при  $w > w''_0$ ; *ж* – фонтантирующий 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

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 фильтрации, при котором твердые частицы неподвижны (рис. 2.42, а), порозность слоя  $\varepsilon$  неизменна, а его гидродинамическое сопротивление  $\Delta p$  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. 2.42, 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. 2.42, 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 могут сливаться и занять все поперечное сечение, образуя перемещающиеся вверх газовые «пробки», которые чередуются с движущимися «поршнями» твердых частиц (рис. 2.42, г). В та-

ком поршнеобразном псевдооживленном слое перемешивание твердых частиц в вертикальном направлении затруднено.

В слое твердых частиц, склонных к агрегированию, при скоростях газа, незначительно превышающих  $w'_0$ , образуются сквозные каналы (рис. 2.42, *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  $w \geq w''_0$  твердые частицы начинают выноситься из слоя (рис. 2.42, *е*) и их количество в аппарате уменьшается. Порозность такого слоя стремится к единице, а сопротивление слоя резко падает.

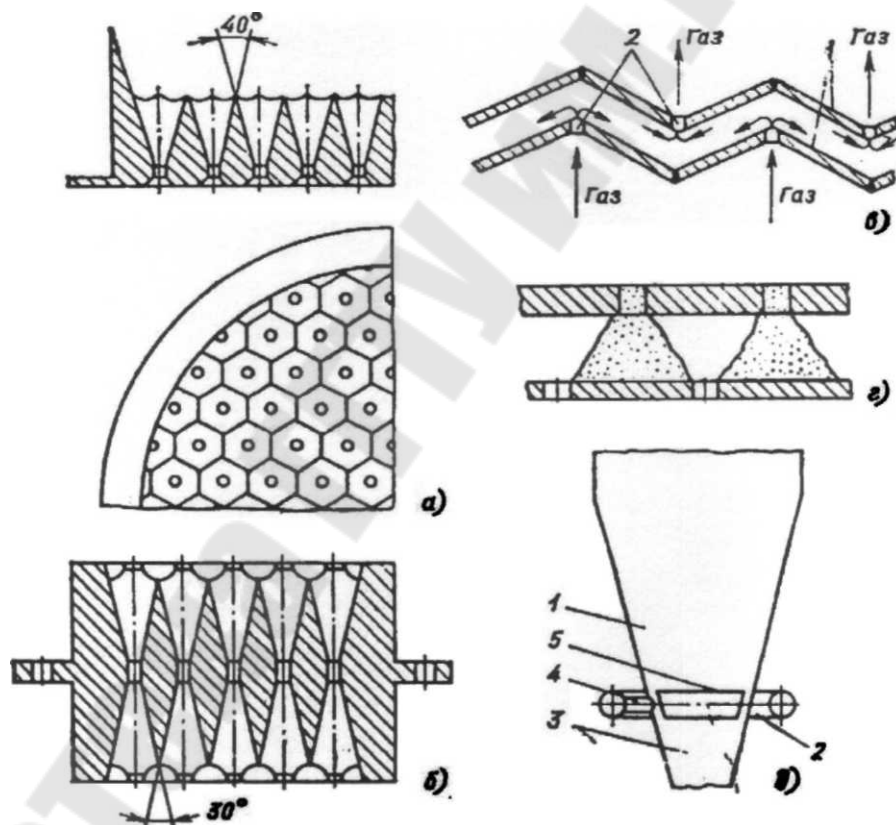


Рис. 2.43. Принципиальные схемы опорно-распределительных устройств:

*а* – полусотовая решетка; *б* – сотовая решетка; *в* – беспровальная угловая решетка; *г* – беспровальная плоская решетка; *д* – конусный распределитель; 1 – диффузор; 2 – коллектор газа; 3 – выход твердого материала; 4 – подвод газа; 5 – защитный конус

При псевдоожигении зернистых материалов в коническо-цилиндрических и конических аппаратах с углом в вершине более  $15 - 20^\circ\text{C}$  возможно образование фонтанирующего слоя (рис. 2.42, *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 псевдоожигенным слоем зернистого материала играет конструкция опорно-распределительной решетки. К последней предъявляют ряд требований: равномерное распределение потока газа (жидкости) по сечению аппарата и исключение образования застойных зон в слое, предотвращение провала твердых частиц при внезапном уменьшении скорости потока, минимальное гидравлическое сопротивление, простота конструкции и удобство 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. 2.43, *б*), но они сложны в изготовлении. На рис. 2.43, *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. 2.43, *б*). Равномерность псевдоожигения зависит не только от конструкции опорно-распределительной решетки, но и от размеров и формы твердых частиц, от скорости сжижающего агента, способа его подвода и других факторов. На практике доля живого сечения решетки обычно составляет  $1 - 10\%$  ее площади [21].

Слои зернистых материалов могут состоять из частиц одинакового (монодисперсный слой) и различных (полидисперсный слой) диаметров. Важнейшими характеристиками зернистого слоя являются относительная объемная доля пустот – порозность  $\varepsilon$ , размер частиц  $d$ , их форма и удельная площадь поверхности  $f$ ,  $\text{м}^2/\text{м}^3$ . Если в объеме зернистого слоя  $V_0 \text{ м}^3$  содержится  $V \text{ м}^3$  плотного (монокристаллического) материала, то

$$\varepsilon = \frac{V_0 - V}{V_0} = 1 - \frac{V}{V_0}. \quad (2.127)$$

Обозначая через  $\rho_n$  насыпную плотность зернистого материала,  $\rho_T$  – плотность самого материала и принимая во внимание, что  $V_0\rho_n = V\rho_T$ , получаем

$$\varepsilon = 1 - \rho_n / \rho_T \quad (2.128)$$

В случае монодисперсного слоя сферических частиц с диаметром  $d$  их количество в  $1 \text{ м}^3$  слоя равно  $6(1-\varepsilon)/(\pi d^3)$ . Поэтому получим

$$f = \frac{6(1-\varepsilon)}{\pi d^3} \pi d^2 = \frac{6(1-\varepsilon)}{d}. \quad (2.129)$$

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  $\varepsilon F$ . Эквивалентный (гидравлический) диаметр канала

$$d_3 = \frac{4F}{U} = \frac{4\varepsilon F}{Ff} = \frac{2}{3} \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon} d. \quad (2.130)$$

Для определения гидравлического сопротивления зернистого слоя воспользуемся известным соотношением [21]

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d_3} \frac{w_\Phi^2}{2} \rho_{ж}, \quad (2.131)$$

где  $l$  – длина канала;  $w_\Phi$  – средняя скорость газа (жидкости) в каналах слоя (скорость фильтрации).

Вследствие извилистости каналов  $l = \varphi H$ , причем коэффициент, учитывающий извилистость каналов,  $\varphi > 1$ ;  $w_\Phi = w / \varepsilon$ , где  $w$  – средняя скорость газа, отнесенная к поперечному сечению слоя (в пустом аппарате). После подстановки  $l$ ,  $d$  и  $w_\Phi$  получим

$$\Delta p = \lambda \varphi H \frac{3(1-\varepsilon) w^2 \rho_{ж}}{4d\varepsilon^3}. \quad (2.132)$$



Величина  $\lambda$  является функцией режима течения. Для ламинарного режима

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} = \frac{64\mu_{жс}}{w_{\Phi} d_{\Phi} \rho_{жс}} = \frac{3 \cdot 64\mu_{жс} (1-\varepsilon)}{2wd\rho_{жс}}; \quad (2.133)$$

$$(\Delta p)_{\text{лам}} = 72 \frac{(1-\varepsilon^2)}{\varepsilon^3} \frac{\mu_{жс} w}{d^2} \Phi H. \quad (2.134)$$

Для турбулентного режима выразить величину  $\lambda$  общей формулой затруднительно. В соотношениях (2.132) и (2.134) коэффициент  $\Phi$  не поддается теоретическому расчету. В связи с этим на практике пользуются универсальной полуэмпирической формулой, позволяющей определять перепад давлений  $\Delta p$  в широком интервале значений  $\text{Re}$ :

$$\Delta p = \left[ 150 \frac{(1-\varepsilon^2)}{\varepsilon^3} \frac{\mu_{жс} w}{d^2} + 1,75 \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon^2} \frac{\rho_{жс} w^2}{d} \right] H. \quad (2.135)$$

Все приведенные уравнения применимы также к слоям с частицами несферической формы, если воспользоваться коэффициентом сферичности  $\Phi_c$  и эквивалентным диаметром  $d_{\Phi}$ . Из соотношения  $\Phi_c = F_{\Phi} / F = d_{\Phi}^2 / d^2$  следует, что в случае несферических частиц в формуле (2.135) нужно заменить величину  $d$  отношением  $d_{\Phi} / \sqrt{\Phi}$ .

Порозность слоя сферических частиц диаметром  $d$  зависит от диаметра аппарата  $d_A$ , в котором помещен слой:  $\varepsilon = 0,375 + 0,34(d / d_A)$ . Для керамических и фарфоровых насадок размером от 20 до 50 мм и колец Рашига  $\varepsilon = 0,7 \div 0,8$ . У металлических насадок порозность достигает 0,9. Точные значения  $\varepsilon$  для распространенных насадок различных размеров приведены в [51, 64, 77, 78, 79].

Состояние псевдооживленного слоя изображается «кривой псевдооживления», выражающей зависимость перепада давления  $\Delta p$  в слое (не считая решетки) от скорости сжижающей среды  $w$  в незаполненном сечении аппарата. На рис. 2.45 показана кривая идеального псевдооживления монодисперсного слоя твердых частиц в аппарате постоянного поперечного сечения. Восходящая ветвь  $OA$  (прямая при ламинарном течении и кривая при других режимах) соответствует движению сжижающей 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  $\Delta p$ .

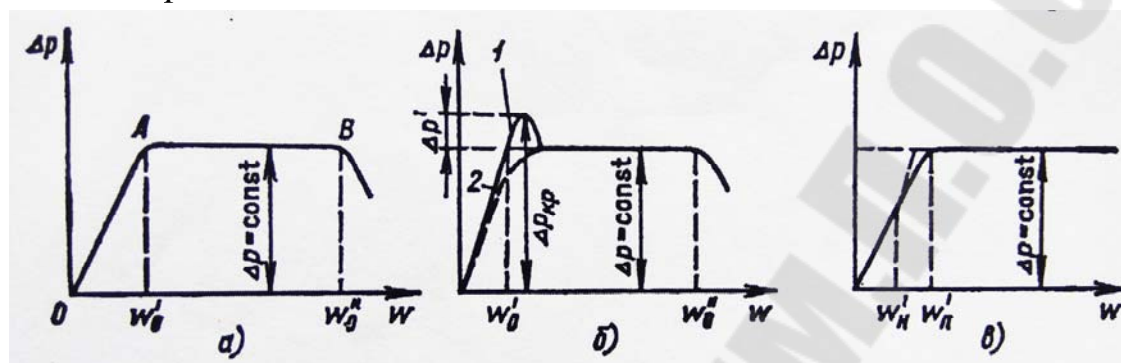


Рис. 2.44. Изменение перепада давления в слое зернистого материала в зависимости от  $w$ :

$a$  – кривая идеального псевдооживления;  $б$  – реальные кривые псевдооживления;  $в$  – кривая псевдооживления полидисперсного материала

В реальных условиях кривая псевдооживления (кривая 1 на рис. 2.44,  $б$ ) отличается от идеальной. За пределами  $w'_0$  значение  $\Delta p$  продолжает расти. В этот момент давление газа достигает максимального значения  $\Delta p_{kp}$  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 засыпки зерен, их формой и состоянием поверхности, геометрической формой аппарата, конструкцией опорно-распределительной решетки. После перехода слоя в псевдооживленное состояние сопротивление его резко падает до характерного уровня  $\Delta p$ . В аппаратах постоянного поперечного сечения  $\Delta p' = (0,05 \div 0,15) \Delta p$ , в конусных аппаратах  $\Delta p'$  значительно выше.

Кривая 2 на рис. 2.44,  $б$  соответствует кривой обратного хода, т.е. уменьшению скорости от  $w''_0$  до нуля. Меньшие значения  $\Delta p$  для неподвижного 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  $\Delta p$  можно определить по формуле (2.135)

$$\Delta p = \left[ 150 \frac{(1 - \varepsilon_0)^2}{\varepsilon_0^3} \frac{\mu_{ж} w'_0}{d^2} + 1,75 \frac{(1 - \varepsilon_0) \rho_{ж} (w'_0)^2}{\varepsilon_0^3 d} \right] H. \quad (2.136)$$

Масса рассматриваемого слоя, приходящаяся на 1 м<sup>2</sup> площади его сечения, с учетом архимедовых сил равна

$$\Delta p = G_{сл} / F = (\rho_{т} - \rho_{ж}) g (1 - \varepsilon_0) H, \quad (2.137)$$

где  $G_{сл}$  – вес материала в слое;  $F$  – площадь поперечного сечения аппарата;  $\varepsilon_0$  – порозность неподвижного слоя.

Из соотношений (2.116) и (2.137) находим

$$g (\rho_{т} - \rho_{ж}) = 150 \frac{1 - \varepsilon_0}{\varepsilon_0^3} \frac{\mu_{ж} w'_0}{d^2} + 1,75 \frac{1}{\varepsilon_0^3} \frac{\rho_{ж} (w'_0)^2}{d}. \quad (2.138)$$

Умножая обе части последнего равенства на  $d^3 / \rho_{ж} v_{ж}^2$  и выражая  $\mu_{ж}$  в виде  $\nu_{ж} \mu_{ж}$  получаем

$$\frac{g d^3 (\rho_{т} - \rho_{ж})}{\rho_{ж} v_{ж}^2} = 150 \frac{1 - \varepsilon_0}{\varepsilon_0^3} \frac{w'_0 d}{\nu_{ж}} + \frac{1,75 (w'_0)^2 \cdot d^2}{\varepsilon_0^3 \nu_{ж}^2}, \quad (2.139)$$

или

$$Ar = 150 \frac{1 - \varepsilon_0}{\varepsilon_0^3} Re'_0 + \frac{1,75}{\varepsilon_0^3} (Re'_0)^2. \quad (2.140)$$

Уравнение (2.140) позволяет определить  $Re'_0 = w'_0 d / \nu_{ж}$  и, следовательно, искомое значение  $w'_0$ .

В правой части уравнения (2.140) первое слагаемое представляет собой ламинарную составляющую, а второе – турбулентную. Во втором слагаемом уравнения (2.140) [8] можно заменить  $Re'_0$  величиной  $\sqrt{(\varepsilon_0^2 / 1,75) Ar}$ , поскольку при развитом турбулентном режиме первое слагаемое этого уравнения пренебрежимо мало. Тогда

$$Ar = 150 \frac{1 - \varepsilon_0}{\varepsilon_0^3} Re'_0 + \frac{1,75}{\varepsilon_0^3} (Re'_0)^2.$$

откуда

$$\text{Re}'_0 = \frac{Ar}{150 \frac{1-\varepsilon_0}{\varepsilon_0^3} + \sqrt{\frac{1,75}{\varepsilon_0^3} Ar}}. \quad (2.141)$$

Если в (2.141) подставить  $\varepsilon_0 = 0,4$  [21], что соответствует неподвижному слою сферических частиц, то получим

$$\text{Re}'_0 = \frac{Ar}{1400 + 5,22\sqrt{Ar}}. \quad (2.142)$$

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  $S_{\text{ш}}$ , объем которого равен объему частицы  $V_{\text{ч}}$ , к фактической площади поверхности  $S_{\text{ч}}$ :

$$\Phi = S_{\text{ш}} / S_{\text{ч}} = \pi d^2 / S_{\text{ч}} = (\pi / S_{\text{ч}}) / (6 / \pi - V_{\text{ч}})^{2/3}. \quad (2.143)$$

Значение  $\Phi$  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 сжижающей среды, а в некотором интервале скоростей от  $w'_н$  до  $w'_п$ . При скорости  $w'_н$ , называемой скоростью начала взвешивания, переходят в псевдооживленное состояние лишь самые мелкие твердые частицы. При  $w > w'_н$  в псевдооживленное состояние постепенно переходят все более крупные частицы, и, наконец, при скорости  $w'_п$ , называемой скоростью полного псевдооживления, весь слой становится псевдооживленным. Скорости  $w'_н$  и  $w'_п$  не поддаются теоретическому расчету, но могут быть приближенно оценены по формуле (2.142) при известных размерах мелких и крупных частиц.

Скорость начала уноса твердых частиц из монодисперсного псевдооживленного слоя  $w''_0$  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 сжижающей среды в подслоевом пространстве и др.). Явление еще больше усложняется в случае полидисперсного слоя. В связи с

этим для приближенного определения  $w_0''$  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  $w_0$ , называемой скоростью свободного осаждения (витания). Напишем уравнение динамического равновесия [8]:

$$g \frac{\pi d^3}{6} (\rho_{\text{т}} - \rho_{\text{ж}}) = \xi \frac{\pi d}{4} \frac{w_0^2}{2} \rho_{\text{ж}}, \quad (2.144)$$

где  $\xi$  – коэффициент лобового сопротивления;  $\rho_{\text{т}}, \rho_{\text{ж}}$  – плотности твердой частицы и жидкости.

Умножив обе части последнего равенства на  $1/v^2$ , получим

$$\frac{gd^3 (\rho_{\text{т}} - \rho_{\text{ж}})}{v^2 \rho_{\text{ж}}} = \frac{3 w_0^2 d^3}{4 v^2},$$

или

$$Ar = \frac{3}{4} \xi Re_0^2. \quad (2.145)$$

Отсюда можно рассчитать скорость витания для сферических частиц:

$$Re_{\text{в}} = \frac{w_0'' d}{v} = \sqrt{\left(\frac{4}{3} \xi\right) Ar}. \quad (2.146)$$

Подставляя значение  $\xi$  соответствующее различным режимам движения, можно рассчитать искомые значения  $w_0''$ .

Для приближенного определения  $w_0$  при всех режимах движения применяют универсальную формулу Годеса:

$$Re = Ar / (18 + 0,61 \sqrt{Ar}). \quad (2.147)$$

Псевдооживление слоя зернистых материалов сопровождается его расширением – увеличением объема и порозности  $\varepsilon$  по мере повышения скорости сжижающей среды  $w$ . Тогда для аппарата постоянного поперечного сечения можно написать

$$V / V_0 = H / H_0 = (1 - \varepsilon_0) / (1 - \varepsilon).$$

Отношение  $V / V_0$  – степень расширения слоя. Для его определения необходимо знать порозность псевдооживленного слоя  $\varepsilon$ . Чтобы найти  $\varepsilon$ , воспользуемся формулой (2.142), предварительно умножив ее числитель и знаменатель для удобства счета на величину  $18 / 1400 = 0,0128$ :

$$\text{Re}'_0 = 0,0128 Ar / \left( 18 + 0,61 \sqrt{0,0128 Ar} \right). \quad (2.148)$$

Формула (2.147) описывает витание частиц в слое с плотной засыпкой ( $\varepsilon = 0,4$ ), а (2.148) – витание одиночной частицы ( $\varepsilon = 1$ ). Постулируя аналогичный вид выражения при любой порозности в пределах от 0,4 до 1,0, придется заменить число 0,0128 другой величиной  $f(\varepsilon)$ , зависящей от порозности. Тогда

$$\text{Re} = \frac{Ar f(\varepsilon)}{18 + 0,61 \sqrt{Ar f(\varepsilon)}}. \quad (2.149)$$

Так как  $f(\varepsilon) = 1$  при  $\varepsilon = 1$ , что удовлетворяет условию  $f(\varepsilon) = \varepsilon^n$  то, полагая для  $\varepsilon = 0,4$  то же условие  $0,4^n = 0,0128$ , получим  $n = 4,75$ . Таким образом, формула принимает вид

$$\text{Re} = Ar \varepsilon^{4,75} / \left( 18 + 0,61 \sqrt{Ar f(\varepsilon)} \right). \quad (2.150)$$

Формула (2.150) хорошо согласуется с опытными данными для однородного псевдооживления. Применяв тот же прием, что и при выводе формулы (2.150), О.М. Тодес привел формулу (2.149) к следующему виду:

$$\varepsilon = \left( 18 \text{Re} + 0,36 \text{Re}^2 / Ar \right)^{0,21}. \quad (2.151)$$

Формулы (2.150) и (2.151), однако, не применимы к неоднородным псевдооживленным слоям. Порозность последних определяется по эмпирической формуле

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \left( \frac{W}{W'_0} \right) = \varepsilon_0 W^m. \quad (2.152)$$

Здесь величина  $W$ , равная отношению действительной скорости сжижающей 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 оптимальная скорость потока газа, набегающего на решетку (рис. 2.46). 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 [77]:  
при ламинарном режиме движения слоя в пределах от  $w_{кр}$  до  $w_{опт}$

$$Nu_{\max} = 0,0087 Ar^{0,42} Pr^{0,33} \left( \frac{c_M}{c_c} \right)^{0,45} \left( \frac{D}{d} \right)^{0,16} \left( \frac{H_0}{d} \right)^{0,45}; \quad (2.153)$$

при турбулентном режиме в пределах от  $w_{кр}$  до  $w_{опт}$

$$Nu_{\max} = 0,0019 Ar^{0,5} Pr^{0,33} \left( \frac{c_M}{c_c} \right)^{0,1} \left( \frac{D}{d} \right)^{0,13} \left( \frac{H_0}{d} \right)^{0,16}. \quad (2.154)$$

Формула (2.153) справедлива для  $15 \leq Ar \leq 10^3$ ;  $0,8 \leq c_M / c_c \leq 1,3$ ;  $129 \leq D / d \leq 575$ ;  $263 \leq H_0 / d \leq 945$ .

Формула (2.154) справедлива для  $2,6 \cdot 10^4 \leq Ar \leq 8,5 \cdot 10^5$ ;  $0,8 \leq c_M / c_c \leq 1,2$ ;  $14 \leq D / d \leq 67$ ;  $17 \leq H_0 / d \leq 120$ .

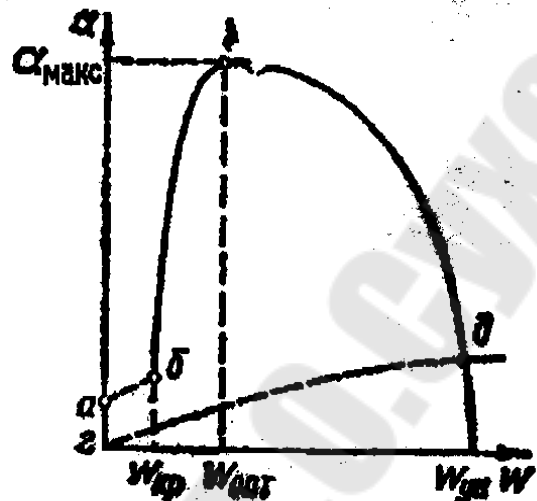


Рис. 2.46. Влияние скорости газа на коэффициент теплоотдачи от кипящего слоя зернистого материала к змеевику:

линия  $ab$  — теплоотдача неподвижного (фильтрующегося) слоя к змеевику; линия  $бв$  — теплоотдача кипящего слоя в пределах от  $w_{кр}$  до оптимальной скорости  $w_{опт}$ ; линия  $вд$  — теплоотдача кипящего слоя от  $w_{опт}$  до скорости уноса  $w_{ун}$ ; линия  $гд$  — соответствует теплоотдаче чистого воздуха (без твердых частиц)

Уравнение для определения оптимальной скорости газа в ламинарной области, соответствующей максимальному значению коэффициента теплоотдачи, для частиц неправильной формы с шероховатостью

$$\text{Re}_{\text{опт}} = 0,2 Ar^{0,5} \quad (2.155)$$

в турбулентной области

$$\text{Re}_{\text{опт}} = 0,66 Ar^{0,5}. \quad (2.156)$$

В этих формулах

$$Ar = \frac{d^3 \rho_{\text{нас}} g}{\nu^2 \rho_c}; \quad Nu_{\text{макс}} = \frac{\alpha_{\text{макс}} d}{\lambda_c}; \quad \text{Pr} = \frac{\nu \rho_c c_c}{\lambda_c}; \quad \text{Re}_{\text{опт}} = \frac{w_{\text{опт}} d}{\nu},$$

$c_m, c_c$  – удельные теплоемкости материала и газа, кДж/(кг·К);  $\rho_c, \rho_{\text{нас}}$  – плотность газа и насыпная плотность материала, кг/м<sup>3</sup>;  $\lambda_c$  – теплопроводность газа, Вт/(м·К);  $\nu$  – кинематическая вязкость газа, м<sup>2</sup>/с;  $\alpha_{\text{макс}}$  – максимальный коэффициент теплоотдачи стенки (поверхности), Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи стенки (поверхности), Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $H_0$  – высота неподвижного слоя, м;  $w$  – скорость газа, рассчитанная по полному сечению аппарата, м/с;  $w_{\text{опт}}$  – оптимальная скорость газа (при  $\alpha_{\text{макс}}$ ), рассчитанная по полному сечению аппарата, м/с;  $D$  – диаметр аппарата, м.

Если технологическим процессом не ограничена скорость газового потока, то ориентировочно можно принять

$$\alpha \approx 0,8 \alpha_{\text{макс}}.$$

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

$$\alpha = \alpha_{\text{конд}} + \alpha_{\text{конв}} + \alpha_{\text{луч}} f_0,$$

где  $f_0 = 1 - \rho / \rho_{\text{св}}$ .



Значение коэффициента кондуктивной теплоотдачи  $\alpha_{\text{конд}}$  невелико и его можно не учитывать;  $\alpha_{\text{луч}}$  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 [30, 39, 50, 55].

## 2.11. Уравнения для расчета коэффициентов теплоотдачи

Выбор уравнений для уточненного расчета коэффициентов теплоотдачи зависит от характера теплообмена (без изменения агрегатного состояния, при кипении или при конденсации), от вида выбранной поверхности теплообмена (плоской, гофрированной, трубчатой, оребренной), от типа конструкции (кожухотрубчатые, двухтрубные, змеевиковые и др.), от режима движения теплоносителя. В общем виде критериальная зависимость для определения коэффициентов теплоотдачи имеет вид [32, 33]:

$$Nu = f(Re, Pr, Gr, \Gamma_1, \Gamma_2, \dots),$$

где  $\Gamma_1, \Gamma_2$  – симплексы геометрического подобия.

Во многие расчетные формулы для определения коэффициента теплоотдачи в явном или неявном виде входит температура стенки. Ее можно определить из соотношения

$$t_{\text{ст}i} = t_i \pm K\Delta t_{\text{cp}} / \alpha_i, \quad i = 1, 2 \quad (2.157)$$

Поскольку на первой стадии уточненного расчета  $\alpha_i$  и  $K$  неизвестны, надо задаться их ориентировочными значениями, а в конце расчета проверить правильность предварительной оценки  $t_{\text{ст}i}$ .

Ниже приведены уравнения для расчета коэффициентов теплоотдачи в наиболее часто встречающихся случаях теплообмена [32].

1. При движении теплоносителя в прямых трубах круглого сечения или в каналах некруглого сечения без изменения агрегатного состояния коэффициент теплоотдачи определяют по следующим уравнениям:

а) при развитом турбулентном движении ( $Re \geq 10^4$ ) – по уравнению

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} (Pr / Pr_{\text{ст}})^{0,25}, \quad (2.158)$$

где  $Pr_{ст}$  – критерий Прандтля, рассчитанный при температуре стенки.

Определяющим размером в критериях  $Re$  и  $Nu$  является эквивалентный диаметр трубы. Определяющей температурой, при которой рассчитывают физические свойства среды, – средняя температура теплоносителя. Пределы применимости уравнения (2.158):  $Re = 10^4 - 5 \cdot 10^6$ ;  $Pr = 0,6 - 100$ ;  $L/d \geq 50$ .

Для изогнутых труб (змеевиков) значение  $\alpha$ , полученное из уравнения (2.158), умножают на поправку

$$\alpha_{зм} = \alpha(1 + 3,54d/D),$$

где  $d$  – внутренний диаметр трубы змеевика;  $D$  – диаметр витка змеевика;

б) при  $2300 < Re < 10000$  и  $Gr Pr < 8 \cdot 10^5$  приближенное значение коэффициента теплоотдачи можно определить по графику, приведенному в [6];

в) в ламинарном режиме ( $Re < 2300$ ) возможны два случая:

1) при значениях  $Gr Pr \leq 5 \cdot 10^5$ , когда влияние свободной конвекции можно не учитывать, коэффициент теплоотдачи для теплоносителя, движущегося в трубах круглого сечения, определяют с помощью уравнений

$$Re Pr(d/L) > 12, Nu = 1,61 [Re Pr(d/L)]^{1/3} (\mu / \mu_{ст})^{0,14}; \quad (2.159)$$

$$Re Pr(d/L) \leq 12, Nu = 3,66 (\mu / \mu_{ст})^{0,14}, \quad (2.160)$$

где  $\mu_{ст}$  – вязкость теплоносителя при температуре стенки.

2) при значениях  $Gr Pr > 5 \cdot 10^5$  наступает так называемый вязкостно-гравитационный режим, при котором влиянием свободной конвекции пренебречь нельзя. В этом режиме на теплоотдачу существенно влияет взаимное направление вынужденного движения и свободной конвекции. Коэффициент теплоотдачи при вязкостно-гравитационном режиме течения приближенно можно определить по уравнению

$$Nu = 0,15 (Re Pr)^{0,33} (Cr Pr)^{0,1} (Pr / Pr_{ст})^{0,25}. \quad (2.161)$$

В уравнениях (2.159) – (2.161) определяющий размер – эквивалентный диаметр, определяющая температура – средняя температура теплоносителя.

2. При движении теплоносителя в межтрубном пространстве двухтрубного теплообменника коэффициент теплоотдачи можно рассчитать по формулам (2.158), (2.161), подставляя в качестве определяющего размера эквивалентный диаметр кольцевого сечения между трубками  $d_3 = D_b - d_n$  (где  $D_b$  – внутренний диаметр наружной трубы;  $d_n$  – наружный диаметр внутренней трубы).

3. При движении теплоносителя в межтрубном пространстве кожухотрубчатых теплообменников с сегментными перегородками коэффициент теплоотдачи рассчитывают по следующим уравнениям:

$$Re \geq 1000, \quad Nu = 0,24 Re^{0,6} Pr^{0,36} (Pr/Pr_{ct})^{0,25}; \quad (2.162)$$

$$Re < 1000, \quad Nu = 0,34 Re^{0,5} Pr^{0,36} (Pr/Pr_{ct})^{0,25}; \quad (2.163)$$

В уравнениях (2.162), (2.163) за определяющий геометрический размер принимают наружный диаметр теплообменных труб. Скорость потока определяют для площади сечения потока между перегородками.

4. При обтекании шахматного пучка оребренных труб коэффициент теплоотдачи рассчитывают по уравнению:

$$Nu = 0,25(d_n/t)^{-0,54} (h/t)^{-0,14} Re^{0,65} Pr^{0,4}, \quad (2.164)$$

где  $d_n$  – наружный диаметр несущей трубы;  $t$  – шаг между ребрами;  $h = 0,5(D - d_n)$  – высота ребра;  $D$  – диаметр ребра.

Определяющий геометрический размер – шаг ребра  $t$ . Уравнение (2.164) применимо при  $Re = 3000 - 25000$  и  $d_n/t = 3 - 4,8$ . Полученный из уравнения (2.164) коэффициент теплоотдачи при обтекании пучка оребренных труб  $\alpha_p$  подставляют в формулу для расчета коэффициента теплопередачи, отнесенного к полной наружной поверхности:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_p} + \frac{1}{\alpha_{тр}} \cdot \frac{F_n}{F_b} + \sum \frac{\delta}{\lambda}, \quad (2.165)$$

где  $\alpha_{тр}$  – коэффициент теплоотдачи для теплоносителя внутри трубы;  $F_n$  – полная наружная поверхность оребренной трубы, включая поверхность ребер;  $F_b$  – внутренняя поверхность несущей трубы:

– сумма термических сопротивлений стенки трубы и слоев загрязнений.

5. При движении теплоносителя в каналах, образованных гофрированными пластинами в пластинчатых теплообменниках, коэффициент теплоотдачи рассчитывают по уравнению

$$Nu = a Re^b Pr^c (Pr / Pr_{ст})^{0,25}. \quad (2.166)$$

Коэффициент  $a$  определяют из следующих данных:

|  |       |     |       |       |
|--|-------|-----|-------|-------|
| Тип (площадь) пластины, м <sup>2</sup> | 0,2   | 0,3 | 0,6   | 1,3   |
| Турбулентный режим                     | 0,065 | 0,1 | 0,135 | 0,135 |
| Ламинарный режим                       | 0,46  | 0,6 | 0,6   | 0,6   |

Показатели степени  $b$  и  $c$  выбирают в зависимости от режима течения и типа пластин: при турбулентном течении (в пределах  $Re = 50 - 30000$  и  $Pr = 0,7 - 80$ )  $b = 0,73$ ,  $c = 0,33$ ; при ламинарном течении ( $Re \leq 50$ ,  $Pr \geq 80$ )  $b = 0,33$ ,  $c = 0,33$ .

6. Для жидкости, перемешиваемой в аппарате с мешалкой, коэффициент теплоотдачи рассчитывают по уравнению

$$Nu = a Re^m Pr^{0,33} (\mu / \mu_{ст})^{0,14}, \quad (2.167)$$

где  $Nu = \alpha D / \lambda$ ;  $Re = nd_m^2 \rho / \mu$ ;  $a = 0,36$ ;  $m = 0,67$  – при передаче тепла через рубашку;  $a = 0,87$ ;  $m = 0,62$  – при передаче тепла с помощью змеевика;  $D$  – внутренний диаметр аппарата;  $n$  – частота вращения мешалки,  $c^{-1}$ ;  $d_m$  – диаметр окружности, описываемой мешалкой.

7. При пленочной конденсации насыщенного пара и ламинарном стекании пленки конденсата под действием силы тяжести коэффициент теплоотдачи рассчитывают по формуле

$$\alpha = a \sqrt[4]{\lambda^3 \rho^2 r g / (\mu \Delta t l)}, \quad (2.168)$$

где для вертикальной поверхности  $a = 1,15$ ;  $l = H$  ( $H$  – высота поверхности, м); для одиночной горизонтально трубы  $a = 0,72$ ;  $l = d_n$  ( $d_n$  – наружный диаметр трубы, м).

В этой формуле  $\Delta t = t_{конд} - t_{ст1}$ . Удельную теплоту конденсации  $r$  определяют при температуре конденсации  $t_{конд}$ , физические характеристики конденсата рассчитывают при средней температуре пленки конденсата  $t_{пл} = 0,5(t_{конд} - t_{ст1})$ . Во многих случаях, когда  $\Delta t$  не превышает 30 – 40 град, физические характеристики могут быть опреде-

лены при температуре конденсации  $t_{\text{конд}}$ , что не приведет к значительной ошибке в определении  $\alpha$ .

При конденсации пара на наружной поверхности пучка из  $n$  горизонтальных труб средний коэффициент теплоотдачи несколько ниже, чем в случае одиночной трубы, вследствие утолщения пленки конденсата на трубах, расположенных ниже:  $\alpha_{\text{ср}} = \varepsilon\alpha$ .

Приближенно можно принять  $\varepsilon = 0,7$  при  $n \leq 100$  и  $\varepsilon = 0,6$  при  $n > 100$ .

При подстановке в формулу (2.168)  $\Delta t = q / \alpha$  получим:

$$\alpha = a\lambda\sqrt[3]{\rho^2 r g / (\mu l q)}, \quad (2.169)$$

где для вертикальных поверхностей  $a = 1,21$ ;  $l = H$  (в м); для одиночных горизонтальных труб  $a = 1,21$ ;  $l = d_{\text{н}}$  (в м).

Зная расход пара  $G_1$  (кг/с) и используя уравнение теплоотдачи  $H\Delta t = G_1 r / (\alpha \pi d_{\text{н}})$  или  $d_{\text{н}}\Delta t = G_1 r / (\alpha \pi L n)$ , можно подстановкой в формулу (2.168) получить следующие удобные для расчетов формулы:

для вертикальных труб

$$\alpha = 3,78\lambda\sqrt[3]{\rho^2 d_{\text{н}} n / (\mu G_1)}; \quad (2.170)$$

для  $n$  горизонтальных труб длиной  $L$  (в м)

$$\alpha = 2,02\varepsilon\lambda\sqrt[3]{\rho^2 L n / (\mu G_1)};$$

$$\alpha = 3,78\lambda\sqrt[3]{\rho^2 d_{\text{н}} n / (\mu G_1)}. \quad (2.171)$$

Коэффициент теплоотдачи для конденсации пара на гофрированной поверхности пластин при  $(t_{\text{конд}} - t_{\text{ст}}) = \Delta t < 10$  град рассчитывают по формуле (2.168), в которую в качестве высоты поверхности подставляют приведенную длину канала  $L$ . При  $\Delta t \geq 10$  град используют другую формулу:

$$Nu = a Re^{0,7} Pr^{0,4}, \quad (2.172)$$

где  $Re = Lq / (\mu r) = G_1 L / (\mu F)$  ( $F$  – полная поверхность теплообмена,  $\text{м}^2$ ). В случае  $\Delta t < 30 - 40$  град физические свойства конденсата можно определять при температуре конденсации.

Коэффициент  $a$  зависит от типа (площади) пластины:

|                                  |     |     |     |     |
|----------------------------------|-----|-----|-----|-----|
| Площадь пластины, м <sup>2</sup> | 0,2 | 0,3 | 0,6 | 1,3 |
| Коэффициент $a$                  | 800 | 322 | 240 | 201 |

8. При пузырьковом кипении коэффициент теплоотдачи рассчитывают по следующим уравнениям:

а) при кипении на поверхностях, погруженных в большой объем жидкости

$$\alpha = 0,075 \left[ 1 + 10 \left( \frac{\rho}{\rho_{\text{п}}} - 1 \right)^{-2/3} \right] \left( \frac{\lambda^2 \rho}{\mu \sigma T_{\text{кип}}} \right)^{1/3} q^{2/3}; \quad (2.173)$$

б) при кипении в трубах

$$\alpha = 780 \lambda^{1,3} \rho^{0,5} \rho_{\text{п}}^{0,06} q^{0,6} / (\sigma^{0,5} r^{0,5} \rho_{\text{н.о}}^{0,66} \mu^{0,3}). \quad (2.174)$$

Критическую удельную тепловую нагрузку, при которой пузырьковое кипение переходит в пленочное, а коэффициент теплоотдачи принимает максимальное значение, можно оценить по формуле, справедливой для кипения в большом объеме:

$$q_{\text{кр}} = 0,14 r \sqrt{\rho_{\text{п}}} \sqrt[4]{g \sigma \rho}. \quad (2.175)$$

В формулах (2.173) – (2.175) все физические характеристики жидкости следует определять при температуре кипения, соответствующей рабочему давлению ( $T_{\text{кип}}, K$ ). Плотность пара при атмосферном давлении  $p_0$  и рабочем давлении  $p$  определяют по соотношениям

$$\rho_{\text{п0}} = (M / 22,4) \frac{273}{T_{\text{кип0}}}; \quad \rho_{\text{п}} = (M / 22,4) \frac{273}{T_{\text{кип}}} \cdot \frac{p}{p_0},$$

где  $M$  – молекулярная масса пара;  $T_{\text{кип0}}$  – температура при атмосферном давлении (в К).

## Глава третья

### 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 транспортировки виде они должны быть полностью или частично обезвожены.

#### 3.1. Свойства растворов

Концентрацией раствора называется 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 3.1

Растворимость некоторых веществ в воде при температуре 20°C [8]

| Вещество                | Растворимость в воде, г/100г H <sub>2</sub> O | Концентрации насыщенного раствора, % | Вещество                            | Растворимость в воде, г/100г H <sub>2</sub> O | Концентрации насыщенного раствора, % |
|-------------------------|---|--------------------------------------|-------------------------------------|---|--------------------------------------|
| <i>NaCl</i>             | 35,8  | 26,4                                 | <i>BaSO<sub>4</sub></i>             | 0,00023                                       | 0,00023                              |
| <i>KCl</i>              | 34,2  | 25,5                                 | <i>Mg(OH)<sub>2</sub></i>           | 0,001   | 0,001                                |
| <i>NaCO<sub>3</sub></i> | 21,2  | 17,6                                 | <i>CaCO<sub>3</sub></i>             | 0,0014  | 0,0014                               |
| <i>NaOH</i>             | 107,0   | 51,7                                 | <i>Ca(OH)<sub>2</sub></i>           | 0,16  | 0,16                                 |
| <i>BaCl<sub>2</sub></i> | 35,6  | 26,3                                 | <i>Na<sub>2</sub>SO<sub>4</sub></i> | 32,8  | 24,7                                 |
| <i>CaSO<sub>4</sub></i> | 0,2   | 0,2                                  | <i>MgCl<sub>2</sub></i>             | 35,3  | 26,1                                 |

Если обозначить через  $x$  количество килограммов твердого вещества в 1 кг раствора, через  $x'$  – количество килограммов твердого

вещества на 1 кг воды, то величины  $x$  и  $x'$  связаны между собой следующим соотношением:

$$x = \frac{x'}{1 + x'}$$

Процентную концентрацию  $x$  можно выразить через количество сухого вещества  $G_{\text{сух}}$  и растворителя  $W$  в следующем виде:

$$x = \frac{G_{\text{сух}}}{G_{\text{сух}} + W} \cdot 100$$

Количество растворенного вещества в насыщенном растворе, отнесенного к определенному количеству раствора или растворителя, называется растворимостью (табл. 3.1). 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 ( $CaCrO_4$ ,  $MgSO_4$ ,  $NaSO_4$  и др.), и избыток соли выпадет 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 и образуют слой накипи или осадка, которые снижают теплопередачу и ухудшают работу выпарных аппаратов. Для ускорения процессов кристаллизации перед выпарным аппаратом к некоторым растворам добавляют вещества, уменьшающие растворимость основного компонента. Такой способ называется высаливанием. Например, в производстве кальцинированной соды применяют поваренную соль для высаливания кристаллов хлорида аммония  $NH_4Cl$  из отработанных растворов.

Для снижения накипеобразования в аппаратах иногда применяют «затравку» в виде мела или гипса с целью ускоренного удаления солей с поверхности нагрева при периодических промывках аппарата водой.

Кривые растворимости некоторых солей в зависимости от температуры показаны на рис. 3.1 [8].

Изменение давления практически не влияет на растворимость солей в воде.

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 достигает 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.

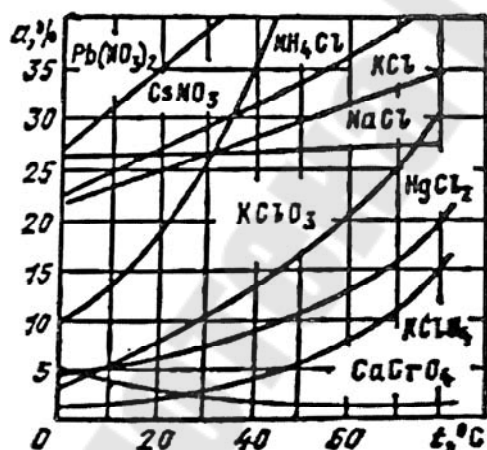


Рис. 3.1. Изменение растворимости солей в зависимости от температуры

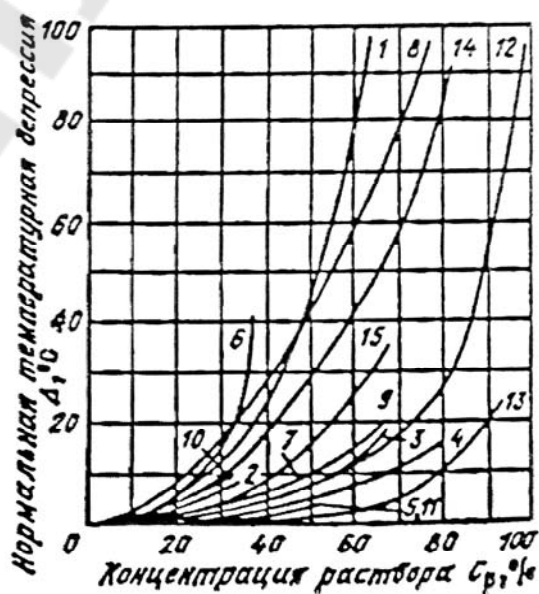


Рис. 3.2. Изменение температурной депрессии в зависимости от концентрации раствора при кипении [8]:

- 1 –  $KOH$ ; 2 –  $KCl$ ; 3 –  $KJ$ ; 4 –  $KNO_3$ ; 5 –  $K_2CO_3$ ; 6 –  $MgCl_2$ ; 7 –  $MgSO_4$ ; 8 –  $NaOH$ ; 9 –  $NaNO_3$ ; 10 –  $NaCl$ ; 11 –  $Na_2SO_4$ ; 12 –  $NH_4NO_3$ ; 13 –  $C_5H_{10}O_5$ ; 14 –  $CaCl_2$ ; 15 –  $K_2CrO_7$

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  $\Delta_1$ :

$$\Delta_1 = t_p - \vartheta \quad (3.1)$$

где  $t_p$  – температура кипения раствора;  $\vartheta$  – температура выделяющихся паров растворителя (воды).

Наряду с температурной депрессией  $\Delta_1$  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.

$$\Delta_1 = 0,01622 \frac{T^2}{r} \Delta_{\text{норм}}, \quad (3.2)$$

где  $\Delta_1$  – 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.

Формула (3.2.) 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. 3.2. При нахождении температурной депрессии по формуле (3.2) необходимо определять температуру кипения раствора при различных давлениях. Для этого можно использовать эмпирический закон Бабо, по которому отношение давления насыщения пара  $p_p$  над раствором к давлению насыщения пара чистой воды при той же температуре есть величина постоянная, для данной концентрации не зависящая от температуры кипения, т.е.

$$p_p / p_{\text{нас}} = \text{const}. \quad (3.3)$$

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 [36].

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:

$$\rho_p = \rho_{\text{сух}} x + \rho_v (1 - x), \quad (3.4)$$

где  $\rho_{\text{сух}}$  – плотность безводного нелетучего вещества;  $\rho_v$  – плотность растворителя (воды);  $x$  – долевое содержание массы вещества в растворе.

Все жидкие растворы обладают вязкостью, характерной для данного раствора. Вязкость всех растворов существенно зависит от температуры, уменьшаясь с ее повышением. Численные значения динамической и кинематической вязкости растворов даются в справочной и специальной литературе [82].

Удельную теплоемкость раствора  $c_p$ , кДж/(кг·К), приближенно можно определить также по правилу аддитивности:

Таблица 3.2

**Удельная теплоемкость сухих (безводных) веществ [8]**

| Вещество       | $c_{\text{сух}}$ ,<br>кДж/(кг·К) |
|----------------|----------------------------------|
| $C_3H_8O_5$    | 2,41                             |
| $C_5H_{10}O_5$ | 1,29                             |
| $CaCl_2$       | 0,687                            |
| $KCl$          | 0,676                            |
| $KNO_3$        | 0,965                            |
| $NaCl$         | 0,837                            |
| $NaNO_3$       | 1,089                            |
| $NH_6NO_3$     | 1,37                             |
| $(NH_4)_2SO_4$ | 1,42                             |
| $NH_4Cl$       | 1,50                             |

$$c_p = c_{\text{сух}}x + c_{\text{в}}(1 - x), \quad (3.5)$$

где  $c_{\text{сух}}$  – удельная теплоемкость безводного нелетучего вещества в растворе (находится по справочнику);  $c_{\text{в}}$  – удельная теплоемкость воды при 20°C.

Удельные теплоемкости некоторых веществ приведены в табл. 3.2. 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 (3.5). Отклонение от правила аддитивности тем больше, чем больше концентрация растворенного вещества (рис. 3.3). 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.3.4). Теплопроводность воды имеет положительный температурный ход:

|                            |       |       |       |       |       |       |       |
|----------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Температура, °С            | 0     | 25    | 50    | 75    | 100   | 125   | 150   |
| Теплопроводность, Вт/(м·К) | 0,551 | 0,610 | 0,645 | 0,669 | 0,680 | 0,684 | 0,682 |

Таблица 3.3

**Значение коэффициента  $\alpha_i$  для анионов и катионов**

| Анионы      | $\alpha_i$ | Катионы   | $\alpha_i$ |
|-------------|------------|-----------|------------|
| $OH \dots$  | + 0,0180   | $H^+$     | – 0,0078   |
| $F \dots$   | + 0,0018   | $Li^+$    | – 0,0030   |
| $Cl \dots$  | – 0,0047   | $Na^+$    | 0,0000     |
| $Br \dots$  | – 0,0150   | $K^+$     | – 0,0065   |
| $I \dots$   | – 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   |
| $ClO^-$     | – 0,0150   | $Zn^{2+}$ | – 0,0140   |
| $CO_3^{2-}$ | – 0,0065   | $Pb^{2+}$ | – 0,0080   |
| $SO_3^{2-}$ | – 0,0070   |           |            |
| $SO_4^{2-}$ | + 0,0010   |           |            |
| $PO_4^{3-}$ | + 0,0180   |           |            |

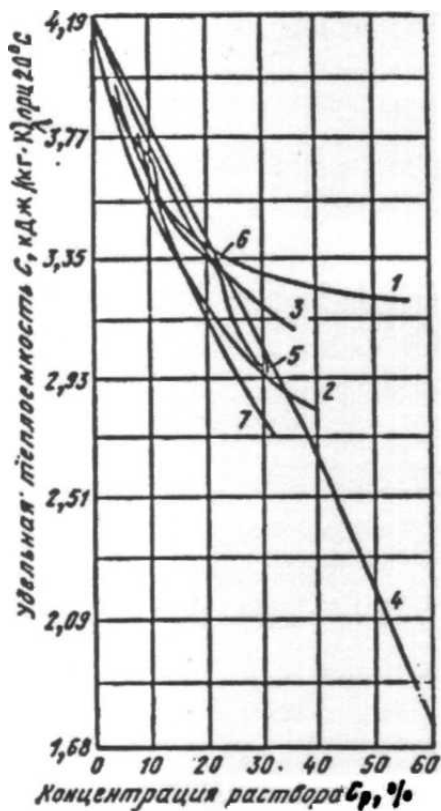


Рис.3.3 Изменение массовой удельной теплоемкости водных растворов в зависимости от концентрации раствора при 20°C:  
 1 –  $\text{NaOH}$ ; 2 –  $\text{KOH}$ ;  
 3 –  $(\text{NH}_4)_2\text{SO}_4$ ;  
 4 –  $\text{NaNO}_3$ ; 5 –  $\text{NH}_4\text{NO}_3$ ;  
 6 –  $\text{K}_2\text{CO}_3$ ; 7 –  $\text{CaCl}_2$ .

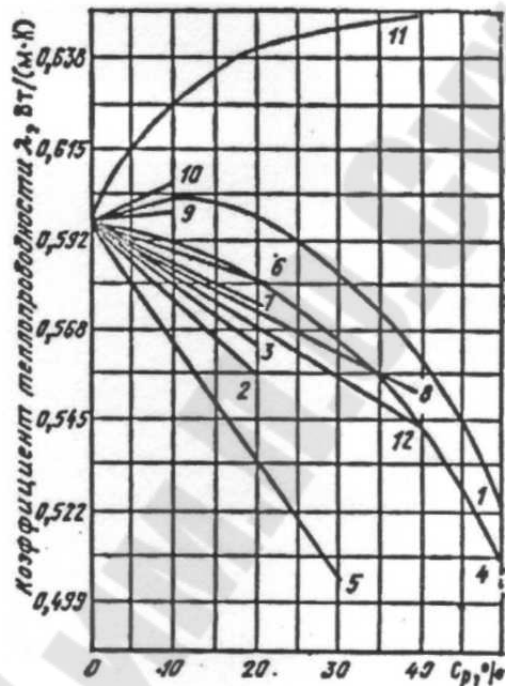


Рис.3.4 Изменение теплопроводности водных растворов солей в зависимости от концентрации раствора при 20°C:  
 1 –  $\text{KOH}$ ; 2 –  $\text{KCl}$ ; 3 –  $\text{KNO}_3$ ;  
 4 –  $\text{K}_2\text{CO}_3$ ; 5 –  $\text{MgCl}_2$ ;  
 6 –  $\text{MgSO}_4$ ; 7 –  $\text{NaCl}$ ;  
 8 –  $\text{NaNO}_3$ ; 9 –  $\text{NaSO}_4$ ;  
 10 –  $\text{Na}_2\text{CO}_3$ ; 11 –  $\text{NaOH}$ ;  
 12 –  $\text{CaCl}_2$ .

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°C часто пользуются формулой Риделя [8]:

$$\lambda_p = \lambda_v + \alpha_i x_i, \quad (3.6)$$

где  $\lambda_p$  – теплопроводность раствора;  $\lambda_v$  – теплопроводность воды;  $\alpha_i$  – коэффициент, характерный для каждого иона, значения которого приведены в табл. 3.3.;  $x_i$  – концентрация электролита, моль/л.

Для растворов *NaOH* и *KOH* формула Риделя дополняется еще одним членом –  $\varphi(c_i)$ , т.е.

$$\lambda_p = \lambda_v + \alpha_i x_i + \varphi(x_i); \quad (3.7)$$

$\varphi(c_i)$  имеет значения:

|                |   |       |      |       |       |       |       |       |       |       |       |
|----------------|---|-------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $x_i$ , моль/л | 0 | 1     | 2    | 3     | 4     | 5     | 6     | 7     | 8     | 9     | 10    |
| $\varphi(c_i)$ | 0 | 0,015 | 0,02 | 0,025 | 0,029 | 0,033 | 0,037 | 0,041 | 0,043 | 0,044 | 0,045 |

Плотности воды и водных растворов электролитов в интервале от 20 до 100°C различаются незначительно. Поэтому зависимость теплопроводности водных растворов солей и щелочей от температуры может быть принята такой же, как и для воды:

$$\left( \frac{\lambda_t}{\lambda_{20}} \right)_3 = \left( \frac{\lambda_t}{\lambda_{20}} \right)_B. \quad (3.8)$$

Для воды  $\lambda_{20} = 0,599$  Вт/(м·К) (табл. 3.4).

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 применялось редко, в основном при необходимости получения малых, но разнообразных по свойствам продуктов.

Таблица 3.4

### Основные физические константы для воды [8]

| Температура, °С | Теплоемкость, кДж/(кг·К) | Плотность, $\rho$ , кг/м <sup>3</sup> | Теплопроводность $\lambda$ , Вт/(кг·К) | Динамическая вязкость $\mu \cdot 10^6$ , Па·с | Кинематическая вязкость $\gamma \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /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                  |

Продолжение таблицы 3.4

| Температура, °С | Теплоемкость, кДж/(кг·К) | Плотность, $\rho$ , кг/м <sup>3</sup> | Теплопроводность $\lambda$ , Вт/(кг·К) | Динамическая вязкость $\mu \cdot 10^6$ , Па·с | Кинематическая вязкость $\gamma \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с | Давление $p$ , $10^{-5}$ Па | Энтальпия $h$ , кДж/кг |
|-----------------|--------------------------|---------------------------------------|--|---|---|-----------------------------|------------------------|
| 20              | 4,183                    | 998,2                                 | 0,559                                  | 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                                 | 0,659                                  | 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                       | 355,0                  |
| 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   | 0,292   | 1,98                        | 503,7                  |
| 140             | 4,287                    | 926,1                                 | 0,685                                  | 201,1   | 0,217   | 3,61                        | 589,1                  |
| 160             | 4,346                    | 907,0                                 | 0,683                                  | 173,6   | 0,191   | 6,18                        | 675,4                  |
| 180             | 4,417                    | 886,9                                 | 0,674                                  | 153,0   | 0,173   | 10,03                       | 763,3                  |
| 200             | 4,505                    | 863,0                                 | 0,663                                  | 136,4   | 0,158   | 15,55                       | 852,5                  |

На современных крупных предприятиях выпарные процессы ведут преимущественно в многоступенчатых (многокорпусных) 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 не однозначны. «Ступени» отличаются одна от другой по параметрам раствора в аппаратах (давлению, температуре, концентрации раствора) (рис. 3.5, а, б и др.) и могут состоять из одного, двух и более корпусов с одинаковыми параметрами, т.е. если одна или несколько ступеней, например, первая, выполнены из двух параллельно включенных корпусов (аппаратов), то выпарная установка может иметь четыре корпуса, а должна называться трехступенчатой. Раствор в таких установках перетекает из ступени в ступень, выпариваясь частично и последовательно в каждой ступени (корпусе) до определенной концентрации (рис.3.5, а).

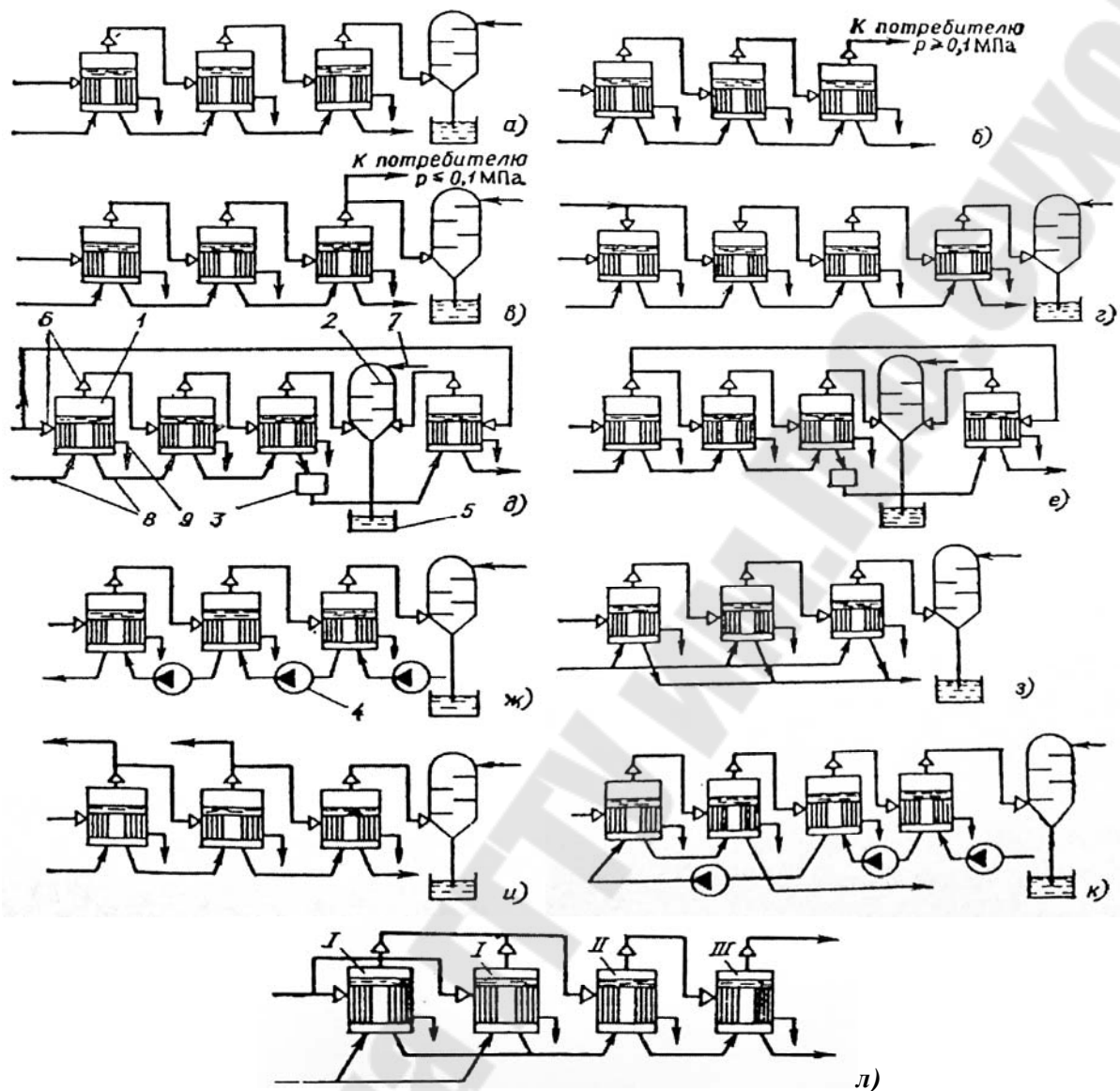


Рис. 3.5. Схемы выпарных установок [8, 93]

*а* – прямоточная с конденсатором; *б* – прямоточная с противодавлением; *в* – с ухудшенным вакуумом; *г* – с нуль-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 параллельным током пара и раствора; *к* – с параллельным током пара и 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

Для производства веществ с резко выраженными агрессивными свойствами применяются выпарные аппараты контактного типа, ра-



ботающие по принципу непосредственного соприкосновения выпариваемого раствора с продуктами сгорания топлива или горячими газами, или погружного горения. Корпуса таких аппаратов изготавливают из углеродистой стали, а для исключения коррозии их внутри футеруют кислотоупорными материалами. Внутренние элементы аппарата – вытяжные трубы, сепараторы, сливные трубы – изготавливают из коррозионно-стойких материалов.

### 3.2. Технологические схемы выпарных установок

Выпарные установки с аппаратами поверхностного типа. Принципиальные схемы промышленных выпарных установок непрерывного действия изображены на рис. 3.5. 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 [8, 41].

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. 3.5, *a* 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. 3.5, *a*); 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. 3.5, *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. 3.5, 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. 3.5, 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. 3.5, д).

5. По относительному движению греющего пара и выпариваемого раствора:

а) прямоточные выпарные установки для растворов, обладающих высокой температурой депрессии (рис. 3.5, а – е, з);

б) противоточные выпарные установки для растворов с быстро растущей вязкостью при повышении их концентрации (рис. 3.5, ж); в этих схемах между ступенями ставят насосы;

в) выпарные установки с параллельным питанием корпусов раствором при склонности его к кристаллизации (рис. 3.5, з);

г) выпарные установки с отпуском части вторичных паров (экстрапаров) посторонним потребителям (рис. 3.5, и);

д) выпарные установки со смешанным питанием корпусов для растворов с повышенной вязкостью (рис. 3.5, к)

**Выпарные установки с тепловыми насосами.** Выпаривание растворов приходится иногда производить на базе низкотемпературного теплоносителя, т.е. при малых давлениях и температурах пара. В аналогичных условиях выпаривают растворы, не выдерживающие высоких температур (термолабильные растворы). Для таких случаев

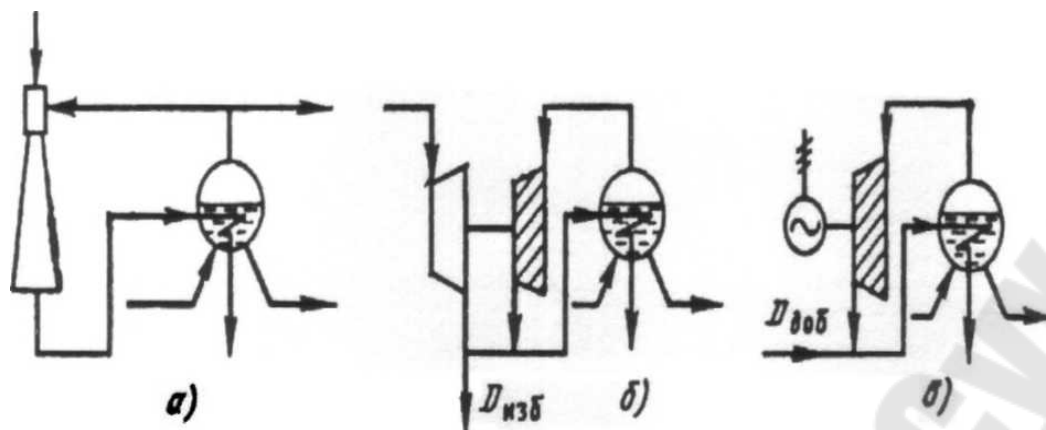


Рис. 3.6. Схемы выпарных установок с тепловым насосом:  
*а* – с паровым инжектором; *б* – с турбокомпрессором и турбоприводом;  
*в* – с турбокомпрессором и электроприводом

применяют одноступенчатое выпаривание, экономические показатели которого невысоки.

Можно повысить рентабельность такой выпарной установки путем использования вторичного пара для обогрева этой же установки с помощью теплового насоса. В качестве основного агрегата теплового насоса применяют паровые инжекторы или турбокомпрессоры с электрическим или паровым приводом (рис. 3.6). Показателем целесообразности применения теплового насоса в выпарной установке может служить отношение стоимости энергии, затрачиваемой на сжатие вторичного пара в компрессоре, к стоимости дополнительной доли свежего пара, поступающего в установку при работе ее без теплового насоса. Турбокомпрессоры из-за своей сложности малоперспективны для сжатия вторичного пара. Паровые инжекторы просты, дешевы, поэтому нашли применение в выпарных установках для упаривания растворов с малой температурной депрессией.

**Адиабатные выпарные установки.** Выпаривание воды из растворов минеральных солей часто ведут в установках адиабатного испарения. Концентрирование раствора в этих установках происходит вследствие испарения предварительно перегретой жидкости, подаваемой в камеру мгновенного испарения, давление в которой ниже давления насыщения, соответствующего температуре поступающей в камеру жидкости [86]. На рис. 3.7 показаны схемы одноступенчатой и многоступенчатой адиабатных выпарных установок с рекуперативным головным подогревателем. В адиабатных выпарных установках подогрев раствора осуществляется в конденсаторе и головном подогревателе, а выпаривание – в камере. Поэтому отложение солей на поверхностях нагрева незначительно.

Установки адиабатного испарения применяют для опреснения морской воды и других слабо минерализованных растворов. Из растворов, содержащих сульфат кальция  $CaSO_4$ , с повышением температуры в конденсаторе и головном рекуперативном 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. Греющим теплоносителем в контактном головном подогревателе могут быть горячие газы, продукты сгорания топлива в топках и печах, пар испарительно-го охлаждения печей.

**Выпарные установки с контактными нагревателями.** Концентрацию растворов можно повышать в установках, в которых жидкость не контактирует с поверхностью нагрева. В таких установках теплота от греющего теплоносителя к раствору передается непосредственным соприкосновением – без поверхности теплообмена. Схемы одноступенчатых выпарных установок с контактными аппаратами представлены на рис. 3.8 [86].

Установки, в которых испарение осуществляется непосредственно в греющих теплоносителях, а образующиеся пары уносятся с ним, получили название одноступенчатых контактных выпарных установок (рис. 3.8, 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. 3.8, б).

Основным недостатком одноступенчатых контактных выпарных установок является большой удельных расход теплоты на испарение воды – до 8000 кДж/кг. Более эффективными установками для выпаривания минерализованных 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. 3.9). Сконцентрированный в ступенях адиабатного испарителя раствор направляется на обезвоживание в топку. Сочетание контактных нагревателей и адиабатных ступеней испарения позволяет эффективно использовать теплоту и избежать

контакта раствора с поверхностями нагрева и, следовательно, отложения солей на них.

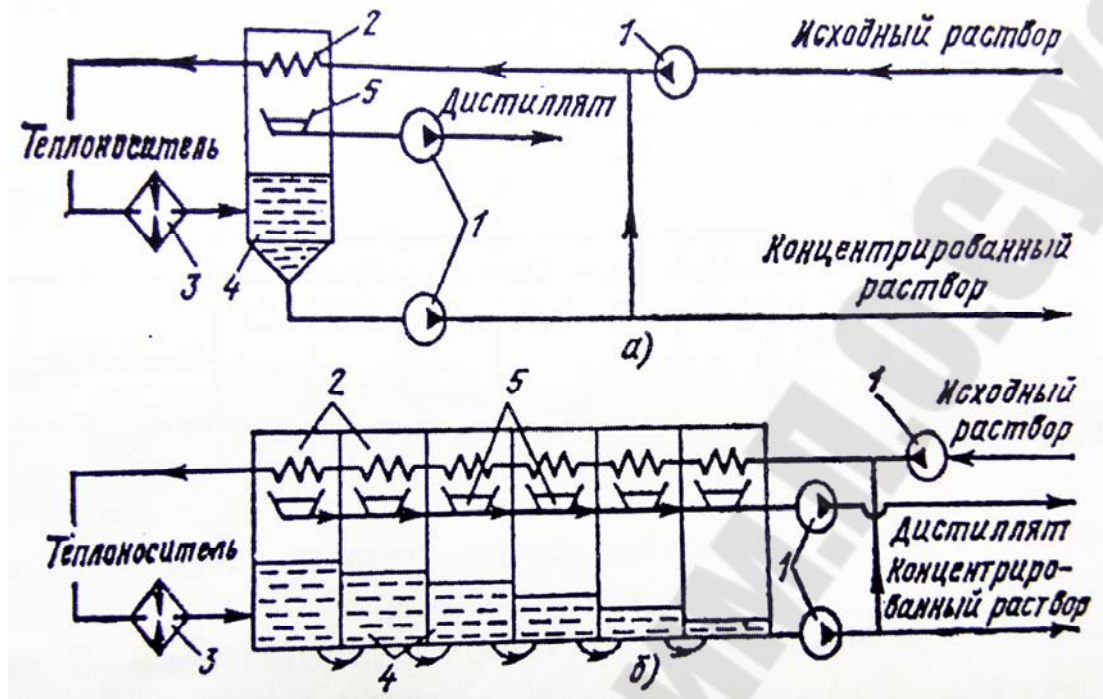


Рис. 3.7. Схемы адиабатных выпарных установок с рекуперативным (поверхностным) головным подогревателем:  
 а – одноступенчатая; б – многоступенчатая; 1 – насосы; 2 – конденсаторы;  
 3 – головной подогреватель; 4 – камеры выпаривания; 5 – поддоны

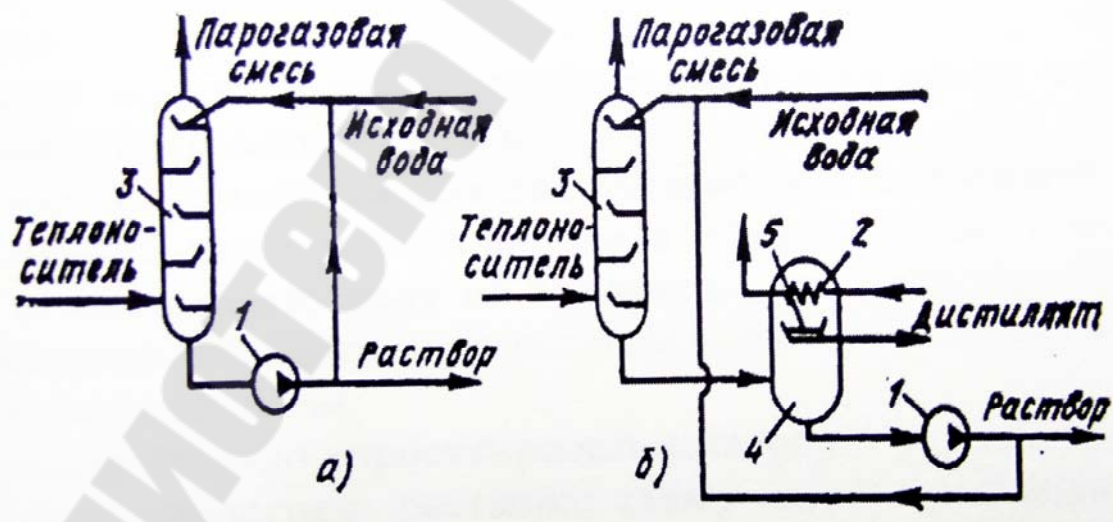


Рис. 3.8. Схемы одноступенчатых контактных выпарных установок:  
 а – испарение в камере контактного теплообменника; б – испарение  
 в адиабатном расширителе с конденсатором; 1 – насос; 2 – адиабатный  
 расширитель с конденсатором; 3 – контактный испаритель; 4 – камера  
 выпаривания; 5 – поддон

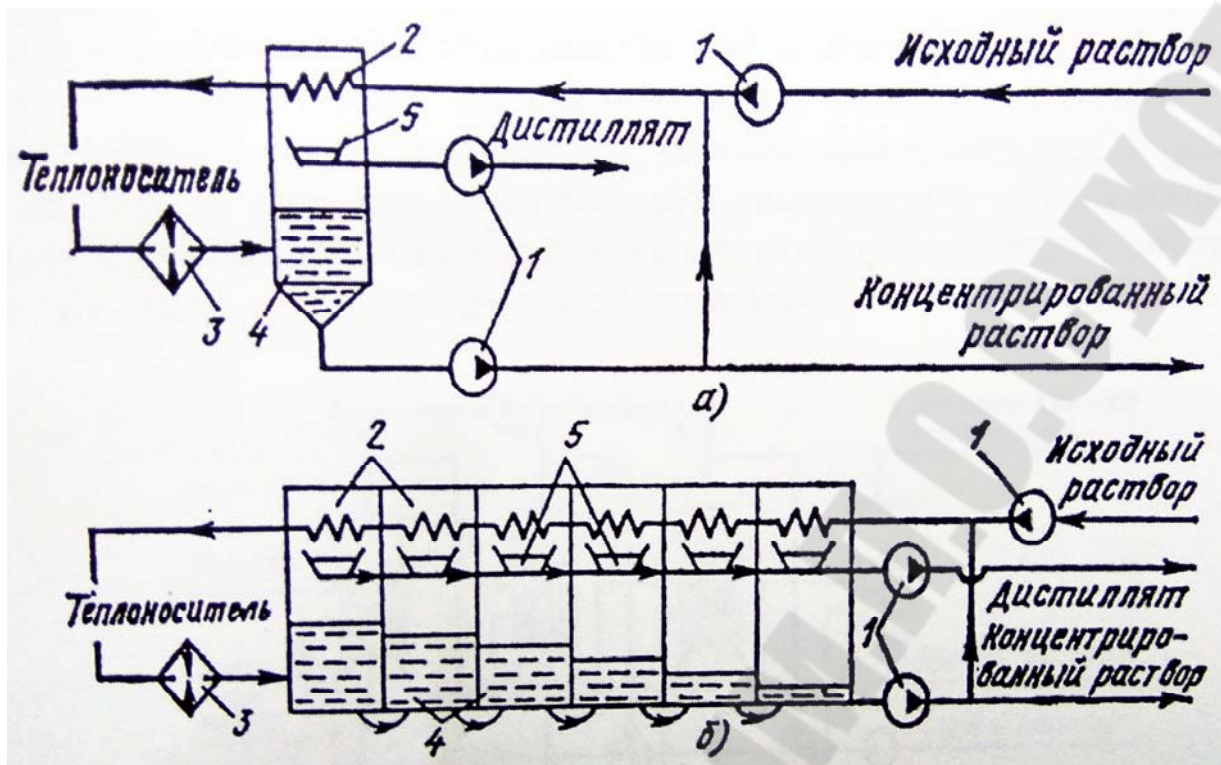


Рис. 3.9. Схемы многоступенчатой контактной выпарной установки с доупариванием в топке:

1 – насос; 2 – конденсаторы; 3 – контактный подогреватель; 4 – камера выпаривания; 5 – поддоны; 6 – топка

**Выпарные установки с аппаратами погружного горения (АПГ).** Технологическая схема выпарной установки для выпаривания агрессивных, загрязненных, с механическими примесями и выделяющих кристаллы растворов показаны на рис.3.10. Из расходного бака 1 раствор закачивается насосом 2 в мерник 3, из которого непрерывно поступает в выпарной аппарат 4 с погруженной 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, 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.

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 рассекателем 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  $15 - 16^{\circ}\text{C}$  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  $1 - 2^{\circ}\text{C}$  превышающей температуру самого раствора, что свидетельствует о минимальных теплотерях при тепло- и массообмене между продуктами сгорания и жидкостью [8, 32].

### **3.3. Выбор схемы выпарной установки**

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  $140 - 180^{\circ}\text{C}$ . 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, брызгально-

го бассейна, градирен). В районах с дефицитом воды применяют 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 (рис. 3.10) [8].

Схема подогрева раствора. Греющий пар для первой ступени выпарной установки должен иметь такую температуру, чтобы обеспечивался необходимый перепад температур между теплоносителем и раствором в первом корпусе (не менее  $10^{\circ}\text{C}$ ) и чтобы располагаемая разность температур во всей выпарной установке была достаточной для обеспечения полезного перепада температур в каждой ступени с учетом всех депрессий. 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, пар с повышением температуры, а следовательно, и давления требует применения более прочных трубопроводов и оборудования, что вызывает удорожание всей установки.

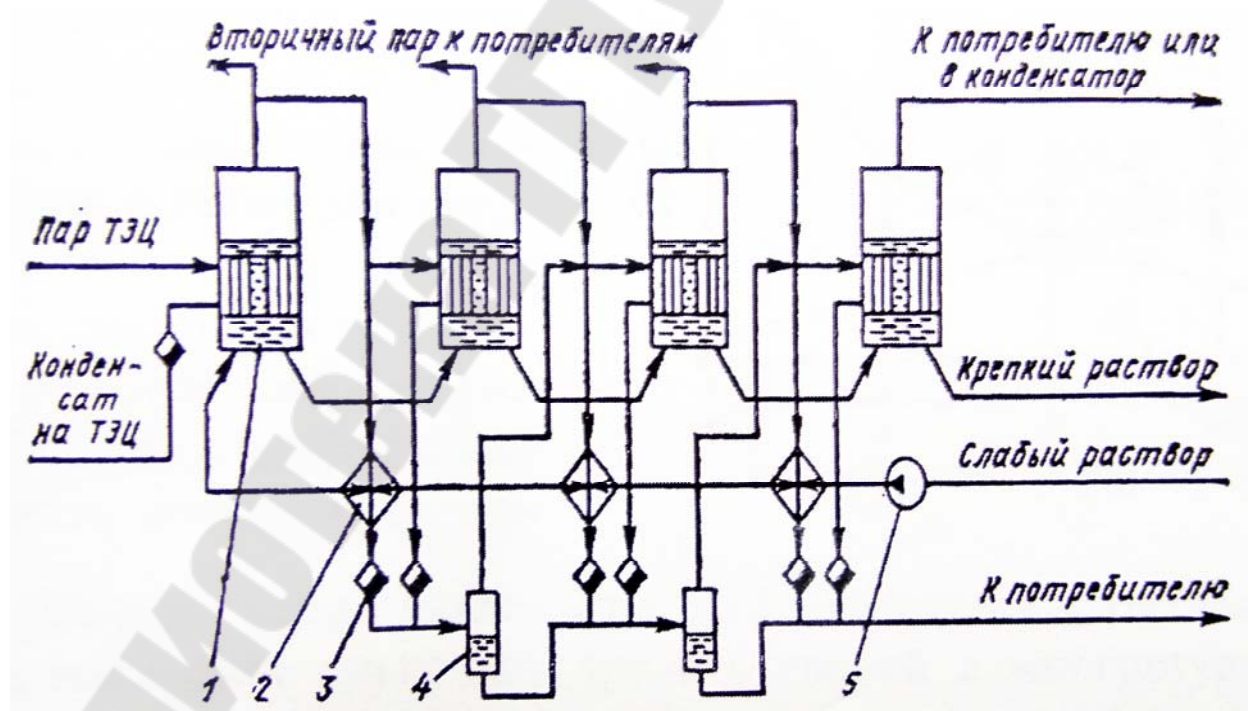


Рис. 3.10. Схема выпарной установки с использованием вторичных энергоресурсов:

1 – выпарной аппарат; 2 – подогреватель раствора; 3 – конденсатор-отводчик; 4 – адиабатный расширитель; 5 – насос



Раствор перед поступлением на выпаривание в первую ступень выпарной установки подогревают до температуры, по возможности близкой к температуре кипения. Для этой цели в прямоточных схемах в первую очередь используют пар и конденсат последней ступени, а затем последовательно подогревают раствор в каскаде теплообменников экстрапарами и конденсатом из ступеней более высокого давления. Окончательный догрев раствора осуществляют часто свежим паром в специальном подогревателе. Подогрев раствора до температуры кипения перед выпарными аппаратами уменьшает площадь поверхности нагрева выпарных аппаратов [7].

Конденсат из первой ступени выпарной установки, как правило, настолько чист, что его следует возвращать на ТЭЦ или в котельную, в то время как конденсат из других ступеней содержит уносимые из раствора соли и в качестве котловой питательной воды использован быть не может.

В противоточных выпарных установках ступенчатый регенеративный нагрев раствора не применим, так как слабый раствор поступает на выпаривание в «холодном» конце выпарной установки.

**Схема подачи раствора в аппараты.** Из-за простоты и экономичности наибольшее распространение получила прямоточная схема подачи раствора в аппараты многоступенчатой выпарной установки. Для выпаривания растворов с сильно возрастающей вязкостью целесообразно применять схему с противоточной подачей раствора, когда наиболее вязкий раствор выпаривается при более высокой температуре; при этом следует иметь в виду, что после каждого аппарата необходимо ставить насос для перекачивания раствора (рис. 3.5, ж) [8]. Схема с параллельным и смешанным питанием применяют для сильно кристаллизующихся растворов; они получили меньшее распространение.

**Оптимальное число ступеней установки.** Многоступенчатое выпаривание дает возможность получить значительную экономию теплоты. С учетом потерь теплоты расход греющего пара  $D$ , кг/с, в выпарной установке с  $n$  ступенями можно выразить формулой

$$D = \frac{W}{\eta_n n}, \quad (3.9)$$

где  $W$  – общее количество выпаренной воды во всех ступенях установки, кг/с;  $\eta_n$  – коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду через изоляцию и другие наружные элементы уста-

новки, недоиспользование теплоты конденсата, а также увеличение скрытой теплоты испарения с понижением давления пара; для трех-четырёхступенчатых установок  $\eta \approx 0,85$ .

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 в сравнении с четырехступенчатой расход пара снижается только на одну десятую часть. Кроме того, с увеличением числа ступеней удлиняется и усложняется общая схема, повышается стоимость установки, затрудняются условия эксплуатации. Теоретическим пределом количества ступеней в выпарной установке является такое число их, при котором полезная разность температур на один корпус не понижается ниже минимального положительного значения. Для маловязких растворов в первой ступени это значение не должно быть менее  $10^{\circ}\text{C}$ , а в последних ступенях, где вязкость раствора высока или сильно выпадают кристаллы, полезная разность температур должна быть  $28 - 30^{\circ}\text{C}$  и более [8].

Упрощенно представив экономические затраты на процесс выпаривания в виде трех составляющих: стоимости теплоты; затрат на обслуживание; амортизационных отчислений, можно суммарные затраты на выпаривание в установках с различным числом ступеней представить в виде графика (рис. 3.11). Здесь принято: расход пара с ростом числа ступеней снижается; затраты на обслуживание не изменяются; амортизационные расходы возрастают пропорционально числу ступеней. Суммарные затраты имеют минимум, который для реальных современных выпарных установок соответствует 3 – 4 ступеням выпаривания.

**Рациональная схема использования вторичных энергетических ресурсов.** В каждом аппарате выпарной установки вырабатывается большое количество вторичного пара и образуется горячий конденсат греющего пара. Вторичный пар целе-

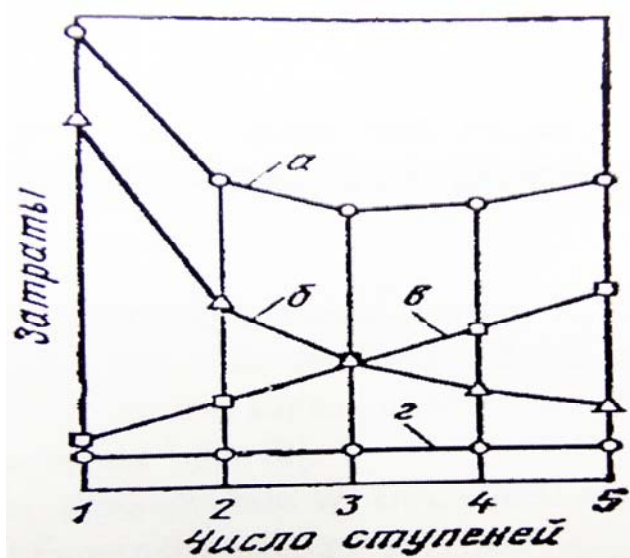


Рис. 3.11. Определение оптимального числа ступеней в многоступенчатой выпарной установке

сообразно максимально использовать для выпаривания раствора в следующей ступени установки, а также для предварительного подогрева слабого раствора или сторонним потребителям. Пар из последней ступени выпарной установки наиболее выгодно отдавать стороннему потребителю. Для этих целей давление пара за последней ступенью иногда поддерживают выше атмосферного. Если постоянных потребителей низкопотенциальной теплоты нет, то выпарная установка проектируется с конденсатором для пара последней ступени, в котором с помощью охлаждающей среды (воды или воздуха) поддерживается давление 0,01 – 0,02 МПа. Теплота конденсации, образующихся в выпарных аппаратах, за исключением последней ступени, используется в специальных теплообменниках для предварительного подогрева слабого раствора.

### 3.4. 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.

**Выпарные аппараты.** Выпарные аппараты с поверхностью нагрева представляю 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. На рис. 3.12 – 3.15 представлены основные типы выпарных аппаратов [73].

Греющая камера выпарного аппарата с трубчатой поверхностью нагрева представляет собой пучок с двумя трубными решетками, вставленный в кожух-обечайку. В аппаратах жесткой конструкции греющая камера встраивается между фланцами днища и парового

пространства, в аппаратах с подвесной 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 получил применение выпарной аппарат типа *ВВ* с внутренней греющей камерой и с центральной циркуляционной трубой (рис. 3.12, *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 компактны и имеют небольшую металлоемкость. Номинальная площадь поверхности нагрева – до 400 м<sup>2</sup>. Выпарные аппараты с подвесной 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 40000 мм изображен на рис. 3.12, *б*.

Устанавливаемый над верхней трубной решеткой конической раструб-стабилизатор (рис. 3.12, *в*) предназначен для увеличения 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. 3.12, *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. 3.12, *г*) оказался конструктивно удачным для выпаривания таких растворов. В опускной трубе раствор охлаждается, увеличивается его плотность, что способствует увеличению дина-

мического напора для циркуляции раствора. В аппарате установлены удлиненные до 5-7 м трубы. Возникающая в связи с этим повышенная скорость циркуляции раствора затрудняет отложение кристаллов на стенках труб [8, 73].

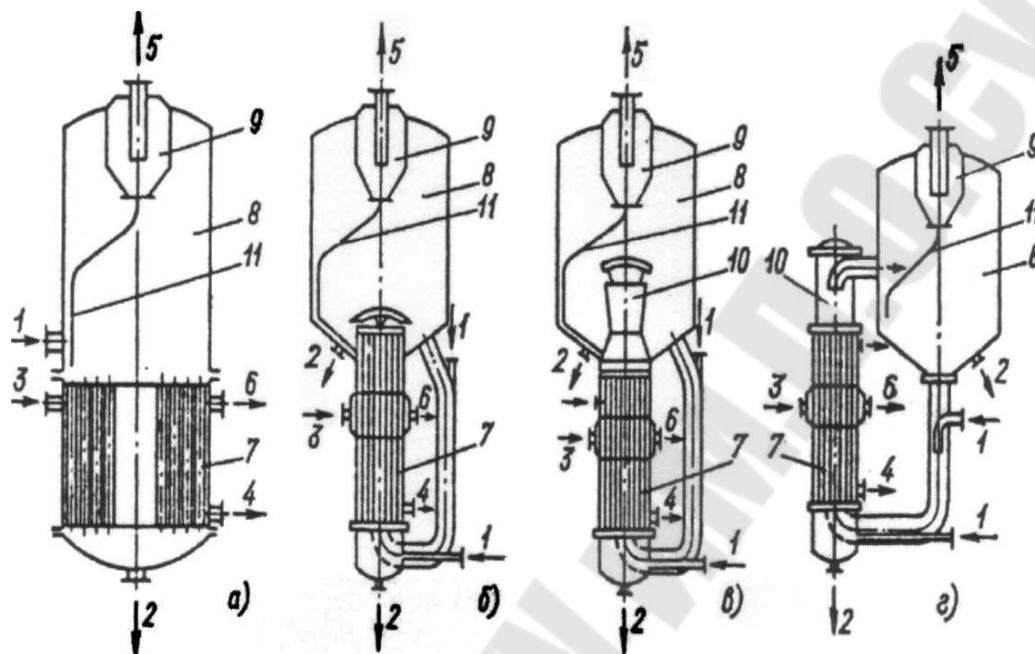


Рис. 3.12. Выпарные аппараты с естественной циркуляцией: *а* – с центральной циркуляционной трубой; *б* – с совмещенной зоной нагрева и кипения; *в* – с вынесенной зоной кипения; *г* – с вынесенной греющей камерой; 1 – вход слабого раствора; 2 – выход концентрированного раствора; 3 – вход греющего пара; 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

Имеются конструкции аналогичных аппаратов с вынесенными горизонтальными и наклонными присоединенными к одному аппарату тремя-четырьмя греющими камерами, позволяющими быстро частично демонтировать отдельные камеры для чистки труб. Устранить инкрустацию поверхности нагрева при выпаривании кристаллизующихся растворов можно повышением до 2-3 м/с скорости 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 аппа-

рата (рис. 3.14). Аппараты с принудительной циркуляцией применяют также для упаривания растворов с повышенной вязкостью [73].

Часто в технологии встречаются растворы, кипение которых сопровождается пенообразованием. При вспенивании увеличивается унос капель и кристаллов из раствора с вторичным паром, быстрее засоряются греющие поверхности в последующих аппаратах, где этот пар конденсируется. Для упаривания растворов применяют пленочные (с опускающейся или поднимающейся пленкой) аппараты. На рис. 3.14 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 движутся 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, минуя отбойный зонт, поступает в выводящий паропровод, а концентрированный раствор сливается в «карманы» и через сливные патрубки выводится в следующую ступень выпаривания и на склад. В таком аппарате благодаря высокой скорости движения раствора достигается повышение интенсивности теплообмена в трубах. Раствор только 1 раз проходит по поверхности греющих труб, т. е. рециркуляция в аппарате отсутствует. Выходная концентрация раствора может регулироваться отношением длин затопленной раствором части трубы и ее верхней части, где происходит интенсивное испарение растворителя пленки. Чем больше длина этой части, тем выше концентрация раствора, сливающегося из труб в приемный карман. 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 [7, 8].

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 инкрустация нижних концов труб.

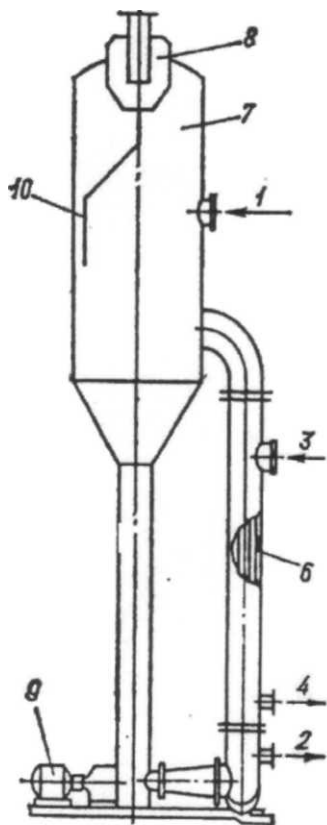


Рис. 3.13. Выпарной аппарат с принудительной циркуляцией:

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

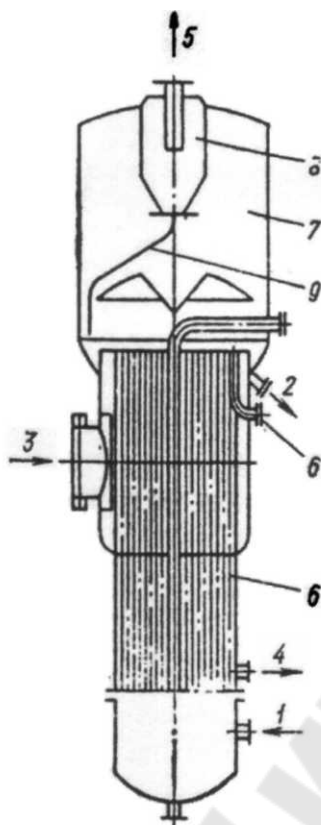


Рис. 3.14. Выпарной аппарат с поднимающейся пленкой:

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

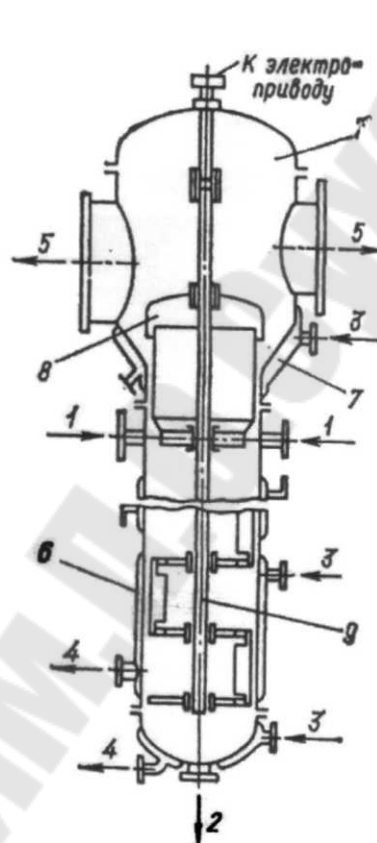


Рис. 3.15. Выпарной аппарат роторного типа со скребками:

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

Очень вязкие, пастообразные и термолабильные растворы выпаривают в роторных аппаратах со скребками. Один из таких аппаратов показан на рис. 3.15 [73]. Раствор, подаваемый в роторный аппарат посредством дозирочного насоса, распределяется вращающимися посаженными 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 шлюзовый затвор.

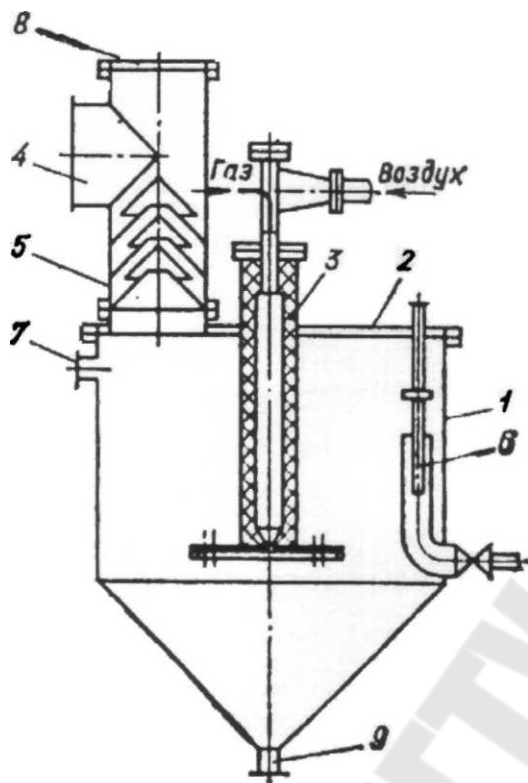


Рис. 3.16. Принципиальная схема выпарного аппарата с погружной горелкой:

- 1 – корпус;
- 2 – крышка;
- 3 – горелка;
- 4 – выход парогазовой смеси;
- 5 – брызгоотделитель;
- 6 – регулятор уровня;
- 7 – ввод раствора;
- 8 – взрывная мембрана;
- 9 – выпускной патрубок

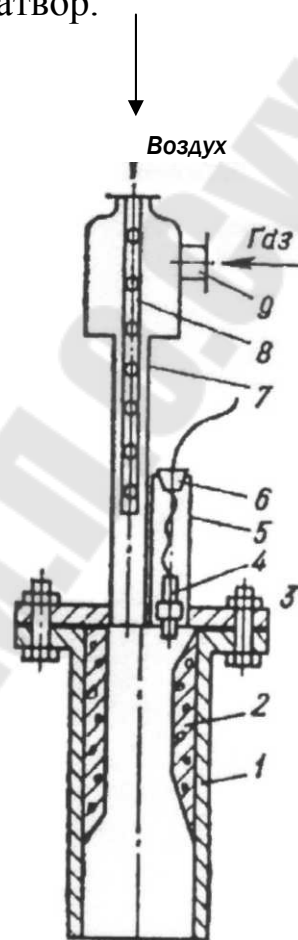


Рис. 3.17. Погружная горелка туннельного типа:

- 1 – корпус камеры сгорания;
- 2 – огнеупорная футеровка;
- 3 – крышка;
- 4 – электроискровая свеча для зажигания горючей смеси;
- 5 – трубка свечи;
- 6 – пробка;
- 7 – камера смешения;
- 8 – перфорированная трубка для воздуха;
- 9 – ввод газа

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 [8].

Выпарной аппарат с погружными горелками для выпаривания агрессивных и загрязненных растворов представляет собой сварной стальной цилиндр с плоской верхней крышкой и коническим дном (рис. 3.16). Металлические стенки аппарата футерованы изнутри кислотоупорным кирпичом. В аппарате установлены от одной до трех погружных горелок. Одна из конструкций погружной горелки схематически представлены на рис. 3.17. Корпус камеры сгорания и крышка горелки выполнены из кислото-упорного чугуна и соединены болтами. В корпус горелки вставлена огнеупорная футеровка. Погружная горелка является ответственным узлом выпарного аппарата и должна отвечать всем требованиям для обеспечения полноты сгорания топлива и предотвращения взрыва смеси.

Для доупаривания высококонцентрированных, сильно кристаллизирующихся, загрязненных механическими примесями, а также агрессивных растворов и промышленных стоков в системах выпарных станций иногда применяют выпарные аппараты без поверхности нагрева – с адиабатным испарением (иногда их называют экспанзерами). Раствор с температурой, превышающей температуру в выпарном аппарате, впрыскивается в него через форсунки. За счет избыточной теплоты перегрева вода из раствора испаряется без дополнительного подвода теплоты. Адиабатные выпарные аппараты от обычных выпарных аппаратов отличаются только отсутствием нагревательных устройств.

**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, загрязняет 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  $R'$ , ( $\text{м}^3/\text{м}^3\cdot\text{ч}$ ), т. е. количеством образующегося пара на  $1 \text{ м}^3$  парового пространства. Наибольшее его значение, при котором пар может быть достаточно сухим, называется предельным напряжением парового пространства. Оно сильно снижается с повышением давле-

ния 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. 3.18. Учитывая легкую вспениваемость некоторых растворов, предельное напряжение парового пространства в выпарных аппаратах  $R'_v$  принимают приблизительно равным  $0,3 - 0,4 R_v$  для воды. При давлении  $0,1$  МПа  $R'_v = 1600 \div 1700 \text{ м}^3/(\text{м}^3 \cdot \text{ч})$ . Для аппаратов с давлением в пределах от  $0,01$  до  $1,6$  МПа для выбора предельного напряжения парового пространства  $R_v^*$  можно воспользоваться формулой

$$R_v^* = \varphi R'_v \quad (3.10)$$

и графиком рис. 3.20

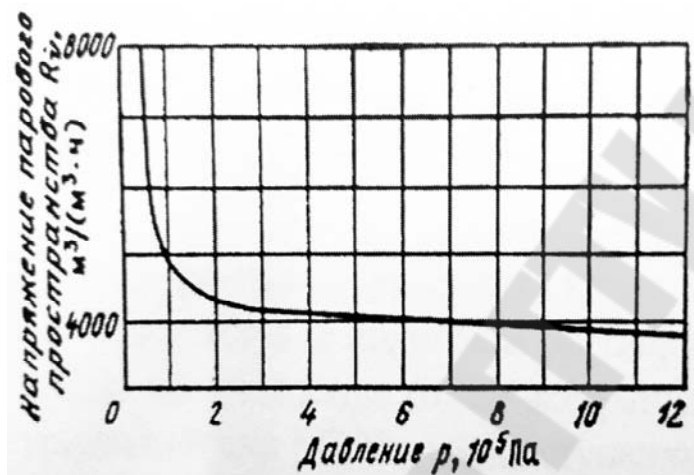


Рис.3.18. Изменение предельного напряжения парового пространства при кипении воды  $R'_v$  от давления  $p$

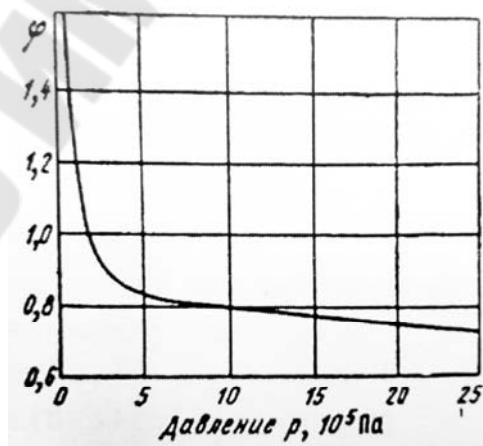


Рис.3.19. Зависимость поправочного коэффициента  $\varphi$  от давления

Скорость вторичного пара в паровом пространстве должна быть в пределах  $2-4$  м/с при атмосферном давлении и может быть  $6-8$  м/с при давлении  $0,01$  МПа. С учетом траектории полета капель высоту парового пространства  $H_v$  принимают равной не менее  $1,5$  м [8].

Для выпарного аппарата производительностью  $W$ , кг/ч, объем парового пространства (сепаратора) может быть определен по формуле

$$V = W / (R_v^* \rho_{\text{п}}), \quad (3.11)$$

где  $\rho_{\text{п}}$  – плотность пара.

Высота парового пространства (сепаратора)

$$H_v = \frac{4V}{\pi D_a^2} \geq 1,5, \quad (3.12)$$

где диаметр корпуса сепаратора

$$D_a = \sqrt{4V / (\pi H_v)}. \quad (3.13)$$

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.

**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, а греющий пар или конденсат – в межтрубное пространство.

### 3.5. Тепловой расчет многоступенчатой выпарной установки [МВУ]

Задачей теплового расчета выпарной установки является определение площади поверхности нагрева отдельных ступеней при заданных условиях теплового режима (температуре греющего пара, охлаждающей 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, параметры греющего пара или другого источника теплоты, параметры отбираемого из каждой ступени экстрапара для внешних по отношению к выпарной установке потребителей, 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 [7, 8].

Число неизвестных в системе уравнений для расчета выпарной установки обычно превышает число независимых уравнений, поэтому расчет производят методом последовательных приближений.

**Располагаемая 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  $t_k$  называется общей располагаемой разностью температур  $\Delta t_{\text{общ}}$  и равна  $\Delta t_{\text{общ}} = t_1 - t_k$ .

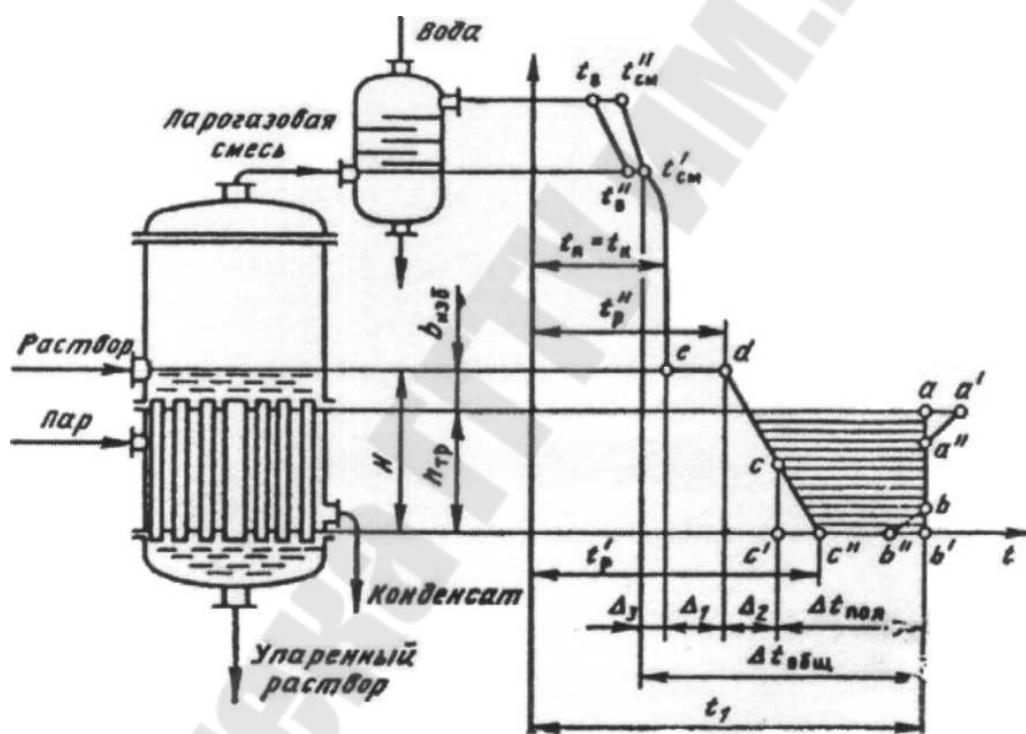


Рис. 3.20. Изменение температуры греющего пара, раствора, вторичного пара, охлаждающей воды и парогазовой смеси в одноступенчатой выпарной установке

Полезная разность температур меньше общей располагаемой разности температур на величину температурных потерь. На рис. 3.20 показано изменение температур в одноступенчатой выпарной уста-

новке: греющего пара  $t_1$ , раствора  $t'_p$  и  $t''_p$ , вторичного пара  $t_{II}$  и конденсата  $t_k = t_{II}$ , охлаждающей воды  $t_b$ , парогазовой смеси  $t_{см}$  в конденсаторе. По оси абсцисс отложены температуры, а по оси ординат – высоты отдельных частей и элементов выпарной установки.

Греющий пар подается в установку с температурой  $t_1$  (точка  $a$ ). Если поступает пар перегретый, то его температура соответствует точке  $a'$ , а линия  $a' a''$  соответствует охлаждению перегретого пара. По вертикальной линии  $ab$  ( $t_1 = const$ ) идет процесс конденсации греющего пара. Если конденсат в выпарном аппарате охлаждается, что желательно для большего удобства его транспорта без самовскипания, то температура его на выходе будет соответствовать точке  $b'$ ; линия  $b' b''$  соответствует охлаждению конденсата. В тепловых расчетах выпарных аппаратов ни перегрев пара, ни переохлаждение конденсата, как правило, не учитываются и процесс передачи теплоты от пара к поверхности нагрева изображается прямой  $ab$  (постоянная температура конденсации).

Раствор в греющих трубах кипит при разных температурах: при наибольшей  $t'_p$  в нижней части и при  $t''_p$  в верхней части труб. Изменение температуры кипения раствора происходит за счет неодинакового гидростатического давления раствора по высоте греющих труб. На поверхности кипящего раствора давление равно давлению пара над раствором, а давление в нижней части труб превышает давление пара на величину  $\Delta p_2$ , равную

$$\Delta p_2 = H \rho,$$

где  $H$  – высота столба раствора от нижней трубной решетки до поверхности испарения;  $\rho$  – плотность раствора.

В расчетах принимают среднюю величину гидростатического давления, Па, определяемую как

$$\Delta p = \left( h_{изб} - \frac{h_{тр}}{2} \right) \rho g. \quad (3.14)$$

где  $h_{изб}$  – высота слоя жидкости над греющими трубами, м;  $h_{тр}$  – высота греющих труб;  $\rho$  – средняя плотность раствора, кг/м<sup>3</sup>;  $g$  – ускорение силы тяжести, м/с<sup>2</sup>, а температуру раствора принимают как среднюю величину  $t_p$ , соответствующую точке  $c$ .

Разность температур раствора на нижнем и верхнем уровнях греющих труб является потерей общей разности температур в выпарной установке вследствие изменения гидростатического давления по высоте и называется гидростатической депрессией  $\Delta_2$ .

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  $\Delta_1$ , равную температурной депрессии раствора, то получим температуру вторичного пара, соответствующую точке  $e$  (температуру кипения чистого растворителя – воды – при давлении в надрастворном пространстве). Образующийся над раствором вторичный пар из выпарного аппарата следует через каплеулавливающее устройство, запорную и регулируемую арматуру и паропроводы; при этом неизбежны потери как теплоты через стенки, так и давления пара на преодоление гидравлического сопротивления. Температура вторичного пара на выходе в конденсатор за счет названных потерь будет ниже его температуры при образовании над зеркалом испарения (точка  $t'_{cm}$ ). Эта разность температур составляет  $1-1,5^\circ\text{C}$  и называется гидравлической депрессией  $\Delta_3$ .

Полная температурная депрессия  $\Delta$  на один выпарной аппарат будет равна

$$\Delta = \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3.$$

Полезная разность температур в одноступенчатой выпарной установке

$$\Delta t_{\text{пол}} = \Delta t_{\text{общ}} - (\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3). \quad (3.15)$$

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

$$\Delta t_{\text{пол}} = \Delta t_{\text{общ}} - \left( \sum_1^n \Delta_1 + \sum_1^n \Delta_2 + \sum_1^n \Delta_3 \right), \quad (3.16)$$

или

$$\Delta t_{\text{пол}} = (t_1 - t_k) - \sum_1^n \Delta, \quad (3.17)$$

где  $t_k$  – температура конденсации вторичного пара в конденсаторе, °С.

В установках, работающих с выбросом вторичного пара из последней ступени в атмосферу, полезная разность температур будет равна

$$\Delta t_{\text{пол}} = (t_1 - 100) - \sum_1^n \Delta.$$

### Распределение полезной разности температур по ступеням.

Как было показано выше, суммарная разность температур  $\Delta t_{\text{пол}}$  соответствует общему температурному перепаду во всей выпарной установке  $\Delta t_{\text{общ}}$  за вычетом всех депрессий. Одним из важных вопросов в расчете МВУ является распределение суммарной полезной разности температур  $\Delta t_{\text{пол}}$  между отдельными ступенями. При заданной тепловой мощности выпарного аппарата  $Q_i$  и определенном коэффициенте теплопередачи в нем  $k_i$  разность температур  $\Delta t_i$ , 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 наивыгоднейшего распределения суммарной разности температур между ступенями МВУ, обеспечивающего минимальную суммарную площадь поверхности нагрева всех аппаратов суммарную площадь поверхности нагрева всех аппаратов, предложено в [8, 32, 71]. Распределение полезной разности температур по ступеням МВУ можно произвести по одному из трех вариантов.

1. Площадь поверхности 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

$$\frac{Q_1}{k_1 \Delta t_1} = \frac{Q_2}{k_2 \Delta t_2} = \frac{Q_3}{k_3 \Delta t_3} = \dots = \frac{Q_n}{k_n \Delta t_n}. \quad (3.18)$$

Из соотношения (3.18) можно записать

$$\Delta t_2 = \Delta t_1 \frac{Q_2 k_1}{Q_1 k_2}; \quad \Delta t_3 = \Delta t_1 \frac{Q_3 k_1}{Q_1 k_3}; \quad \text{или} \quad \Delta t_n = \Delta t_1 \frac{Q_n k_1}{Q_1 k_n}.$$

Просуммировав левые и правые части этих равенств, получим

$$\Delta t_{\text{пол}} = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n \left( 1 + \frac{Q_2 k_1}{Q_1 k_2} + \dots + \frac{Q_n k_1}{Q_1 k_n} \right),$$

откуда

$$\Delta t_i = \Delta t_{\text{пол}} \frac{\frac{Q_1}{k_1}}{\frac{Q_1}{k_1} + \frac{Q_2}{k_2} + \dots + \frac{Q_n}{k_n}} = \Delta t_{\text{пол}} \frac{\frac{Q_1}{k_1}}{\sum_{i=1}^n \frac{Q_i}{k_i}}, \quad (3.19)$$

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

$$\Delta t_n = \Delta t_{\text{пол}} \frac{1}{k_n \sum_{i=1}^n \left( \frac{Q_i}{k_i} \right)};$$

или

$$\Delta t_n = \Delta t_1 \frac{k_1}{k_n}. \quad (3.20)$$

2. Суммарная площадь поверхности нагрева всех ступеней МВУ должна быть минимальной:

$$F_{\text{общ}} = F_1 + F_2 + \dots + F_n = F_{\text{мин}}. \quad (3.21)$$

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  $\Delta t_2$  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

$$F_{\text{общ}} = \frac{Q_1}{k_1 \Delta t_1} + \frac{Q_2}{k_2 (\Delta t_{\text{пол}} - \Delta t_1)}. \quad (3.22)$$

Возьмем первую производную от  $F_{\text{общ}}$  по  $\Delta t_1$  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 (3.22) 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  $\Delta t_1$ . 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

$$\Delta t_1 = \Delta t_{\text{пол}} \frac{\sqrt{Q_1 / k_1}}{\sum_1^n \sqrt{Q_i / k_i}}; \quad \Delta t_n = \Delta t_{\text{пол}} \frac{\sqrt{Q_n / k_n}}{\sum_1^n \sqrt{Q_i / k_i}}.$$

Заметив значение  $\Delta t_{\text{пол}} = \Delta t_1 \frac{\sum_{i=1}^n \sqrt{Q_i / k_i}}{\sqrt{Q_1 / k_1}}$ , получим

$$\Delta t_n = \Delta t_1 \sqrt{\frac{Q_n k_1}{Q_1 k_n}}, \quad (3.23)$$

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  $Q_1 = Q_2 = \dots = Q_n$

$$\Delta t_n = \Delta t_1 \sqrt{k_1 / k_n}. \quad (3.24)$$

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 (3.18) и (3.23), можно сделать вывод, что они возможны только в случае, если подкоренное выражение равно единице, т.е. когда

$$\Delta t_n = \Delta t_1. \quad (3.25)$$

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.

**Определение количества выпаренной воды и концентрации раствора.** Количество выпаренной воды определяется из уравнения материального баланса выпаривания, которое без учета потерь раствора имеет вид

$$W = G_n - G_k,$$

где  $W$  – количество выпаренной из раствора воды;  $G_n$  и  $G_k$  – начальное и конечное количества раствора.

Если обозначить через  $G_{\text{сух}}$  количество сухого вещества в растворе, кг/с  $x_n$  и  $x_k$  – начальную и конечную массовые концентрации раствора в процентах общей массы, то можно записать следующее равенство:

$$G_{\text{сух}} = \frac{x_{\text{н}}}{100} G_{\text{н}} = \frac{x_{\text{к}}}{100} G_{\text{к}},$$

тогда

$$G_{\text{к}} = \frac{x_{\text{н}}}{x_{\text{к}}} G_{\text{н}},$$

а уравнение материального баланса принимает вид  $G_{\text{н}} = \left(1 - \frac{x_{\text{н}}}{x_{\text{к}}}\right)$ .

Обозначив через  $w$  количество воды, выпаренной из 1 кг раствора начальной концентрации, последнее уравнение можно записать как

$$\frac{W}{G_{\text{н}}} = w = 1 - \frac{x_{\text{н}}}{x_{\text{к}}}.$$

Количество выпаренной в первой ступени воды (индексы  $n$  – начальное состояние; 1 – после первой ступени и т.д.)

$$W_1 = G_{\text{н}} - \frac{x_{\text{н}}}{x_1} G_{\text{н}},$$

$$\text{откуда } x_1 = \frac{x_{\text{н}} G_{\text{н}}}{G_{\text{н}} - W_1} = \frac{x_{\text{н}}}{1 - w_1}. \quad (3.26)$$

$$\text{Концентрация во второй ступени } x_2 = \frac{x_{\text{н}} G_{\text{н}}}{G_{\text{н}} - W_1 - W_2} = \frac{x_{\text{н}}}{1 - w_1 - w_2}.$$

Концентрация в любой ступени

$$x_{\text{н}} = \frac{x_{\text{н}} G_{\text{н}}}{G_{\text{н}} - \sum_1^n W_i} = \frac{x_{\text{н}}}{1 - \sum_1^n W_i}, \quad (3.27)$$

где  $\sum_1^n W_i$  – полное количество воды, выпаренной во всех  $n$  ступенях, кг/с.

**Расход пара на многоступенчатую выпарную установку.**  
Производительность  $G_{\text{к}}$  МВУ определяется по формуле

$$G_{\text{к}} = \frac{x_{\text{н}}}{x_{\text{к}} - x_{\text{н}}} \sum_1^n W_i,$$

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 [41, 101] (схема тепловых потоков  $i$ -й ступени представлена на рис. 3.21):

$$D_i^I h_i^I + \left( G_H - \sum_1^{i-1} W \right) c_{p(i-1)} t_{i-1} = D_i^I h_i^I + W_i h_i^{II} + \left( G_H - \sum_1^n W - W_i \right) c_{pi} t_i + Q_{пот} \quad (3.28)$$

Решая уравнение (3.28) относительно количества выпаренной воды в  $i$ -й ступени, получаем

$$D_i^I (h_i^I - h_{ki}) + \left( G_H - \sum_1^{i-1} W \right) (c_{p(i-1)} t_{i-1} - c_{pi} t_i) - Q_{пот} = W_i (h_i^{II} - c_{pi} t_i).$$

Разделив все члены уравнения на  $(h_i^{II} - c_{pi} t_i)$ , получим

$$W_i = D_i^I \left( \frac{h_i^I - h_{ki}}{h_i^{II} - c_{pi} t_i} \right) + \left( G_H - \sum_1^{i-1} W \right) \left( \frac{c_{p(i-1)} t_{i-1} - c_{pi} t_i}{h_i^{II} - c_{pi} t_i} \right) - \frac{Q_{пот}}{h_i^{II} - c_{pi} t_i} \quad (3.29)$$

Введем обозначения:

$\frac{h_i^I - h_{ki}}{h_i^{II} - c_{pi} t_i} = \alpha_i$  – коэффициент испарения, характеризующий количество вторичного пара, образующегося за счет теплоты 1 кг первичного пара, по значению  $\alpha_i \leq 1$ ;

$\frac{c_{p(i-1)} t_{i-1} - c_{pi} t_i}{h_i^{II} - c_{pi} t_i} = \beta_i$  – коэффициент самоиспарения, характеризующий количество пара, полученного за счет самоиспарения раствора, поступающего из предыдущей ступени. В зависимости от технологической схемы выпарной установки коэффициент  $\beta_i$  может иметь значения: для прямоточной схемы  $\beta_i > 0$ ; для противоточной схемы  $\beta_i < 0$ .

С учетом введенных обозначений уравнение (4.29) примет вид

$$W_i = \left[ D_i^I \alpha_i + \left( G_0 - \sum_1^{i-1} W \right) \beta_i \right] \eta_i, \quad (3.30)$$

где  $\eta_i \approx 0,98$  - доля теплоты, использованной в выпарном аппарате. Уравнение (3.30) позволяет определить количество выпарной воды по ступеням.

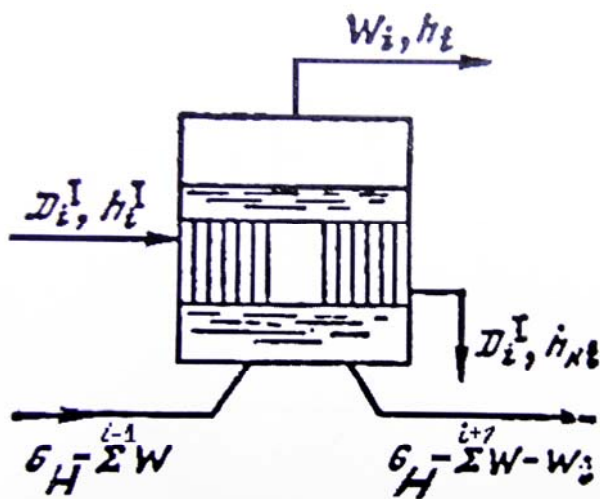


Рис. 3.21. Схема тепловых потоков  $i$ -й ступени многоступенчатой выпарной установки

Часто при проектировании МВУ используют упрощенный метод, полагая, что  $\alpha_i = 1$ ,  $\beta_i = 0$  и  $\eta_i = 1$ . Тогда уравнение (3.30) 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:

$$W_n = D_i^I / n. \quad (3.31)$$

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.3.5., *u*) система уравнений для МВУ с тремя ступенями ( $n = 3$ ) будет иметь вид

$$W_1 = D_1; \quad W_2 = D_1 - E_1; \quad W_3 = D_1 - E_1 - E_2.$$

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

$$W_1 = D_1 = \frac{W}{n} + \frac{n-1}{n}E_1 + \frac{n-2}{n}E_2 + \dots + \frac{E_{n-1}}{n}, \quad (3.32)$$

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 [101].

Общий метод теплового расчета МВУ позволяет более точно определить расход греющего пара, он предусматривает учет всех коэффициентов, входящих в уравнение (3.30). Принимая коэффициенты испарения  $\alpha_i = const = 1$ , можно представить систему уравнений в виде

$$\left. \begin{aligned} W_1 &= (D_1 + G_H \beta_1) \eta_1 = D_1 a_1 + b_1; \\ W_2 &= [D_2 + (G_H - W_1) \beta_2] \eta_2 = D_1 a_2 + b_2; \\ &\dots\dots\dots \\ W_n &= \left[ D_n + \left( G_H - \sum_1^{n-1} W_n \right) \beta_n \right] \eta_n = D_1 a_n + b_n \end{aligned} \right\} \quad (3.33)$$

Обозначим

$$\begin{aligned} A &= a_1 + a_2 + \dots + a_n; \\ B &= b_1 + b_2 + \dots + b_n. \end{aligned}$$

Тогда  $W = D_1 A + B$ , откуда  $D_1 = (W - B) / A$ .

Аналогично определяем значения  $W_1, W_2, \dots, W_n$  и  $D_1, D_2, \dots, D_n$ .

**Расчет выпарных аппаратов [8].** Методика расчета поверхности нагрева выпарных аппаратов ничем не отличается от аналогичных расчетов рекуперативных теплообменников. 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:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{кон}}} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{кип}}}}; \quad (3.34)$$

$\Delta t$  – полезная разность температур в рассчитываемом аппарате.

Коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к поверхности нагревательных труб  $\alpha_{\text{кон}}$  определяют, например, по формуле Нуссельта [33]:

$$\alpha_{\text{кон}} = 1,34 \sqrt[4]{\frac{\lambda^2 \rho^2 r}{\mu H \Delta t}}, \quad (3.35)$$

где кроме общих обозначений для констант раствора  $H$  – высота вертикальных труб в аппарате;  $\Delta t = t_{\text{н}} - t_{\text{с}}$  – разность температур конденсирующегося пара и стенки. Более совершенными для расчета теплообмена при конденсации пара являются формулы С.С. Кутателадзе и Д.А. Лабунцова [33].

Коэффициент теплоотдачи при кипении раствора  $\alpha_{\text{кип}}$  в греющих трубах с вертикальным расположением при естественной циркуляции можно определить по формуле [69]

$$Nu = 54K^{0,6} Pr^{0,3}, \quad (3.36)$$

или

$$\alpha_{\text{кип}} = \frac{\lambda^{1,3} \rho_{\text{ж}}^{0,5} \rho_0^{0,6} q^{0,6}}{\sigma^{0,5} r^{0,6} \rho_0^{0,66} c^{0,3} \mu^{0,3}}, \quad (3.37)$$

где  $Nu = \frac{\alpha_{\text{кип}}}{\lambda} \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_{\text{ж}} g}}$ ;  $K = \frac{q}{\rho_{\text{п}} r w_{\text{п}}} = \frac{q}{\rho_{\text{п}} r^{0,078} \left(\frac{\rho_0}{\rho_{\text{п}}}\right)^{1,1}}$ ;  $Pr = \mu c / \lambda$ .

Здесь  $\lambda$  – теплопроводность раствора, Вт/(м·К);  $\rho_{\text{ж}}$ ,  $\rho_{\text{п}}$  – плотности жидкости и пара, кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_0$  – плотность пара при  $p = 0,098$  МПа, кг/м<sup>3</sup>;  $\sigma$  – поверхностное натяжение, Н/м;  $r$  – удельная теплота парообразования, Дж/кг;  $c$  – удельная теплоемкость раствора, Дж/(кг·К);  $\mu$  – динамическая вязкость раствора, Н·с/м<sup>2</sup>;  $q$  – плотность теплового потока, Вт/м<sup>2</sup>;  $w_{\text{п}}$  – произведение среднего диаметра пузырьков, возникающих при кипении, на число пузырьков, образующихся в единицу времени, м/с.

Пределы применимости формул (3.36) и (3.37) ограничиваются диапазонами изменения параметров:  $p = (0,01 \div 7,2)$  МПа;  $Pr = 0,8 \div 100$ ;  $q = (9 \div 150) \cdot 10^3$  Вт/м<sup>2</sup> [33, 69].

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  $Z = 20 \div 40$ .

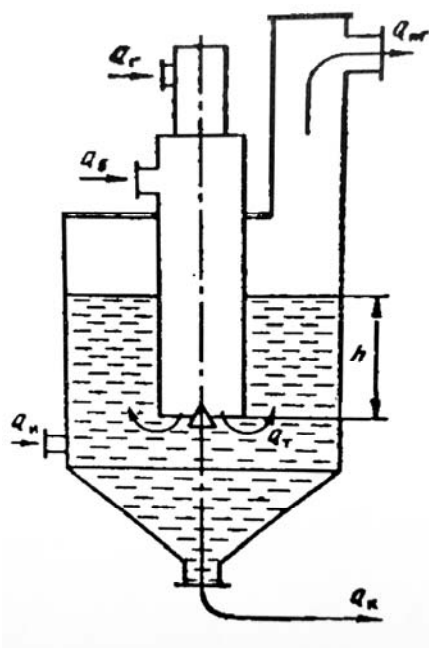


Рис. 3.22. Схема тепловых и материальных потоков в выпарном аппарате с погружной горелкой

**Расчет выпарных аппаратов с погружными горелками.** Расчет выпарных аппаратов с погружными горелками производят следующим образом [7, 8].

При известных начальной ( $x_n$ ) и конечной ( $x_k$ ) концентрациях раствора, а также исходном количестве его  $G_n$  определяют количество водяного пара, образующегося при испарении, по формуле

$$W = G_n (1 - x_n / x_k) .$$

Количество продукта, выгружаемого из аппарата, определяется как  $G_k = G_n - W$ .

Количество теплоты, необходимой для нагрева и испарения раствора,  $Q_r = W(h - c_p t_{пр}) + G_k c_p (t_p - t_0)$ , где  $h$  – энтальпия водяного пара в газовой смеси при температуре  $t_p$ :

$$h = (r_0 + c_p t_{пр}) \cdot 0,001 d ,$$

$c_r, c_n$  – удельные теплоемкости сухого газа и пара при  $t_{пр} = t_p + 2, ^\circ\text{C}$ ;  $d$  – влагосодержание парогазовой смеси, г/кг сухого пара;  $t_p, t_{пр}$  – температура раствора и парогазовой смеси,  $^\circ\text{C}$ ;  $t_0$  – температура окружающей среды,  $^\circ\text{C}$ .

Количество газообразного топлива, необходимого для работы погружной горелки,

$$B = Q_r / Q_p^H , \quad (3.38)$$



где  $Q_p^H$  – низшая теплота сгорания газообразного топлива.

Затем составляют тепловой баланс и выполняют конструктивный расчет аппарата (рис. 3.23):

1. Тепловые потоки в выпарном аппарате можно выразить уравнением теплового баланса

$$Q_r + Q_b + Q_t + Q_n = Q_{пр} + Q_k + Q_o.$$

В этом уравнении обозначено:  $Q_r$  – теплота, получаемая при сгорании топлива в погружной горелке;  $Q_b$  – физическая теплота поступающая с воздухом;  $Q_t$  – физическая теплота топлива;  $Q_n$  – теплота, поступающая с исходным раствором;  $Q_{пр}$  – теплота, уходящая с парогазовой смеси;  $Q_k$  – теплота, уходящая с раствором;  $Q_o$  – потери теплоты в окружающую среду.

2. Теплота сгорания топлива в погружной горелки  $Q_r$  расходуется в основном на нагревание раствора, поэтому без учета потерь теплоты аппаратом в окружающую среду

$$Q_r = V_r C_r (t_r - t_{пр}) = W (h - c_p t_{пр}) + C_1 c_p (t_p - t_0) \quad (3.39)$$

3. Расход топлива в погружной горелке, работающей на природном газе, определяется по формуле (3.38)

4. Расход воздуха для полного сгорания топлива при коэффициенте избытка  $\alpha = 1,1 \div 1,3$  составит

$$V_b = B \alpha V_b^0.$$

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

$$V_b^0 = [0,5(CO + H_2) + 2CH_4 + 3C_2H_4 + 3,5C_2H_6 + 5C_3H_8 + 6,5C_4H_{10} + 1,5H_2S - O_2] 100 / 21 \quad (3.40)$$

5. Количество продуктов сгорания,  $\text{м}^3/\text{м}^3$ :

диоксида углерода

$$V_{CO_2} = 0,001(CH_4 + 2C_2H_6 + 3C_3H_8 + 4C_4H_{10} + 5C_2H_{12} + CO_2);$$

минимальный объем азота

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

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  $\alpha$

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

объем водяных паров

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

суммарный объем продуктов сгорания

$$V_{\text{д.г.}}^0 = V_{\text{сух}}^0 + V_{\text{H}_2\text{O}}^0. \quad (3.41)$$

6. Теоретическую температуру горения газа, °С, при полном сгорании топлива без потерь теплоты определяют по формуле

$$t_{\text{г}} = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{p}} + H_{\text{т}} + H_{\text{в}}}{\sum V_{\text{ср}}}, \quad (3.42)$$

где  $Q_{\text{н}}^{\text{p}}$  – низшая рабочая теплота сгорания газа, МДж/м<sup>3</sup>;  $H_{\text{т}}$  – физическая теплота, внесенная с горючим газом, МДж/м<sup>3</sup>;  $H_{\text{в}}$  – физическая теплота, внесенная с воздухом, МДж/м<sup>3</sup>;  $\sum V_{\text{ср}}$  – сумма произведений объемов и удельных изобарных теплоемкостей составных частей продуктов полного сгорания 1 м<sup>3</sup> горючего газа.

7. Энтальпию продуктов полного сгорания газообразного топлива (дымовых газов) рассчитывают по уравнению

$$H = V_{\text{д.г.}} c_{\text{д.г.}} t_{\text{д.г.}} = V_{\text{CO}_2} c_{\text{CO}_2} t_{\text{д.г.}} + V_{\text{H}_2\text{O}} c_{\text{H}_2\text{O}} t_{\text{д.г.}} + V_{\text{N}_2} c_{\text{N}_2} t_{\text{д.г.}} + V_{\text{O}_2} c_{\text{O}_2} t_{\text{д.г.}} \quad (3.43)$$

Теплофизические свойства и параметры дымовых газов, получаемых при сжигании природного газа, можно найти в [94].

8. Объемный расход дымовых газов на выходе из сопла погружной горелки, м<sup>3</sup>/ч.

$$V_{\text{д.г.}} = BV_{\text{д.г.}}^0. \quad (3.44)$$

9. Скорость истечения дымовых газов из погружной горелки

$$w = \frac{V_{\text{д.г.}}}{3600 \cdot 0,785 d_{\text{с}}^2}, \quad (3.45)$$

где  $d_c$  – диаметр сопла погружной горелки, м.

10. Режим истечения дымовых газов характеризуется числом Рейнольдса

$$\text{Re}_{\text{ист}} = (wd_c) / \nu'_r,$$

где  $\nu'_r$  – 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 [101]

$$h_{\text{опт}} = 85D \frac{(D/d_c)^2}{\text{Re}_{\text{ист}}}, \quad (3.46)$$

где  $D$  – диаметр поперечного сечения аппарата.

12. Режим барботажа газового потока через жидкость в аппарате оценивают по  $\text{Re}_a = w_a D / \nu'_r$ , где  $w_a$  – скорость газового потока, м/с, приведенная к свободному поперечному сечению аппарата:

$$w_a = \frac{V_{\text{д.г.}}}{600 \cdot 0,785 \cdot D^2}. \quad (3.47)$$

13. По температурам дымовых газов  $t_r$  и раствора  $t_p$  определяют влагосодержание газов, уходящих из барботажного слоя жидкости

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

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 [8].

14. Критерий теплового напряжения для выпарного аппарата  $\Pi_q$  определяют по формуле [94].

$$\Pi_q = \frac{qD^2}{\lambda_r \Delta t_{\text{ср}}} = 0,01 \text{Re}_r^{1,25} (h/D)^{1,25}. \quad (3.48)$$

15. Удельное объемное тепловое напряжение

$$q = \Pi_q \Delta t_{\text{ср}} \lambda_r / D^2. \quad (3.49)$$

16. Температурный напор при барботаже определяют по уравнению

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{(t_{\text{r}} - t_{\text{np}}) - (t_{\text{пр}} - t_{\text{np}})}{\ln \frac{t_{\text{r}} - t_{\text{np}}}{t_{\text{пр}} - t_{\text{np}}}}. \quad (3.50)$$

17. При найденном тепловом напряжении объем раствора в аппарате определяют по тепловой нагрузке погружной горелки:

$$V_{\text{ж}} = Q_{\text{r}} / q. \quad (3.51)$$

18. Полный объем аппарата при коэффициенте загрузки  $\eta = 0,6$

$$V_{\text{a}} = V_{\text{ж}} / \eta. \quad (3.52)$$

19. Конструктивные размеры выпарного аппарата и погружной горелки после расчета выбирают по ГОСТ и ведомственным нормалам.

## Глава четвертая

### СМЕСИТЕЛЬНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

#### 4.1. Основные понятия и определения

В химической, металлургической, пищевой промышленности, при производстве строительных материалов, минеральных удобрений широкое распространение получили аппараты с непосредственным смешиванием газообразного и жидкого теплоносителей – скрубберы, кондиционеры и т.п. Этому способствуют широкая область применения (для нагревания, охлаждения, увлажнения, осушки газов, пылеулавливания, абсорбции, ректификации и т.д.); простота конструкции; высокие коэффициенты тепломассообмена, развитые поверхности контакта фаз, большие объемные расходы обрабатываемого газа; широкий диапазон регулирования параметров.

Отсутствие в газожидкостных теплообменниках разделительной стенки обеспечивает смешивание теплоносителей. Непосредственный контакт газа и жидкости обуславливает протекание не только теплообменных, но и массообменных (испарение, конденсация и т.д.) процессов.

Наиболее распространенной в промышленности парой газ-жидкость является воздух-вода. Поэтому для проектирования смесительных теплообменников необходимо знание особенностей тепло- и массообмена влажного воздуха с водой или влажной твердой поверхностью.

Теплотехнические расчеты процессов, протекающих с участием влажного воздуха, проводят, как правило, с использованием  $H, d$ -диаграммы, поскольку последняя способствует упрощению, быстроте определения параметров влажного воздуха, а также наглядности представления протекающих процессов.

Газовую смесь, одним из компонентов которой является водяной пар, называют влажным газом.

Для количественных характеристик параметров влажного газа водяной пар считается идеальным газом, смесь газов и пара – подчиняющейся уравнением идеального газа, состояние пара в смеси – зависящим только от температуры.

Наиболее распространенным используемым в промышленности влажным газом является влажный воздух, поэтому все количественные зависимости, излагаемые ниже, относятся к влажному воздуху.

Рассмотрим объем влажного воздуха  $V$ ,  $\text{м}^3$ , в котором содержится  $L$  кг сухого воздуха и  $D$  кг водяного пара при барометрическом давлении  $p$  и температуре  $T$ . Для количественной оценки соотношения во влажном воздухе газа и пара введем понятия абсолютной влажности  $\rho_{\text{п}}$ ,  $\text{кг}/\text{м}^3$ , влагосодержания  $d$  или  $x$ ,  $g$  влаги/кг сухого воздуха и относительной влажности  $\phi$ .

Абсолютной влажностью воздуха  $\rho_{\text{п}}$  называют массу водяного пара, кг, содержащегося в  $1 \text{ м}^3$  газа, т. е. абсолютная влажность воздуха численно равна плотности пара при данном парциальном давлении  $p_{\text{п}}$  и температуре смеси  $T$ . Тогда

$$\rho_{\text{п}} = D / V \quad (4.1)$$

или, полагая справедливым уравнение Клапейрона,

$$\rho_{\text{п}} = p_{\text{п}} / (R_{\text{п}} T). \quad (4.2)$$

где  $R_{\text{п}}$  – газовая постоянная водяного пара,  $R_{\text{п}} = 461,6 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ .

Масса пара, содержащегося в воздухе, может изменяться от нуля ( $\rho_{\text{п}} = 0$ ) до некоторого максимума, при котором пар будет находиться в насыщенном состоянии ( $p_{\text{п}} = p_s$ ), определяемого при постоянном давлении  $p_6$  температурой смеси  $T$ , поскольку  $p_{\text{п}} = f(T)$ .

Согласно (4.2.) будем иметь

$$\rho_{\text{п.макс}} = p_s / (R_{\text{п}} / T). \quad (4.3)$$

Влагосодержанием называют отношение массы пара к массе сухого воздуха, содержащегося в том же объеме влажного газа. Из-за малых масс пара во влажном воздухе влагосодержание  $d$  выражают в граммах на 1 кг сухого воздуха:

$$d = 1000 D / L. \quad (4.4)$$

При использовании единицы измерения 1 кг влаги/кг сухого воздуха влагосодержание обозначают через  $x$ . Очевидно, что  $d = 1000x$ .

Относительной влажностью  $\varphi$  называют степень насыщения газа паром и выражают ее отношением абсолютной влажности  $\rho_{\text{п}}$  к максимально возможной при тех же давлении и температуре, т. е.

$$\varphi = \rho_{\text{п}} / \rho_{\text{п.макс}} \cdot \quad (4.5)$$

Если влажный воздух рассматривать как смесь идеальных газов, то

$$\varphi = \frac{p_{\text{п}} R_{\text{п}} T}{R_{\text{п}} T p_{\text{с}}} \cdot \quad (4.6)$$

Во многих случаях расхождение в определении  $\varphi$  по (4.5) и (4.6) не превышает 2%.

Принимая, что влажный воздух подчиняется закону Дальтона, согласно которому барометрическое давление  $p_{\text{б}}$  равно сумме парциальных давлений пара  $p_{\text{п}}$  и сухого воздуха  $p_{\text{в}}$ , получаем

$$d = \frac{D}{L} 1000 = \frac{p_{\text{п}} V R_{\text{в}} T}{R_{\text{п}} T p_{\text{в}} V} 1000 = \frac{M_{\text{п}} p_{\text{п}}}{M_{\text{в}} p_{\text{в}}} 1000 = 622 \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{в}}} = 622 \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{б}} - p_{\text{п}}}, \quad (4.7)$$

где  $M_{\text{п}}$ ,  $M_{\text{в}}$  – молекулярные массы водяного пара и воздуха ( $M_{\text{п}} = 18$ ,  $M_{\text{в}} = 29$ );  $R_{\text{п}}$ ,  $R_{\text{в}}$  – газовые постоянные водяного пара и воздуха,  $R_{\text{в}} = 287$  Дж/(кг·К).

С учетом (4.6) можно записать [8]

$$d = 622 \frac{\varphi p_{\text{с}}}{p_{\text{б}} - \varphi p_{\text{с}}}; \quad (4.8)$$

$$x = 0,622 \frac{\varphi p_{\text{с}}}{p_{\text{б}} - \varphi p_{\text{с}}}; \quad (4.9)$$

Используя принцип аддитивности, количество теплоты, содержащейся в объеме влажного воздуха  $V$  (рис. 4.1), можно выразить как

$$L h_{\text{в}} + D h_{\text{п}} = V H, \quad (4.10)$$

где  $h_{\text{в}}$  и  $h_{\text{п}}$  – энтальпии сухого воздуха и пара, кДж/кг;  $H$  – энтальпия влажного воздуха, кДж/кг сухого воздуха.

С учетом (4.4)

$$H = h_{\text{в}} + 0,001 d h_{\text{п}}. \quad (4.11)$$

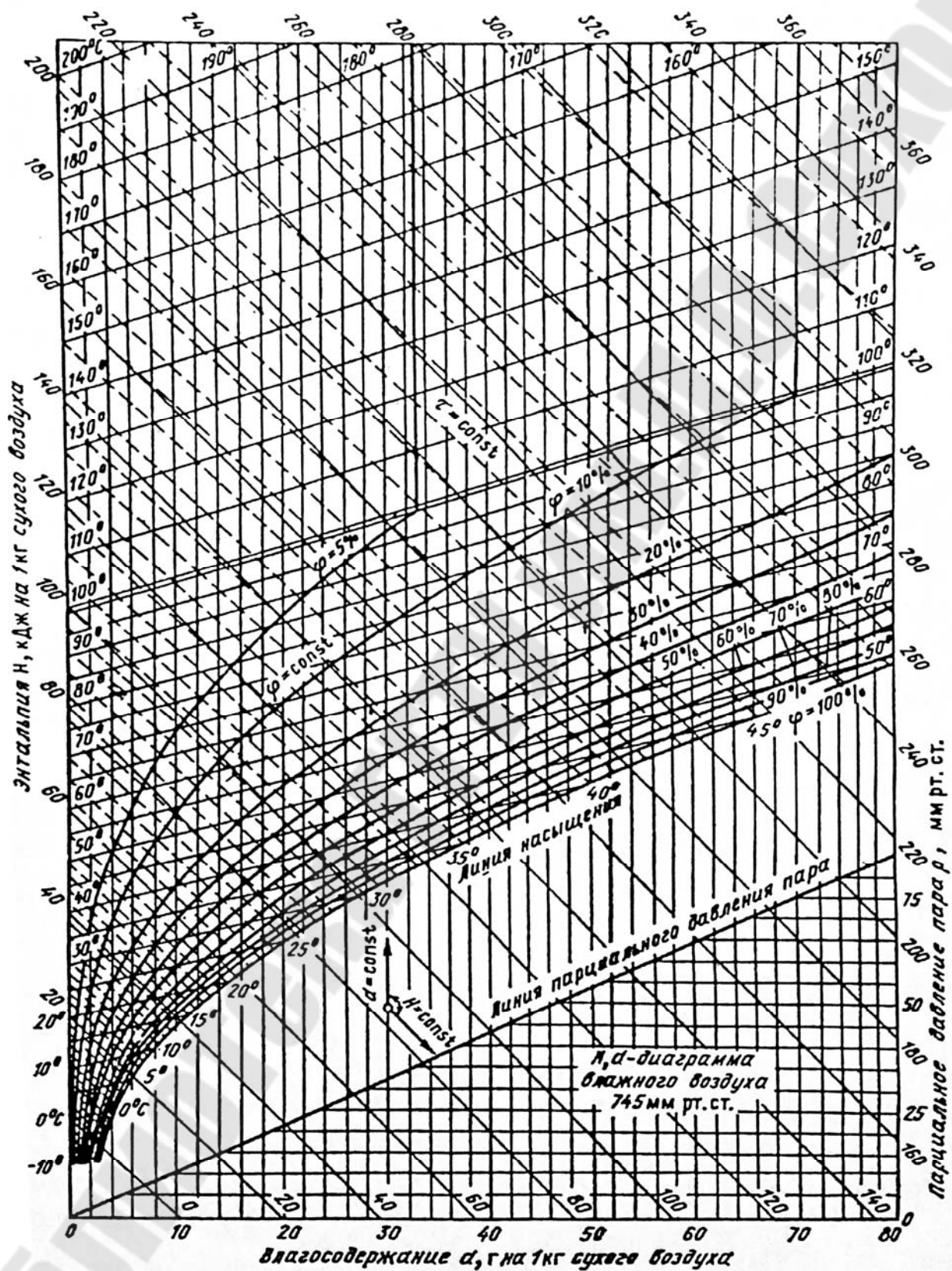


Рис. 4.1.  $H, d$  – диаграмма влажного воздуха  
 ( $p_0 = 0,9932 \cdot 10^5$  Па = 745 мм рт. ст.) [8]



Из термодинамики известно, что энтальпия  $h_{\text{п}}$  может быть выражена в виде двучлена, суммирующего теплоту парообразования при  $0^{\circ}\text{C}$   $r_0$  и теплоту перегрева пара от  $0^{\circ}\text{C}$  до  $t^{\circ}\text{C}$ :

$$H = c_{\text{в}}t + 0,001 d (r_0 + c_{\text{п}}t), \quad (4.12)$$

где  $c_{\text{в}}$ ,  $c_{\text{п}}$  – удельные изобарные теплоемкости воздуха и пара; при условиях, близких к нормальным,  $c_{\text{в}} = 1,0036 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}) \approx 1,0 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ;  $c_{\text{п}} = 1,97 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}) \approx 2,0 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ .

Окончательно энтальпия влажного воздуха, кДж/кг сухого воздуха,

$$H = 1,0t + 0,001d (2493 + 1,97t). \quad (4.13)$$

В 1918 г. профессором Л.К. Рамзиным была разработана  $H, d$  – диаграмма, представляющая собой графическую зависимость основных параметров влажного воздуха при постоянном давлении (рис. 4.1).

#### 4.2. Графическое изображение основных процессов изменения состояния воздуха

К числу наиболее распространенных в промышленной теплоэнергетике тепловых и тепломассообменных процессов, протекающих при постоянном давлении с участием влажного воздуха, относят: нагревание и охлаждение в рекуперативных теплообменных устройствах, смешение потоков с различными исходными параметрами, адиабатное испарение воды, тепловлажностную обработку воздуха в смесительных аппаратах (скрубберах).

При нагревании влажного воздуха в рекуперативном теплообменном устройстве изменяются его температура, энтальпия, относительная влажность. Однако соотношение масс влаги и сухого воздуха при этом остается неизменным ( $d = \text{const}$ ). Следовательно, изменение состояние воздуха в процессе его нагревания от точки 1 до точки 2 (рис. 4.2) изображается вертикальным отрезком.

При охлаждении воздуха от точки 1 до точки 3 его влагосодержание  $d$  также остается неизменным. При этом энтальпия и температура понижаются, а относительная влажность повышается.

При дальнейшем охлаждении воздух достигнет полного насыщения ( $\varphi = 1$ , точка 4). Температура  $t_4$  называется температурой точки росы. Снижение температуры воздуха от  $t_4$  до  $t_5$  приведет к час-

тичной конденсации водяных паров, образованию тумана и снижению влагосодержания. При этом состояние воздуха будет соответствовать насыщению при данной температуре, т. е. процесс охлаждения воздуха ниже температуры точки росы в исходном состоянии будет проходить с понижением влагосодержания по линии  $\varphi = 1$ . Изменение влагосодержания от  $d_1$  до  $d_5$  определяет количество влаги, удаляемой из влажного воздуха.

При смешении двух потоков влажного воздуха  $L_1$  и  $L_2$ , имеющих разные начальные параметры  $t_1, d_1$  (точка 1 рис 4.3) и  $t_2, d_2$  (точка 2), состояние смеси можно определять аналитически или с помощью  $H, d$  – диаграммы

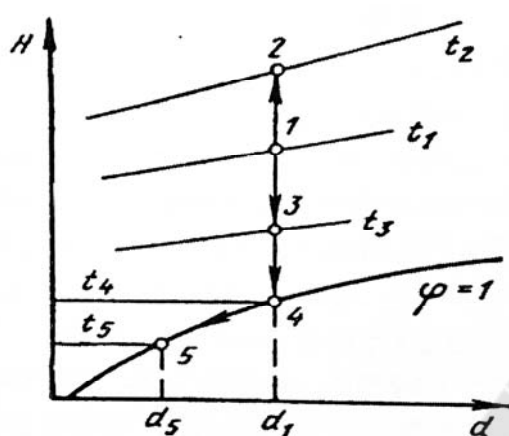


Рис. 4.2. Изменение состояния влажного воздуха в процессе рекуперативного нагрева и охлаждения

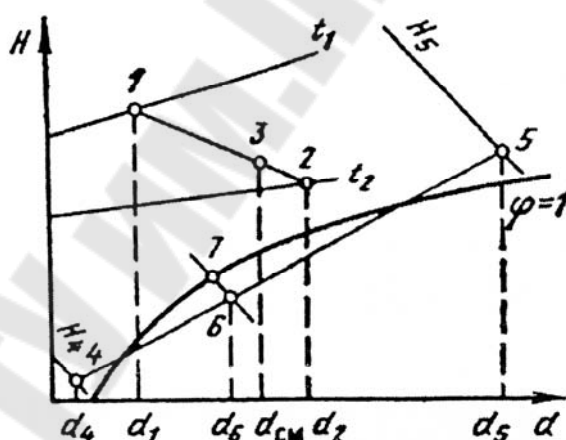


Рис. 4.3. Изображение смешения потоков воздуха различных состояний

Для определения энтальпии смеси  $H_{см}$  запишем с учетом (4.10) уравнение сохранения энергии [8]

$$L_1 H_1 + L_2 H_2 = (L_1 + L_2) H_{см}. \quad (4.14)$$

Введем понятие кратности смешения или коэффициента рециркуляции  $k$  – отношение количества воздуха, имеющего большее влагосодержание (в рассматриваемом случае  $L_2$ ), к количеству воздуха с меньшим влагосодержанием  $L_1$ , т. е.

$$k = L_2 / L_1. \quad (4.15)$$

Тогда из (4.14) получаем

$$H_{\text{см}} = \frac{H_1 + kH_2}{1 + k}. \quad (4.16)$$

Из уравнения сохранения массы влаги во влажном воздухе легко получить [8]

$$L_1 d_1 + L_2 d_2 = (L_1 + L_2) d_{\text{см}}; \quad (4.17)$$

$$d_{\text{см}} = \frac{d_1 + kd_2}{1 + k}. \quad (4.18)$$

Графическая интерпретация выражений (4.16) и (4.18) в  $H, d$  – диаграмме позволяет сделать вывод о том, что точка, соответствующая состоянию смеси двух потоков, лежит на прямой, соединяющей точки 1 и 2. Выражение (4.16) и уравнение (4.18) есть уравнения прямой; кратность смешения  $k$  определяется отношением отрезков 2-3 и 1-3. При  $k \rightarrow \infty$   $H_{\text{см}} \rightarrow H_2$ , а при  $k \rightarrow 0$   $H_{\text{см}} \rightarrow H_1$ . При смешении двух потоков, состояния которых характеризуются точками 4 и 5 (рис. 4.3), возможен случай, когда состояние смеси (точка 6) окажется в области пересыщенного состояния воздуха. Такое смешение сопровождается образованием капельной влаги (тумана). В этом случае воздух будет насыщен, его состояние характеризуется точкой 7, переход в которую из точки 6 осуществляется по изоэнтальпе. Разность влагосодержаний  $\Delta d = d_6 - d_7$  определяет количество сконденсированной влаги. Кратность смешения определяется отношением отрезков 5-6 и 4-6.

### 4.3. Теплообменники с непосредственным контактом газов и жидкости

Аппараты с непосредственным контактом газов и жидкостей используют в промышленности для снижения температуры отходящих газов (утилизации их теплоты), в системах кондиционирования воздуха, для очистки газов от жидкой и твердой дисперсных фаз, для выпаривания растворов и т. д. В таких аппаратах могут одновременно протекать процессы тепло- и массообмена и пылеулавливания. Среди аппаратов, предназначенных для осуществления процессов тепло- и массообмена и пылеулавливания, можно выделить [81] полые скрубберы, насадочные скрубберы, барботажные и тарельчатые колонны, скрубберы с подвижным слоем шаровой насадки, трубы Вентури. В каждой из выделенных групп контактных аппаратов существует бо-

лее узкая классификация. Например, полые скрубберы делят по назначению на охладительные и увлажнительно-охладительные (испарительные). Скрубберы (трубы) Вентури по способу подвода орошающей жидкости делят на аппараты с центральным подводом жидкости через конфузор, с периферийным орошением, с предварительным дроблением орошающей жидкости и т. д.

Наибольшее распространение среди смесительных теплообменников, работающих с полным или значительным (более двух третей) испарением орошающей жидкости, получили полые скрубберы, представляющие собой колонны круглого или прямоугольного сечения (рис. 4.4). Орошающая жидкость, подаваемая сверху, дробится на капли механическими форсунками грубого распыла, работающими под давлением 0,3-0,4 МПа [7, 8]. При этом факелы распыла должны перекрывать все поперечное сечение скруббера. Поток газа со скоростью 0,7-1,5 м/с, как правило, направляется противоточно по отношению к каплям, снизу вверх. В скрубберах с установленными для уменьшения уноса жидкой фазы каплеуловителями скорость газа в пересчете на полное поперечное сечение аппарата может достигать значений 5-8 м/с.

Наиболее приемлемые для инженерной практики методики расчетов испарительных полых скрубберов базируются на полученных экспериментально значениях объемных коэффициентов теплопередачи  $k_v$ .

В [81] рекомендуется соотношение

$$k_v = Z(116,5 + 526G_{\text{ж}} / G_{\text{г}})(1 + t_{\text{ср}} / 1000), \quad (4.19)$$

где  $G_{\text{ж}}$ ,  $G_{\text{г}}$  – массовые расходы орошающей жидкости и обрабатываемого газа;  $t_{\text{ср}}$  – средняя по длине скруббера температура газа;  $Z$  – коэффициент, учитывающий направление движения фаз; для проточка  $Z = 1$ , для противотока  $Z = 2$ .

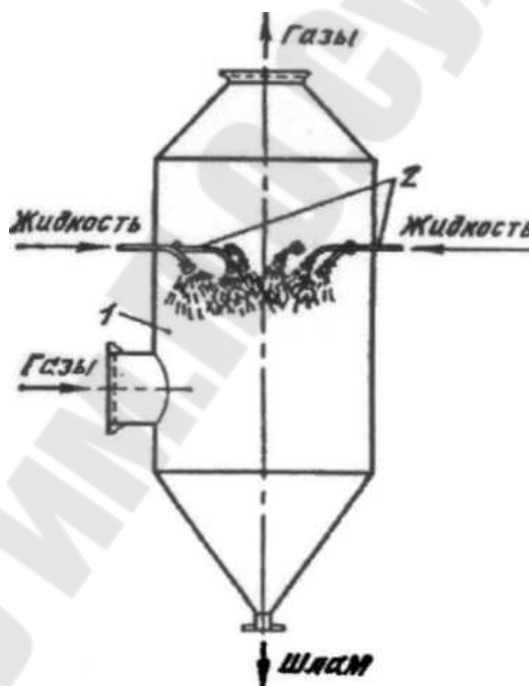


Рис. 4.4. Пोलый скруббер:  
1 – корпус; 2 – форсунки

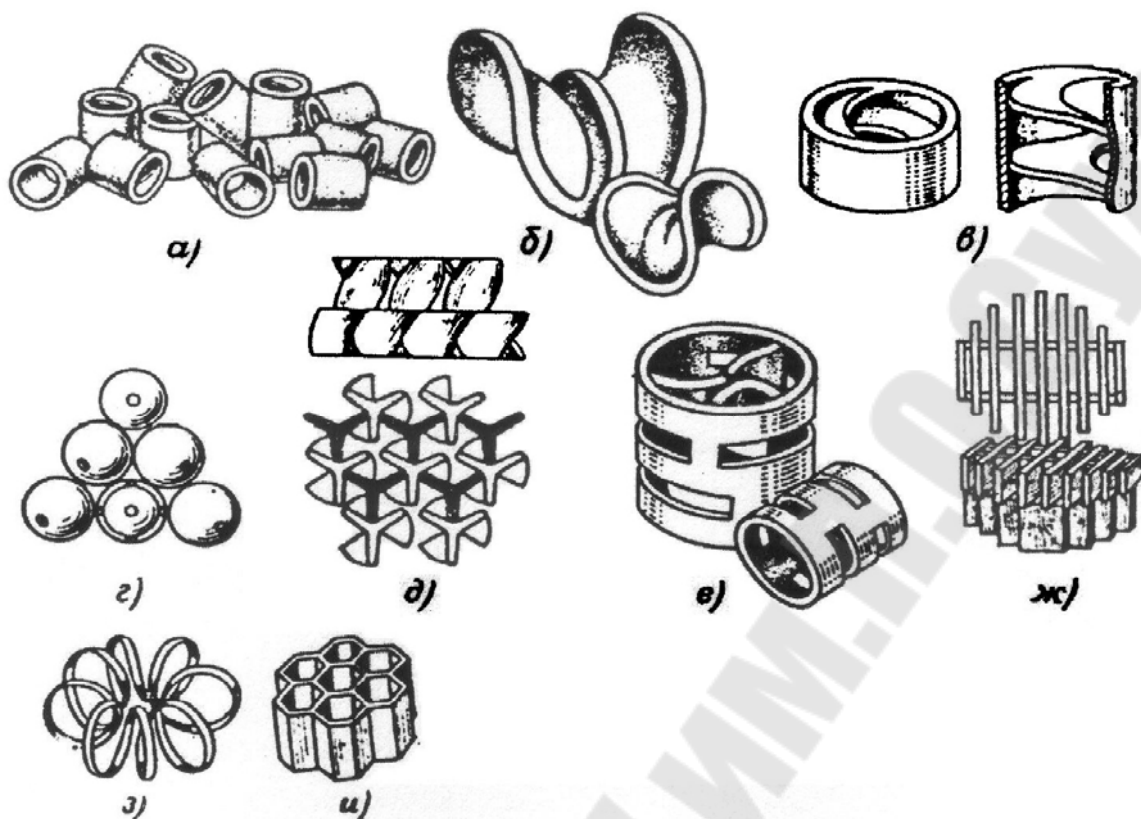


Рис. 4.5. Скрубберные насадки:

*а* – кольца Рашига; *б* – кольца с перегородками; *в* – ; *г* – шары; *д* – пропеллерная насадка; *е* – кольца Палля; *ж* – хордовая насадка; *з* – спирали; *и* – керамические блоки

Применение полых скрубберов объясняется простотой их конструкции, высокими до  $(6-8) \cdot 10^3$  Вт/(м<sup>3</sup>·К) – значениями  $k_v$ , широким диапазоном регулирования параметров, возможностью работы с загрязненной орошающей водой, большими расходами обрабатываемого газа и т.д. [7].

Насадочные скрубберы представляют собой колонны, заполненные телами различной формы. Насадка из твердого материала предназначена для распределения жидкости по развитой поверхности и тем самым обеспечивает большую поверхность контакта между газом и жидкостью. Газ поступает обычно в нижнюю часть колонны, что позволяет осуществить противоток двух фаз. В качестве насадок широко используются кольца Рашига, «седла» различной конфигурации, деревянные рейки и т. д. На рис. 4.5 изображено несколько типов насадок. Они могут выполняться из керамики, пластмасс, металла и т.д. Важнейшими требованиями к насадке являются обеспечение

большой поверхности контакта фаз, низкий перепад давления в слое, а также равномерное распределение потоков газа и жидкости по сечению аппарата. Преимуществом насадочных аппаратов по сравнению с безнасадочными является большая компактность, однако они обладают и большим гидравлическим сопротивлением. Насадка склонна к забиванию пылью при обработке запыленных газов.

Рассмотрим процесс тепло- и массообмена в насадочном скруббере при противоточном движении воздуха и воды. По условию задачи известны параметры воздуха на входе ( $H, t', d'$ ), расходы воздуха  $L$  и охлаждающей воды  $G_B$ , а также температура воды на входе  $t'_B$  и выходе  $t''_B$ . Необходимо определить параметры воздуха на выходе из скруббера и построить процесс его сушки (увлажнения) в  $H, d$  – диаграмме. Из уравнения теплового баланса для скруббера имеем

$$LH' + G_B c_B t'_B = LH'' + (G_B \pm \Delta W) c_B t''_B, \quad (4.20)$$

где  $\Delta W$  – количество влаги, сконденсировавшейся из воздуха. Так как  $\Delta W \ll G_B$ , то в практических расчетах величиной  $\Delta W$  обычно пренебрегают.

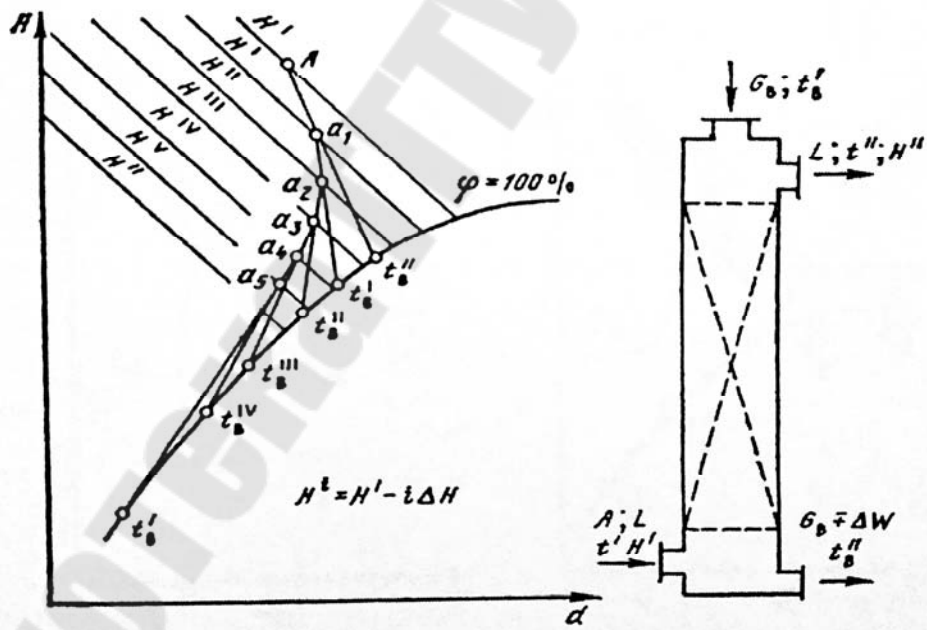


Рис. 4.6. Изображение осушки воздуха в скруббере

Для построения на  $H, d$  – диаграмме процесса сушки весь аппарат по высоте разбивают на  $n$  участков (рис. 4.6) [8]. Тем самым весь перепад энтальпий  $H' - H''$  разбивают на  $n$  участков;  $H' - H'' = n \Delta H$ , где  $\Delta H$  – перепад энтальпий на каждом участке. Следовательно, зна-

чения  $H$  в промежуточных сечениях можно определить так: в I промежуточном участке энтальпия равна  $H^I = H' - \Delta H$ , во II сечении  $H^{II} = H' - 2\Delta H$ , в  $i$ -м сечении  $H^i = H' - i\Delta H$ .

Для каждого участка скруббера, находящегося между двумя соседними сечениями, можно составить уравнение теплового баланса. Так, например, для участков I и II

$$LH' + G_B c_{pB} t_B^I = G_B c_{pB} t_B'' + LH^I, \quad (4.21)$$

$$LH^I + G_B c_{pB} t_B'' = G_B c_{pB} t_B^I + LH^{II}. \quad (4.22)$$

В этих уравнениях  $t_B^I$  и  $t_B''$  – температуры воды соответственно в I и II сечениях. По уравнению (4.21) определяют неизвестную температуру воды  $t_B^I$ , зная которую, по уравнению (4.22) находят  $t_B''$ . Аналогично можно составить уравнения теплового баланса для следующих участков и определить температуру воды в каждом промежуточном сечении.

Процесс осушки воздуха строится по ступеням на  $H, d$  – диаграмме следующим образом. На диаграмму наносят точку  $A$ , соответствующую начальным параметрам воздуха, а также значения энтальпий  $H^I, H^{II}, \dots, H''$  в каждом сечении. Далее на линии  $\varphi = 100\%$  отмечают значения температур воды в каждом сечении  $t_B'', t_B^I, t_B^{II}, \dots, t_B^I$ . На первом участке воздух с параметрами точки  $A$  смешивается с насыщенным воздухом, имеющим  $\varphi = 100\%$  и  $t_B = t_B''$ . Далее через точку  $A$  проводят линию, характеризующую параметры воздуха в этом про-

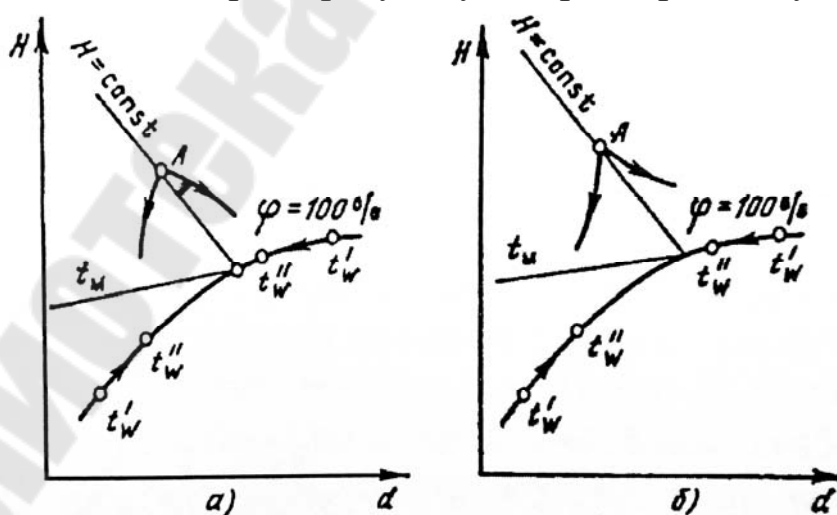


Рис. 4.7. Изображение процессов смешения воздуха и воды на  $H, d$  – диаграмме [8]:  $a$  – прямоток,  $b$  – противоток

межуточным сечении. Для последующих участков рассуждения аналогичны.

Построение процессов увлажнения воздуха при противотоке и увлажнения (осушки) воздуха при прямотоке подобно описанному. Такие процессы изображены на рис. 4.7.

В процессах осушки и увлажнения воздуха температуры теплоносителей по длине аппарата изменяются по сложным соотношениям. Поэтому использование в расчетах логарифмического температурного напора между теплоносителями может привести к большой погрешности. Для определения средней разности температур между теплоносителями в этом случае рекомендуется формула

$$\Delta t = 1 / \sum \frac{b}{\Delta t_{\text{пр}}}, \quad (4.23)$$

где  $b$  – соотношение изменения температуры воздуха в ступени к полному изменению его температуры в смесительном аппарате;  $\Delta t_{\text{пр}}$  – разность температур между теплоносителями для одной ступени.

Тарельчатые скрубберы (рис. 4.8) также используют для очистки газов. Они могут работать в барботажном и пенном режимах. В первом случае газ проходит через слой жидкости в виде пузырьков, на поверхности которых и происходит осаждение частиц пыли, во втором на скрубберной тарелке имеет место пенообразование и очистка газов от частиц осуществляется поверхностью пены. Так как межфазная поверхность при пенном режиме больше, чем при барботажном, то аппараты, работающие в пенном режиме, более эффективны и находят более широкое применение, чем барботажные.

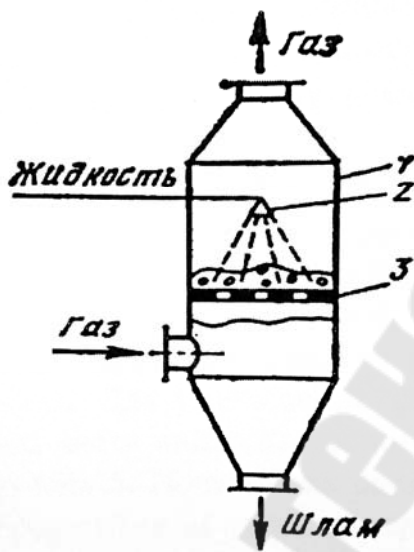


Рис. 4.8. Пенный тарельчатый скруббер:  
1 – корпус; 2 – оросительное устройство; 3 – тарелка

В пенных скрубберах широко применяют провальные тарелки (рис. 4.8), в которых подвод газа вверх и слив жидкости вниз осуществляется через одни и те же круглые или щелевые отверстия в тарелках. В первом случае диаметр отверстий  $d_0 = 3 \div 8$  мм, свободное сечение  $S_0$  составляет 15 – 25% площади тарелки, шаг между отверстиями – от 6 до 18 мм. Во втором случае ширина щели  $b = 4 \div 5$  мм, свободное сечение



$S_0 = 0,2 \div 0,25 \text{ м}^2/\text{м}^2$ . Минимальная скорость газов, при которой создается пенный режим, составляет 1,0–1,2 м/с. Расчет максимальной скорости  $w_{кр}$ , м/с, ведут методом последовательного приближения по уравнению [8, 81]

$$\lg w_{кр} = 1350 \frac{S_0^2 d_3}{A} + 0,154,$$

где  $d_3$  – эквивалентный диаметр отверстий тарелки, м; для дырчатых тарелок  $d_3 = d_0$ , для щелевых –  $d_3 = 2b$ ;  $A$  определяют из выражения

$$A = 38,8 (W_* / W_{ст})^{-0,57} m^{0,7} (\rho_{ж} / \rho_{г})^{0,35}.$$

Здесь  $W_{ст}$  – стандартная плотность орошения, равная 1 кг/(м<sup>2</sup>·с). Плотность орошения  $W_*$  находят из выражения

$$W_* = m w_{г} \rho_{ж},$$

где  $m$  – удельное в расчете на 1 м<sup>3</sup>/с газа орошение водой, обычно оно составляет 0,3–1 м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>.

При расчете гидравлического сопротивления предварительно задаются скоростью газа в аппарате  $w_{г}$  принимая ее равной 2–2,3 м/с. Рабочая скорость газов  $w_{г}$  должна составлять от 0,9 до 0,95  $w_{кр}$ . Полное гидравлическое сопротивление тарелки, Па, определяется по уравнению

$$\Delta p_{г} = A \frac{w_{г}^2 \rho_{г}}{2 S_0} + \Delta p_{\sigma},$$

где  $\Delta p_{\sigma}$  – гидравлическое сопротивление за счет действия сил поверхностного натяжения. Для щелевых тарелок  $\Delta p_{\sigma} = 2\sigma / b$ . Для дырчатых тарелок для расчета  $\Delta p_{\sigma}$  рекомендуется формула

$$\Delta p_{\sigma} = \frac{4\sigma}{1,3d_0 + 0,08d_0^2}.$$

Скрубберы с псевдооживленным слоем легких инертных тел (главным образом из полимерных материалов) работают в режимах псевдооживления. Обрабатываемый газ подают снизу (рис. 4.9) под опорно-распределительную решетку 1 с расположенной на ней дисперсной насадкой 2. Последняя сверху закрывается ограничительной решеткой 3, на которую распыливается через форсунки 4 орошающая

жидкость. Для уменьшения каплеуноса в верхней части аппарата рас-

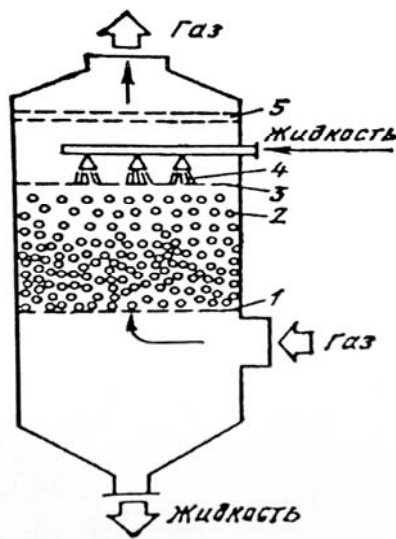


Рис. 4.9. Скруббер с псевдоожиженной насадкой

положен брызгоотделитель 5. Повышенные скорости газа в псевдоожиженном слое смоченных шаров (до 5-6 м/с в расчете на свободное сечение аппарата) увеличивает турбулентность газового потока и как следствие – скорость испарения жидкости, за счет чего и интенсифицируется охлаждение газа. При начальных температурах обрабатываемого газа в пределах 200-250°С коэффициент теплоотдачи от газа к жидкости в расчете на единицу площади поперечного сечения можно рассчитать [81] по формуле

$$Nu = 2,62 Re_r^{0,79} \left( \frac{H_{ст}}{d_{ш}} \right)^{0,3}, \quad (4.24)$$

где  $Re_r = w_r \sqrt{\sigma / \rho_{жg}} / \nu_r$  – число Рейнольдса;  $\sigma$ ,  $\rho_{ж}$  – коэффициент поверхностного натяжения и плотность орошающей жидкости;  $d_{ш}$  – диаметр шаров насадки (рекомендуют  $d_{ш} = 0,02 \div 0,04$  м);  $H_{ст}$  – высота неподвижного слоя насадки, принимаемая равной  $(5 \div 8)d_{ш}$ .

Для рационального режима работы аппарата следует принимать удельную плотность орошения в пределах  $(0,5 \div 0,7) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{м}^3$ , свободное сечение опорно-распределительной и ограничительной решеток – соответственно 0,5 – 0,6 и 0,8 – 0,9  $\text{м}^2/\text{м}^2$ .

Для улучшения распределения орошающей жидкости, уменьшения уноса брызг, стабильности работы в широком диапазоне скоростей газа применяют цилиндрические или конические (рис. 4.10) аппараты с двумя и более слоями насадки.

Скрубберы Вентури используются не только для охлаждения газов, но и как высокоэффективные пылеуловители, обеспечивающие очистку газа до очень низкой остаточной концентрации пыли. Конструктивно скруббер Вентури представляет собой трубу типа конфузор-диффузор, в которой скорость движения газов достигает 100 – 150 м/с. Орошающая жидкость, способы подвода которой показаны на рис. 4.11, дробится газовым потоком на капли. Скорость капель на выходе из горловины трубы Вентури составляет 2,25 – 0,45 скорости газа [8].

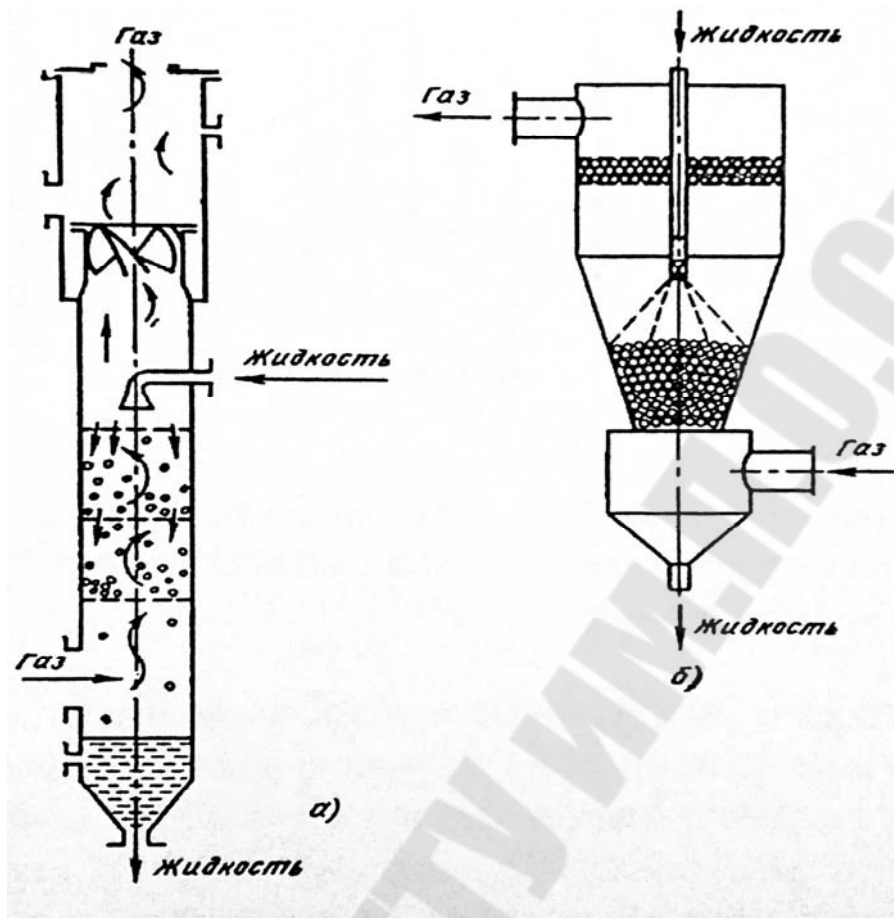
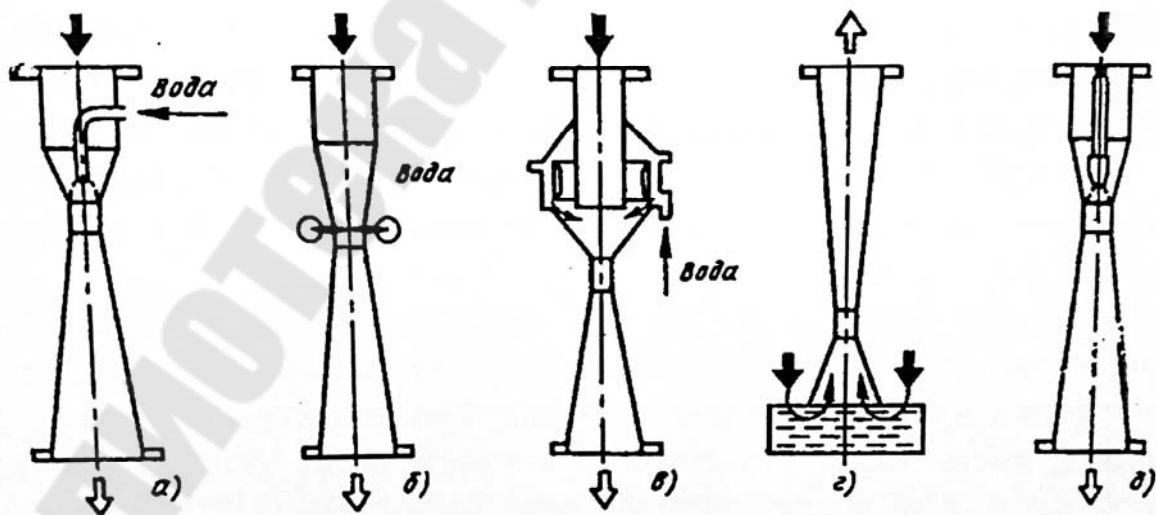


Рис. 4.10. Возможные схемы скрубберов с псевдооживленной насадкой



4.11. Конструкции труб Вентури:

*a* – центральный подвод жидкости; *б* – периферийное орошение;  
*в* – пленочное орошение; *г* – форсуночное орошение

Ярко выраженная гидродинамическая нестационарность при каплеобразовании значительно интенсифицирует тепломассообмен в скрубберах Вентури. Значения объемного коэффициента теплоотдачи в расчете на единицу объема трубы Вентури при скоростях в горловине трубы 85 – 140 м/с изменяются в пределах  $(100 \div 160) \cdot 10^3$  кДж/(м<sup>3</sup>·ч·К). Влияние скорости газа на коэффициент теплоотдачи аналогично влиянию скорости газа в насадочных скрубберах, т. е.  $\alpha \sim w^{0,7}$ . Повышение скорости газа в горловине трубы не только интенсифицирует процесс теплообмена, но и увеличивает энергетические затраты:

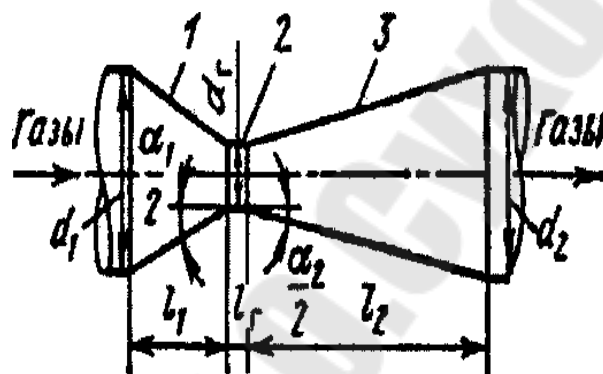


Рис. 4.12. Труба Вентури:  
1 – конфузор; 2 – горловина;  
3 – диффузор

при  $w_r$  до 60 м/с на обработку 1000 м<sup>3</sup> газа расходуется не более 0,7 кВт·ч, при  $w_r$  до 90 м/с – 0,7-2,0 кВт·ч, при  $w_r > 90$  – свыше 9,0 кВт·ч. Оптимальные с точки зрения аэродинамики размеры трубы Вентури в обозначениях рис. 4.12 приведены в [81]:

$$\alpha_1 = 25 \div 28^\circ; \quad l_1 = (d_1 - d_r) / 2 \operatorname{tg}(\alpha_1 / \alpha_2); \quad l_r = 0,15d_r;$$

$$\alpha_2 = 6 \div 7^\circ; \quad l_2 = (d_2 - d_r) / 2 \operatorname{tg}(\alpha_2 / 2).$$

Выпускаемые промышленностью скрубберы Вентури имеют производительность по газу на входе  $(3 \div 85) \cdot 10^3$  м<sup>3</sup>/ч, диаметр горловины трубы  $d_r = 115 \div 420$  мм, расход орошающей жидкости 2-168 м<sup>3</sup>/ч, габаритные размеры от 540×610×2500 до 2060×2060×8140 мм [8].

#### 4.4. Теплообменные аппараты систем кондиционирования воздуха

Системы кондиционирования воздуха (СКВ) предназначены для создания и автоматического поддержания в обслуживаемых помещениях заданных параметров воздуха, прежде всего его температуры и влажности. Установки кондиционирования воздуха могут быть центральными – они располагаются в самом обслуживаемом помещении или в непосредственной близости от него. В СКВ может обрабаты-

ваться только либо наружный воздух (прямоточные СКВ), либо смесь наружного воздуха с частью воздуха, выбрасываемого из помещения (рециркуляционные СКВ).

Теплоту и влагу внутри кондиционируемого помещения могут выделять люди ( $Q_{л}, W_{л}$ ) и производственное оборудование ( $Q_{об}, W_{об}$ ). Обработываемые в помещении материалы в зависимости от их начальной температуры могут поглощать или выделять теплоту и влагу ( $Q_{м}, W_{м}$ ). Кроме того, теплоту выделяют осветительные приборы ( $Q_{осв}$ ), она проникает через окна ( $Q_{сол}$  – солнечная энергия); существуют также теплопритоки (теплооттоки) через ограждения (стены  $Q_{ст}$ ) и двери ( $Q_{дв}$ ). С учетом этих составляющих тепловой и влажностный балансы кондиционируемого помещения можно записать так:

$$\sum Q = Q_{л} + Q_{об} + Q_{осв} \pm Q_{м} \pm Q_{дв} \pm Q_{ст} \pm Q_{сол} = G(H' - H''); \quad (4.25)$$

$$\sum W = W_{л} + W_{об} \pm W_{м} \pm W_{дв} \pm W_{ст} = G(d'' - d'). \quad (4.26)$$

Здесь  $G$  – расход воздуха через кондиционируемое помещение;  $H', H'', d', d''$  – энтальпии и влагосодержания воздуха на входе в помещение и выходе из него.

В зависимости от времени года, местных климатических условий и производственного процесса воздух, подаваемый в помещение, может подвергаться охлаждению или нагреванию, осушке или увлажнению.

В общем случае при наличии тепло- и массообмена между воздухом и водой уравнение для теплового потока может быть записано в виде

$$q = \alpha(t - t_{в}) + jr, \quad (4.27)$$

где  $j = \beta_{р}(\rho - \rho_{в})$  – поток пара к поверхности конденсации путем концентрационной диффузии, а  $\rho_{в}$  и  $\rho$  – парциальные плотности пара непосредственно у межфазной поверхности и вдали от нее.

Коэффициент массоотдачи  $\beta_{р}$  отнесен к разности концентраций (плотностей) диффундирующего вещества. При конденсации пара выделяется теплота  $jr$ . Коэффициенты конвективной теплоотдачи  $\alpha$  и  $\beta_{р}$  могут быть определены по известным критериальным уравнени-

ям, если критериальные уравнения теплообмена экспериментально получены для большого количества поверхностей теплообмена, то в области исследования массообмена экспериментального материала меньше. Поэтому часто при расчете теплообменников для влажного воздуха вводят ряд упрощающих предположений, позволяющих рассчитывать аппарат без вычисления коэффициента массообмена  $\beta_p$ .

Широкое применение нашел метод, основанный на использовании соотношения Льюиса и уравнения Меркеля. Соотношение Льюиса вытекает из условия подобия между процессами массообмена и теплообмена. Его обычно представляют в виде [8]

$$\alpha / \beta_d = c_p, \quad (4.28)$$

где коэффициент массоотдачи  $\beta_d$ , отнесенный к разности влагосодержаний, связан с  $\beta_p$  уравнением  $\beta_d = \beta_p \rho$ .

Соотношение Льюиса справедливо лишь тогда, когда имеет место аналогия между теплообменом и массообменом, т. е. когда можно пренебречь влиянием поперечного потока массы и стефановского потока на поля скоростей, температур и парциальных давлений, и в случае, когда содержание пара в смеси невелико (например, для влажного воздуха). Используя соотношение Льюиса, Меркель получил выражение для переноса теплоты при тепло- и массообмене, где в качестве движущей силы используется энтальпийный потенциал.

Рассмотрим, например, стационарный процесс конденсации влаги из парогазовой смеси на поверхности стенки, смоченной жидкостью. Масса жидкости, сконденсировавшейся на элементарной площадке  $dF$  поверхности раздела фаз за единицу времени, равна

$$dG_b = \beta_p (\rho - \rho_b) dF = jd. \quad (4.29)$$

Если в качестве движущей силы в вышеприведенном уравнении взять разность влагосодержаний воздуха ( $d$  – вдали от поверхности и  $d_b$  – у поверхности жидкости), то уравнение (4.29) примет вид

$$dG_b = \beta_d (d - d_b) dF.$$

Количество теплоты, переданной стенке при конденсации пара,

$$dQ_{ст} = dG_b r = \beta_d (d - d_b) r dF.$$

Количество теплоты, переданной стенке конвективным путем,

$$dQ_я = \alpha (t - t_b) dF.$$

Тогда общее количество теплоты  $dQ_{\Pi}$ , переданной стенке, составит

$$dQ_{\Pi} = dQ_{\text{я}} + dQ_{\text{с}} = (\alpha(t - t_{\text{в}}) + \beta_{\text{д}}(d - d_{\text{в}})r) dF.$$

Первую составляющую теплового потока  $Q_{\text{я}}$  часто называют явной теплотой, а  $Q_{\text{с}}$  – скрытой;  $Q_{\Pi}$  обычно называют полной теплотой.

Используя соотношение Льюиса (4.28) и пренебрегая физической теплотой влаги по сравнению с теплотой фазового перехода в выражении для энтальпии влажного пара, можно написать

$$dQ_{\Pi} = \beta_{\text{д}}(H - H_{\text{в}}) dF = \beta_{\text{д}}.$$

Интегрируя это выражение по всей поверхности теплообменника, для случая постоянной температуры стенки получаем

$$Q_{\Pi} = \beta_{\text{д}} \Delta H_{\text{лог}} F, \quad (4.30)$$

где  $\Delta H_{\text{лог}} = \frac{\Delta H_{\text{б}} - \Delta H_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta H_{\text{б}}}{\Delta H_{\text{м}}}}$ ;  $\Delta H_{\text{б}} = H' - H_{\text{в}}$ ;  $\Delta H_{\text{м}} = H'' - H_{\text{в}}$ .

Соотношение Льюиса и уравнение Меркеля справедливы при относительно низких температурах, которые имеют, например, место в СКВ и холодильной технике. При температурах воды 25°C и выше нельзя пренебрегать физической теплотой воды, вносимой ею в воздух; в этом случае погрешность расчета может составлять более 10%. Данный метод также трудно применять для расчета теплообмена между влажным воздухом и оребренной стенкой, на которой имеется слой испаряющейся (конденсирующейся) влаги. В этом случае для определения эффективности оребрения необходимо знать комплекс  $mh_p = \sqrt{2\alpha / (\lambda\delta)}$ , где коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  учитывает конвективный теплообмен и фазовый переход. Приведенным выше методом вычислить эти составляющие не представляется возможным. Этого недостатка можно избежать, используя для расчета теплообменных аппаратов метод, основанный на применении коэффициента влаговыпадения.

Выше было показано, что при наличии тепло- и массообмена между воздухом и водой тепловой поток  $dQ_{\Pi}$  на участке  $dF$  можно представить как сумму двух составляющих:  $dQ_{\Pi} = dQ_{\text{я}} + dQ_{\text{с}}$ . Отно-

шение общего количества переданной теплоты к явному количеству теплоты называется коэффициентом влаговыпадения  $\xi$ :

$$\xi = \frac{dQ_{\text{п}}}{dQ_{\text{я}}} = 1 + \frac{dQ_{\text{с}}}{dQ_{\text{я}}} = \frac{H' - H''}{c_p(t' - t'')}. \quad (4.31)$$

В этом случае расчет массообменных аппаратов производят аналогично расчету рекуперативных теплообменников без выпадения влаги, но во всех расчетных соотношениях вместо коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  используют эффективный коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{\text{э}} = \alpha\xi$ , учитывающий конвективный теплообмен и фазовый переход. Трудность расчета данным методом заключается в том, что не всегда известны параметры влажного воздуха на выходе и решение приходится находить методом последовательного приближения [8].

При расчете СКВ часто необходимо знать, как изменяется температура и влажность воздуха при его осушке или увлажнении. Например, при увлажнении ( $t_w > t_p$ ) воздуха путем впрыска воды в количестве  $G_{\text{в}}$  влагосодержание воздуха изменяется на  $\Delta d = d'' - d'$ :

$$G_{\text{в}} = L(d'' - d'),$$

где  $L$  – расход воздуха;  $d'$  и  $d''$  – начальное и конечное влагосодержание воздуха.

Расход теплоты, полученной от воздуха за счет понижения его температуры от  $t'$  до  $t''$ ,

$$Q_{\text{я}} = Lc_p(t' - t'').$$

Тогда уравнение теплового баланса будет иметь вид

$$Lc_p(t' - t'') + L(d'' - d')r = G_{\text{в}}c_{\text{п}}(t''_{\text{в}} - t'_{\text{в}}), \quad (4.32)$$

где  $t'_{\text{в}}$  и  $t''_{\text{в}}$  – начальная и конечная температура воды.

Пренебрегая физической теплотой водяного пара в выражении для энтальпии влажного воздуха, уравнение (4.32) можно записать в общем виде:

$$L(H' - H'') = G_{\text{в}}c_{\text{пв}}(t''_{\text{в}} - t'_{\text{в}}).$$

Если начальная температура воды равна температуре мокрого термометра, процесс увлажнения воздуха можно считать адиабатным. Тогда:  $t'_{\text{в}} = t''_{\text{в}} = t_{\text{м}}$  и  $Lc_p(t' - t'') - L(d'' - d')r = 0$ .



Уравнения теплового и материального балансов в общем виде для случаев осушки и увлажнения воздуха можно записать как

$$L(H' - H'') = \pm G_B c_{pB} (t''_B - t'_B),$$

где знак «+» к увлажнению воздуха, а «-» – к осушке.

Термовлажностную обработку воздуха проводят в специальных теплообменных аппаратах, в которых осуществляется непосредственный контакт между воздухом и водой (форсуночные камеры, орошаемые насадки). Последние по принципу действия и конструкции аналогичны насадочным скрубберам.

В форсуночных камерах жидкость распыливается форсунками в газовую среду. Такие аппараты часто называют камерами орошения. Они нашли широкое применение для СКВ при увлажнении и осушке воздуха. Поверхностью тепло- и массообмена между жидкостью и воздухом является поверхность образующихся капель. Так, при распылении 1 кг воды на капли диаметром  $d_k$  образуется следующая поверхность капель  $F_k$ :

|                              |      |     |     |     |     |     |     |
|------------------------------|------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| $d_k$ , мм.....              | 0,05 | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,8 |
| $F_k$ , м <sup>2</sup> ..... | 120  | 60  | 30  | 20  | 15  | 12  | 7,5 |

Наибольшее распространение получили тангенциальные угловые форсунки. Расход воды в форсунке зависит от диаметра выходного отверстия  $d_\phi$ , мм, и давления воды и может быть вычислен по выражению

$$G_B = 38,5 d_\phi^{1,38} p_\phi^{0,48}.$$

В данном выражении давление  $p_\phi$  выражается в избыточных атмосферах. Рекомендуется давление воды перед форсунками брать не менее 0,1 МПа и не более 0,25 МПа. При низких давлениях ( $p_\phi < 0,1$  МПа) не достигается раскрытие факела распыла и может не обеспечиваться перекрытие каплями воды всего сечения аппарата.

На рис. 4.13. показана принципиальная схема типовой двухрядной камеры орошения, широко распространенной на практике. В поддоне 1 клапаном 8 поддерживается постоянный уровень водопроводной воды, избыток которой удаляется через сливное устройство 2. Всасываемая насосом через фильтр 9 вода подается к коллекторам 6.

На коллекторах располагаются вертикальные стояки 4 с форсунками 5. Расстояние между форсунками выбирается таким, чтобы обеспечивалось перекрытие факела распыла всего сечения оросительного пространства. На входе в камеру установлено воздухораспределительное устройство 3, а на выходе – каплеулавливающее (сепаратор влаги) 7. В таких камерах орошения массовая скорость воздуха обычно поддерживается в пределах 3-3,2 кг/(м<sup>2</sup>·с).

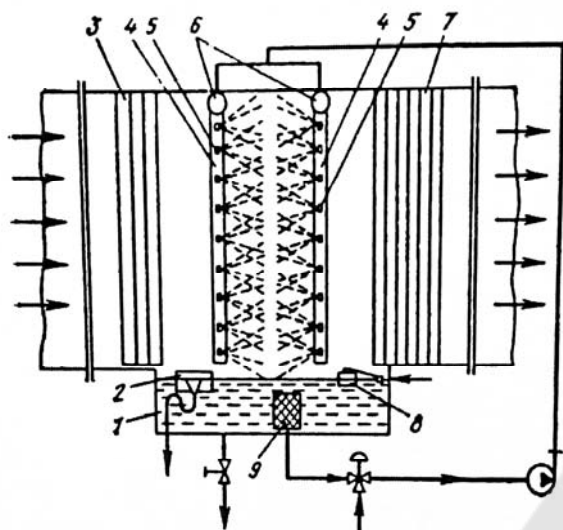


Рис. 4.13. Принципиальная схема типовой двухрядной горизонтальной камеры орошения

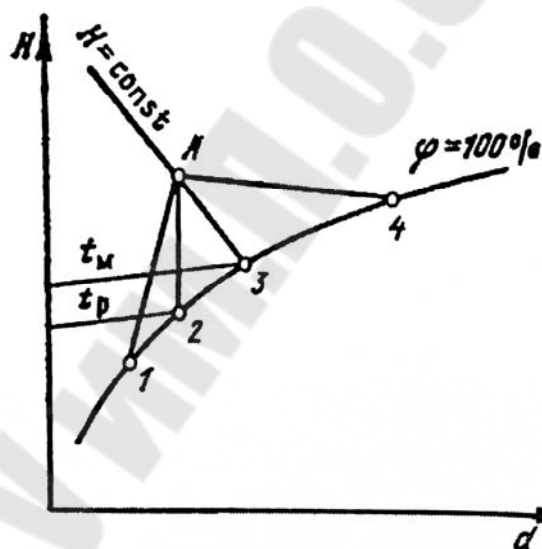


Рис. 4.14. Возможные изменения состояния воздуха при обработке его водой

Процессы тепломассообмена в смесительных аппаратах зависят от начальных температур воды и воздуха. На  $H, d$  – диаграмме (рис. 4.14) показаны возможные направления процессов для постоянных начальных параметров воздуха. Луч  $A-1$  характерен для осушки воздуха. Это имеет место тогда, когда температура воды ниже температуры точки росы. В случае, если  $t_w = t_p$  (луч  $A-2$ ), процесс охлаждения воздуха происходит по линии  $d = const$ . Процесс  $A-3$  протекает по линии  $H = const$ : воздух охлаждается до температуры мокрого термометра  $t_m$  и увлажняется. Этот процесс – адиабатный и практически осуществляется в камерах орошения рециркуляционной водой без подвода к ней или отвода от нее теплоты. Процесс  $A-4$  протекает тогда, когда температура воды выше  $t_m$ . При этом влажность воздуха и его энтальпия увеличивается, температура воды понижается.

Охлаждение влажного воздуха в рекуперативных теплообменниках при температуре поверхности  $t_{ct}$  ниже температуры точки росы  $t_p$  ( $t_{ct} < t_p$ ) сопровождается конденсацией пара из влажного воздуха и, следовательно, переносом теплоты конденсации к поверхности теплообмена. В этом случае согласно (4.31) выражение для полного теплового потока  $Q_{\Pi}$  может быть записано как  $dQ_{\Pi} = \xi dQ_{я}$  и далее

$$dQ_{\Pi} = \xi \alpha (t - t_{ct}) dF,$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи при конвективном теплообмене. Произведение  $\xi \alpha$  можно применять как эффективный коэффициент теплоотдачи, учитывающий перенос теплоты и массы. При этом в расчетные уравнения необходимо подставлять эффективное значение коэффициента теплоотдачи

$$Q_{\Pi} = k \Delta t_{\text{лог}} F;$$

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha \xi} + \frac{\delta_{ct}}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_x}.$$

Здесь  $\alpha_x$  – коэффициент теплоотдачи со стороны холодного теплоносителя;  $\delta_{ct}$  и  $\lambda$  – толщина и теплопроводность разделительной стенки. Термическим сопротивлением пленки конденсата при расчетах обычно пренебрегают.

При наличии оребрения на наружной поверхности теплообмена (со стороны воздуха) коэффициент теплопередачи  $k$ , отнесенный к внутренней (неоребреной) поверхности, рассчитывается по уравнению

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha \xi \phi \eta} + \frac{\delta_{ct}}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_x},$$

где  $\phi$  – коэффициент оребрения.

Для вычисления эффективности ребристой поверхности  $\eta$  используется комплекс  $mh_p$  в виде

$$mh_p = h_p \sqrt{\frac{2\alpha\xi}{\lambda\delta}}.$$

Коэффициент  $k$  называется коэффициентом полной теплопередачи.

## Глава пятая

### СУШИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Удаление влаги с поверхности, а также из внутренних слоев различных веществ и материалов (обезвоживание) можно отнести к числу наиболее распространенных процессов в технологиях промышленности и сельского хозяйства. При обезвоживании в материале могут происходить структурно-механические, реологические, химические, биохимические и другие изменения, способствующие, например, повышению прочности строительных материалов (кирпича и древесины); увеличению теплоты сгорания топлив (угля, торфа); уменьшению массы и объема транспортируемых материалов; удлинению срока хранения продуктов и т.д.

Среди существующих методов обезвоживания выделяются: физико-химический, механический и тепловой. Физико-химический метод основан на поглощении влаги из высушиваемого материала путем их соприкосновения с гигроскопическими веществами, например хлористым кальцием, силикагелем. Механическим обезвоживанием называется процесс разделения систем жидкость – твердое тело под действием механических сил (давления, гравитационных, центробежных). Удаление влаги путем подвода теплоты к высушиваемому материалу называют тепловым методом обезвоживания. Последние два метода наиболее распространены в промышленной технологии и сельском хозяйстве [8, 49, 50].

#### 5.1. Основные понятия. Свойства влажных материалов

Механическое обезвоживание – разделение гетерогенных систем (например, суспензий) на твердую и жидкую фазы – процесс, широко распространенный в химической, топливной, фармацевтической и других отраслях промышленности. Механическое обезвоживание применяют на стадиях получения конечного продукта, оно обычно предшествует тепловой сушке.

Оборудование для разделения суспензий по способу и значению движущей силы процесса делится на: отстойники, где разделение осуществляется в поле сил тяжести (рис. 5.1); вакуум-фильтры (рис. 5.2), движущая сила процесса в которых создается разрежением под фильтровальной перегородкой и перепад давлений при этом состав-

ляет 0,02-0,07 МПа; отстойные и фильтрующие центрифуги (рис.5.3), разделение в которых осуществляется за счет центробежной силы; движущая сила (перепад давлений) в серийно выпускающихся центрифугах составляет 0,1-0,3 МПа; фильтры, работающие под давлением, перепад давлений в которых достигает 1 МПа [8,49, 50].

Выбор и применение типа оборудования обусловлены рядом факторов, основными из которых являются свойства перерабатываемой суспензии (дисперсность твердой фазы, концентрация ее в суспензии, абразивность, токсичность, коррозионные свойства жидкой фазы и др.) и требования, предъявляемые к конечному продукту (влажность, наличие примесей и др.).

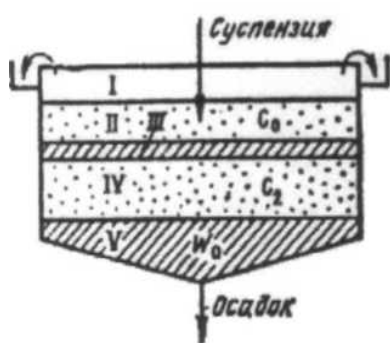


Рис. 5.1. Принципиальная схема отстойника:

- I – осветленная жидкость;
- II – исходная суспензия с равномерно распределенной концентрацией твердой фазы  $c_0$ ;
- III – переходная зона;
- IV – суспензия с изменяющейся концентрацией  $c_2$ ;
- V – уплотненная фаза с влажностью  $w_0$

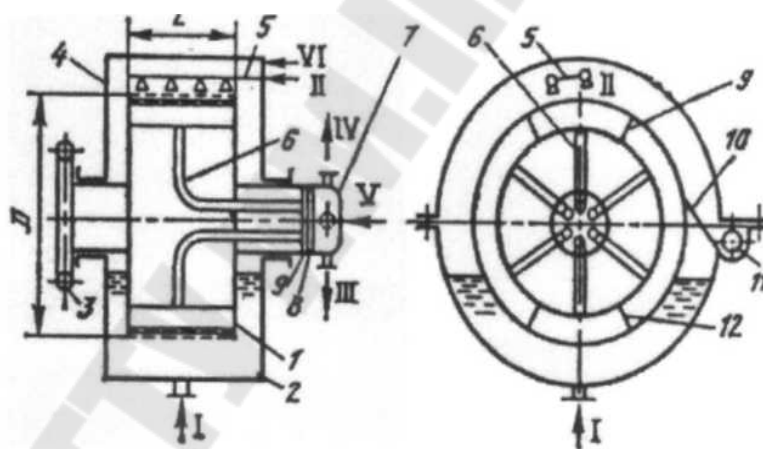


Рис. 5.2. Схема барабанного вакуум-фильтра:

- I – суспензия; II – подача промывной жидкости; III – фугат; IV – вывод промывной жидкости; V – газ на продувку; VI – инертный газ;
- 1 – барабан; 2 – корыто; 3 – привод барабана; 4 – крышка; 5 – коллектор промывной жидкости; 6 – отводная трубка; 7 – распределительная головка; 8 – сменный диск распределительной головки; 9 – продольная перегородка; 10 – нож для удаления осадка; 11 – шнек для выгрузки осадка; 12 – продольная перегородка

Вакуум-фильтры (барабанные, ленточные, дисковые) – высокопроизводительные аппараты непрерывного действия, которые могут быть применены лишь для хорошо фильтрующихся суспензий, обра-

зующих крупнокристаллические осадки с размером частиц более 20-30 мкм. Так как пределы отжима в этих фильтрах ограничены, получить осадки с низким содержанием влаги в них невозможно.

Центрифуги в зависимости от конструкции ротора могут быть фильтрующими и отстойными. В фильтрующей центрифуге на перфорированном роторе закреплена фильтрующая перегородка – сетка или ткань, на которой за счет центробежной силы откладывается твердая фаза. Фугат-жидкость, которая проходя через осадок и фильтрующую перегородку, удаляется из центрифуги. В осадительных центрифугах осадок образуется на поверхности ротора. Жидкая фаза, имеющая меньшую плотность, накапливается над осадком и затем различными способами выводится из центрифуги.

Центрифуги могут быть периодического или непрерывного действия, а в зависимости от способа выгрузки осадка – ножевыми, шнековыми или пульсирующими. В ножевых центрифугах осадок с движущегося ротора срезается перемещающимися в радиальном направлении ножами, в шнековых транспортируется к разгрузочным отверстиям шнеком, вращающимся с меньшей, чем ротор, скоростью, в пульсационных продвигается по ротору к разгрузочным люкам пульсирующим поршнем.

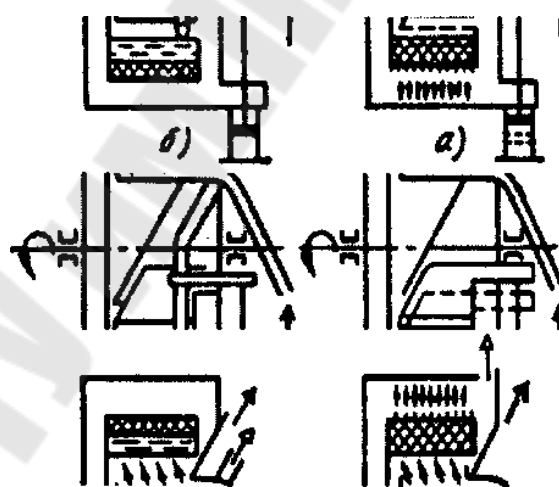


Рис. 5.3. Принципиальные схемы центрифуг:  
а – фильтрующая; б – отстойная

Фильтрующие центрифуги позволяют получить крупнокристаллические осадки с малым содержанием влаги (до 6-10%); использовать же их для отделения тонкодисперсных осадков практически невозможно, так как остатки его после съема на фильтрующей перегородке уплотняются до такой степени, что не пропускают фугат.

Отстойные центрифуги (например, со шнековой выгрузкой) имеют высокую производительность при разделении крупнокристаллических суспензий. Однако довольно высокое влагосодержание получающихся осадков и унос твердой фазы с фугатом (особенно для тонкодисперсных осадков) ограничивают область, их применения.

Фильтры, работающие под давлением (листовые, патронные, фильтр-прессы), применяют для разделения суспензий с самыми различными свойствами. Листовые и патронные фильтры наряду с отстойниками применяют в тех случаях, когда разделению подлежат малоцентрированные (1-5%) суспензии; в этом случае они используются как сгустители, а сгущенные суспензии затем дополнительно обезвоживают на вакуум-фильтрах, центрифугах или фильтр-прессах.

В последнее время широкое распространение получили автоматизированные фильтр-прессы с механизированной выгрузкой осадка. Процесс фильтрования в этих фильтрах полностью автоматизирован, а отжатый осадок срезается с перемещающейся после раскрытия фильтра ткани ножом. Наличие в этих фильтрах эластичных диафрагм для отжима осадка (перепад давлений при отжиме 0,1 МПа) позволяет получать осадки с низким влагосодержанием.

Тепловая сушка представляет собой сложный теплообменный процесс, приводящий не только к обезвоживанию, но и к существенному изменению свойств и характеристик высушиваемого материала. Под сушкой понимается совокупность тепловых и массообменных процессов, происходящих внутри влажного материала (внутренняя задача сушки) и за пределами его поверхности (внешняя задача сушки) и обеспечивающих его обезвоживание.

Знание свойств сушеного материала как объекта сушки позволяет выбрать рациональный метод и режим сушки, спроектировать рациональную сушильную установку для его обезвоживания. Выявление общих физических закономерностей в процессах переноса теплоты и массы внутри влажных материалов, а также рассмотрение их структурно-механических характеристик позволило А.В. Лыкову [51] предложить классификацию сушимых материалов. Согласно этой классификации все влажные материалы делят на три группы: капиллярно-пористые, коллоидные и капиллярно-пористые коллоидные.

Капиллярно-пористые материалы при обезвоживании практически не изменяют свои размеры. При глубоком обезвоживании и механическим воздействием они могут быть превращены в дисперсные материалы, например, обожженные керамические материалы, активированный уголь, песок и т.п. Коллоидные материалы при изменении содержания в них влаги существенно изменяют геометрические размеры, сохраняя эластичные свойства. К ним относятся, например, желатин, мучное тесто и т.д. Капиллярно-пористые коллоидные материалы имеют капиллярно-пористую структуру, однако стенки капилляров,



как правило, эластичны, способны к набуханию при увлажнении и усыханию при обезвоживании. Материалы этой группы обладают свойствами материалов двух вышеназванных групп. Большинство влажных материалов относится к третьей группе, например торф, ткани, кожа, древесина и др. Изучение закономерностей переноса теплоты и массы при сушке типичных представителей каждой из групп позволяет качественно прогнозировать процесс сушки принадлежащих к этой группе материалов.

При сушке влага из внутренних слоев влажного материала передвигается к поверхности и затем испаряется в окружающую среду. На преодоление сил сцепления молекул влаги друг с другом и со скелетом материала требуются затраты энергии. Поэтому свойства влажных материалов, а также скорость процессов переноса в них зависят от форм связи влаги с материалом.

Количество влаги  $G_{\text{вл}}$ , содержащейся в материале в расчете на единицу массы абсолютно сухого материала  $G_{\text{с}}$ , называют влагосодержанием:

$$\text{в долях} \quad w^c = G_{\text{вл}} / G_{\text{с}}; \quad (5.1)$$

$$\text{в процентах} \quad w^c = G_{\text{вл}} \cdot 100 / G_{\text{с}}. \quad (5.2)$$

В сушильной технике используют иногда понятие влажности материала в расчете на единицу общей массы, т. е.:

$$\text{в долях} \quad w^0 = G_{\text{вл}} / (G_{\text{с}} + G_{\text{вл}}); \quad (5.3)$$

$$\text{в процентах} \quad w^0 = G_{\text{вл}} \cdot 100 / (G_{\text{с}} + G_{\text{вл}}). \quad (5.4)$$

Очевидная связь между влажностями на сухую и общую массу:

$$\text{в долях} \quad w^c = w^0 / (1 - w^0) \text{ и } w^0 = w^c / (1 + w^c); \quad (5.5)$$

$$\text{в процентах} \quad w^c = 100w^0 / (100 - w^0) \text{ и } w^0 = 100w^c / (100 + w^c). \quad (5.6)$$

Так как масса абсолютно сухого материала в процессе сушки остается неизменной, то использование понятия влагосодержания предпочтительнее, что значительно упрощает расчеты процесса обезвоживания [8].

## 5.2. Процесс сушки материалов

Для осуществления процесса сушки к влажному материалу необходимо подводить теплоту. В зависимости от способа подвода теплоты различают сушильные установки: конвективные, кондуктивные, терморadiационные, электромагнитные, комбинированные (конвективно-радиационные, конвективно-кондуктивно-радиационные и т.д.).

За исключением специальных случаев (сушка в замороженном состоянии, сушка со сбросом давления и т.д.), сушка представляет собой перемещение влаги внутри материала в зону фазового превращения, затем парообразование и удаление пара в окружающую среду. Испарение влаги создает перепад влагосодержания между внутренними и поверхностными слоями в материале, что вызывает непрерывное движение влаги в направлении к поверхности материала и уменьшение его локального  $u$  и среднего  $w^c$  влагосодержаний (рис. 5.4).

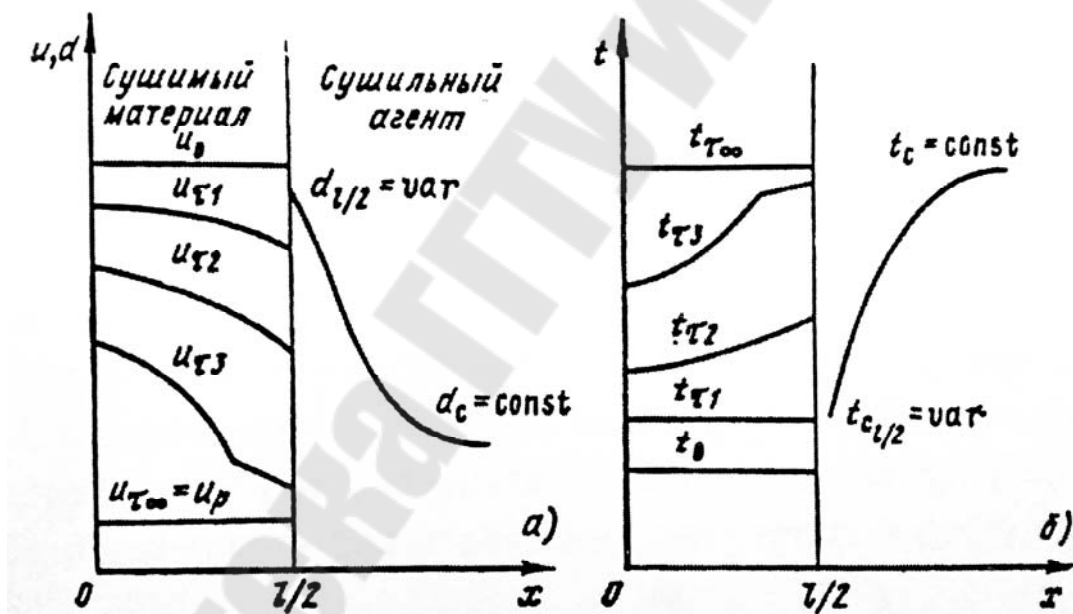


Рис. 5.4. Общая схема тепло- и массообмена влажного тела с сушильным агентом:

$a$  – поля влагосодержания;  $b$  – поля температур

Во влажном теле существуют изменяющиеся во времени влажная зона и зона испарения [47, 94]. В первой из них распределение влагосодержания и температуры удовлетворительно описывается уравнениями параболы, а во второй оно линейно. У поверхности влажной зоны, где испаряется наибольшее количество влаги, сушиль-

ный агент (при конвективной сушке) находится в состоянии насыщения (относительная влажность  $\varphi = 1,0$ ). У внешней поверхности зоны испарения парциальное давление паров удаляемой жидкости равно давлению паров в сушильном агенте. Поскольку это давление меньше давления насыщенного пара над свободной поверхностью жидкости, его значение зависит от влагосодержания и температуры материала. Постоянное изменение этих величин во времени (рис. 5.4) обуславливает переменность влагосодержания сушильного агента  $d_{1/2}$  у поверхности материала. По условиям сушки влагу, содержащуюся в материале, можно разделить на равновесную и удаляемую.

Равновесной влагой называют ту часть общей влаги в материале, которая не может быть удалена при данных условиях сушки. Влагосодержание материала, соответствующее этому количеству влаги, называют равновесным  $W_p^c$ . Количество содержащейся в материале влаги, которая находится в равновесии с насыщенной газообразной средой ( $\varphi = 1,0$ ), определяет гигроскопическое влагосодержание  $w_r^c$ . Если влагосодержание материала  $w^c$  меньше  $w_r^c$ , то давление пара в материале  $p_n$  меньше давления насыщенного пара над свободной поверхностью жидкости  $p_n$  и зависит от влагосодержания и температуры материала. При  $w^c > w_r^c$   $p_n = p_n$  и зависит только от температуры материала. Эта температура при конвективной сушке соответствует температуре адиабатного испарения жидкости. В определенных условиях температура смоченного термометра соответствует температуре испаряющейся жидкости. Тогда температуру адиабатного испарения можно называть температурой мокрого термометра  $t_m$ .

При постоянных параметрах режима конвективной сушки (температура сушильного агента  $t_c = const$ , его относительная влажность  $\varphi_c = const$  и скорость  $w_c = const$ ) в интервале влагосодержаний от начального  $w_n^c > w_r^c$  до  $w_r^c$  будет сохраняться постоянной не только температура материала, но и плотность потока влаги  $q_m$  от его поверхности в окружающую среду. В этом случае вся теплота, подводимая к влажному материалу, расходуется только на испарение влаги, т. е.

$$q_m = \alpha(t_c - t_m) / r, \quad (5.7)$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи от сушильного агента к влажной поверхности материала;  $t_c$  и  $t_m$  – соответственно температуры су-

шительного агента и поверхности материала;  $r$  – теплота парообразования.

Коэффициент теплоотдачи к влажному телу  $\alpha$ , как показывают многочисленные экспериментальные данные [47], выше, чем коэффициент теплоотдачи к сухому телу. Увеличение коэффициента теплоотдачи можно объяснить гипотезой об объемном испарении, выдвинутой А.В. Лыковым. Согласно этой гипотезе испарение влаги происходит не только внутри или на поверхности сушимого тела, но и в небольшом пространстве над поверхностью тела, куда выносятся субмикроскопические капли влаги, увлекаемые потоком сушильного агента с поверхности тела.

Существующие в настоящее время полуэмпирические или эмпирические зависимости [47] позволяют рассчитывать  $\alpha$ , а следовательно, и  $q_m$  при удалении влаги в интервале влагосодержаний от  $w_n^c$  до  $w_r^c$ . Однако определение общей продолжительности сушки до требуемого конечного влагосодержания материала  $w_k^c$ , лежащего в интервале  $w_p^c \leq w_k^c < w_r^c$ , возможно лишь при известных закономерностях кинетики сушки.

**Динамика сушки.** Динамика сушки определяет изменения локальных влагосодержаний  $u$  и температур внутри материала в пространстве и во времени.

При изучении процесса переноса массы и теплоты внутри материала (внутренняя задача сушки) используют или молекулярно-кинетический, или термодинамический метод исследования. Первый из них базируется на изучении микроскопической картины происходящих при этом процессов и осмысливании физической сущности отдельных составляющих сложного явления; второй – на изучении макроскопической картины переноса.

Перемещение влаги внутри материала происходит в виде жидкости и пара. С уменьшением влагосодержания материала доля пара возрастает. Перенос газообразного вещества обусловлен [47, 94]: направленным движением отдельных молекул за счет взаимной диффузии молекул пара и воздуха; стесненной (кнудсеновской) диффузией в капиллярах, размер которых меньше средней длины свободного пробега молекул; термодиффузией и тепловым скольжением; бародиффузией (переносом молекул компонента с большей массой в область повышенного давления); молярным переносом (поток Пуазейля), когда перемещаются скопления молекул под действием разности давле-

ний в разных точках тела. Движение жидкости обуславливается действием капиллярных, осмотических, гравитационных, термокапиллярных и других сил.

Сложная структура реального влажного материала, непрерывное изменение средних и локальных влагосодержаний и температуры, создают сложную картину процессов переноса, не поддающуюся строгому количественному анализу. Имеющиеся в настоящее время зависимости, описывающие отдельные явления переноса [39, 47], отражают картину массопереноса во влажных телах лишь качественно.

Для количественного описания полей влагосодержания и температуры используют термодинамический метод, являющийся обобщением многочисленных наблюдений за свойствами макроскопических систем. Согласно этому методу перенос субстанции происходит при наличии разности потенциалов переноса в разных точках пространства, причем от большего потенциала к меньшему. В состоянии термодинамического равновесия, т.е. в таком состоянии, в которое приходит изолированная макроскопическая система по истечении достаточно большого времени, потенциалы соприкасающихся тел и отдельных их участков одинаковы.

В соответствии со сказанным плотность потока массы во влажном теле [8]

$$q_m = -k_{\nabla\theta} \nabla\theta,$$

где  $k_{\nabla\theta}$  – коэффициент массопроводности;  $\nabla\theta$  – градиент потенциала переноса массы.

Аналогично связи потенциала переноса теплоты и энтальпии  $h = c_p t$  существует связь между потенциалом переноса и локальным влагосодержанием материала

$$u = c_m \theta,$$

где  $c_m$  – удельная изотермическая массоемкость, кг/(кг·°М).

Удельная изотермическая массоемкость численно равна массе влаги, которую необходимо добавить к телу, чтобы увеличить его потенциал на один массообменный градус. Абсолютное значение  $c_m$  зависит от капиллярно-пористой структуры тела и потенциала переноса.

В теории массопереноса в качестве эталонного тела принимают фильтровальную бумагу. Ее изотермическую удельную массоемкость считают постоянной и равной  $0,01w_r^c$  – максимальное гигроскопиче-

ское влагосодержание эталонного тела при 25°C ( $w_r^c = 0,277$  кг/кг). Тогда потенциал переноса массы

$$\theta = \frac{w_3^c}{0,277} 100, \quad (5.10)$$

где  $w_r^c$  – влагосодержание эталонного тела, находящегося в термодинамическом равновесии с исследуемым телом.

Прямые измерения потенциала переноса массы требуют знания точного значения удельной изотермической массоемкости.

В однородном теле или системе однородных тел при изотермических условиях  $c_m = const$ , тогда

$$\nabla\theta = \frac{\nabla u}{c_m}, \quad (5.11)$$

и плотность потока массы  $q_m$  вычисляют из соотношения

$$q_m = \frac{k_{\nabla\theta}\rho_0}{c_m\rho_0} \nabla u, \quad (5.12)$$

где  $\rho_0$  – плотность сухого материала.

Величина  $k_{\nabla\theta} / (c_m\rho_0) = a_m$  является в этих условиях основным коэффициентом переноса массы и называется коэффициентом диффузии влаги. Иногда  $a_m$  называют коэффициентом потенциалопроводности или влагопроводности. Коэффициент диффузии влаги характеризует свойства тела в отношении развития полей потенциала переноса влаги. Единицы его измерения аналогичны единицам измерения температуропроводности.

Коэффициент диффузии влаги зависит от коллоидно-физических свойств тела, его влагосодержания и температуры. Если влага переносится в виде пара, то повышение влагосодержания капиллярно-пористого материала сопровождается в основном увеличением коэффициента диффузии влаги  $a_m$  (рис. 5.5). В области влажного состояния, где перенос влаги происходит в виде жидкости, значение  $a_m$  может возрастать или оставаться постоянным [45].

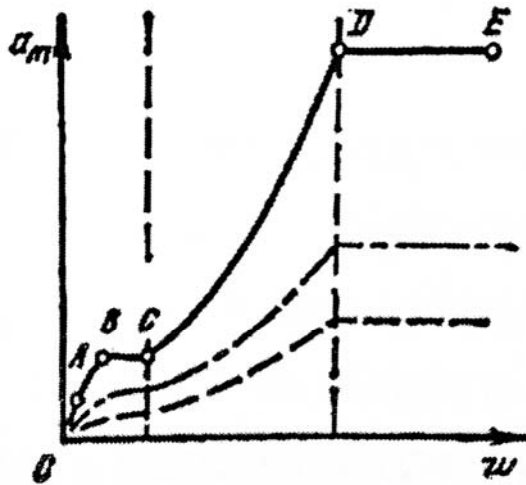


Рис. 5.5. Характер изменения коэффициента диффузии свободной влаги от влагосодержания и температуры материала:  
 —, — · —, — — — — температуры материала, соответственно  $t_1 < t_2 < t_3$

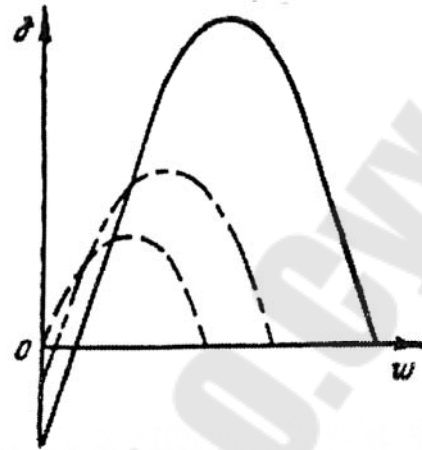


Рис. 5.6. Характер изменения термоградиентного коэффициента от влагосодержания и температуры материала:  
 —, — · —, — — — — температуры материала, соответственно  $t_1 > t_2 > t_3$

Участок  $AB$  (рис. 5.5) соответствует перемещению влаги мономолекулярной адсорбции, участок  $BC$  – влаги полимолекулярной адсорбции. В диапазоне влагосодержаний участков  $AB$  и  $BC$  влага перемещается только в виде пара. На участке  $CD$  ее перемещение осуществляется в виде пара и жидкости (капиллярная влага). При больших влагосодержаниях (участок  $DE$ ) осмотически и капиллярно связанная влага перемещается в виде жидкости. Приведенные на рис. 5.5 кривые качественно характеризуют изменение коэффициента диффузии влаги капиллярно-пористого коллоидного тела при его постоянной температуре. Абсолютное значение  $c_m$  зависит от капиллярно-пористой структуры тела и потенциала переноса.

Как установлено экспериментально, изменение температуры тела вызывает существенное изменение  $a_m$ ; зависимость  $a_m = f(t)$  степенная, причем показатель степени  $n = 7 \div 20$  [49].

Для расчета  $a_m$  рекомендуют формулу [49]

$$a_m = \frac{C}{1 - A\rho_\theta w} \left( \frac{T}{1000} \right)^n, \quad (5.13)$$

где  $A = 0,035$ ,  $n = 20$ ,  $C = (0,7 \div 50) \cdot 10^5$  для капиллярно-пористых тел;  $A = 0,020$ ,  $n = 10$ ,  $C = 0,6 \div 13$  для капиллярно-пористых коллоидных тел.

Подробные экспериментальные данные значений коэффициента диффузии влаги  $a_m$  для различных материалов приведены в [66].

При неизотермических условиях помимо переноса влаги под действием градиента влагосодержания существует перенос влаги под действием градиента температуры  $\nabla t$ , т.е. термовлагоприводность. Тогда поток влаги, вызванный термовлагопроводностью, кг/(м<sup>2</sup>·ч),

$$q_{m\nabla} = -a_t \nabla t = -a_m \delta \rho_0 \nabla t, \quad (5.14)$$

где  $a_t$  – коэффициент термического переноса влаги,  $\delta$  – термоградиентный коэффициент, численно равный перепаду влагосодержания в стационарном состоянии при отсутствии влагопереноса в двух точках тела, разность температур в которых составляет 1°С.

Термоградиентный коэффициент  $\delta$ , как и коэффициент диффузии влаги, зависит от свойств материала, влагосодержания и температуры. Зависимость  $\delta = f(w)$  (рис. 5.6) имеет один максимум и два значения влагосодержания, при которых  $\delta = 0$ . Максимум обычно соответствует границе между связанной и свободной влагой. При очень низких влагосодержаниях, когда вся влага переносится в виде пара, термоградиентный коэффициент отрицателен, т.е. перемещение пара происходит в сторону больших температур.

Если внутри материала существует одновременно неравномерные поля влагосодержания и температуры, то интенсивность переноса влаги, кг/(м<sup>2</sup>·ч),

$$q_m = q_{m\nabla u} + q_{m\nabla t} = -a_m \rho_0 \nabla u - a_m \delta \rho_0 \nabla t. \quad (5.15)$$

При интенсивном нагревании влажного тела (при атмосферном давлении до температур, близких к 100°С, и выше) возможны случаи, когда сопротивление скелета материала настолько велико, что при интенсивном парообразовании внутри возникнет устойчивый (нерелаксируемый) градиент избыточного давления, который будет служить еще одной движущей силой процесса массопереноса  $\nabla P$ . Поток массы, вызванный этой движущей силой, подобен фильтрации (полярный перенос), и поэтому плотность этого потока может быть рассчитана согласно закону Дарси:

$$q_{m\nabla p} = -k_{\nabla p} \nabla P, \quad (5.16)$$



где  $k_{\nabla p}$  – коэффициент паропроницаемости.

Тогда общая плотность потока массы

$$q_m = q_{m\nabla u} + q_{m\nabla t} + q_{m\nabla p} = -a_m \rho_0 \nabla u - a_m \rho_0 \delta \nabla t - k_{\nabla p} \nabla P. \quad (5.17)$$

Выражение (5.17) является основным уравнением переноса массы внутри влажного материала в стационарных условиях.

Для нестационарных условий при наличии только двух движущих сил (градиентов влагосодержания и температуры) А.В. Лыковым [51] получены дифференциальные уравнения переноса массы и теплоты:

$$\frac{\partial u}{\partial \tau} = a_m \nabla^2 u + a_m \delta \nabla^2 t; \quad (5.18)$$

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \nabla^2 t + \varepsilon \frac{r}{c} \frac{\partial u}{\partial \tau}, \quad (5.19)$$

где  $r$  – удельная теплота испарения;  $\bar{c}$  – приведенная удельная теплоемкость ( $\bar{c} \rho_0 = c \rho$ ; здесь  $c, \rho$  – истинные удельная теплоемкость и плотность материала);  $\varepsilon$  – критерий фазового превращения, равный доле потока влаги в виде пара от общего ее потока.

При  $\varepsilon = 1$  влага переносится в виде пара, а при  $\varepsilon = 0$  – в виде жидкости. Решение системы уравнений (5.18) и (5.19) позволило бы определять не только изменение полей влагосодержания и температуры во времени, но и изменение их среднеинтегральных значений, интенсивность и продолжительность сушки. Однако ограниченность сведений о константах и критерии фазового превращения позволяет получать количественные сведения о процессе сушки на базе уравнений А.В. Лыкова лишь для небольшого круга частных задач [51, 96].

Несмотря на трудность использования уравнений (5.17) и (5.19) для расчета процессов сушки с их помощью можно производить качественную оценку процессов, увязывая наиболее рационально способ и режим сушки с технологией обработки исследуемого материала.

На рис. 5.7 показаны типичные поля влагосодержаний и температур материала при различных способах подвода теплоты. При сушке нагретым воздухом (рис. 5.7, а), как правило, влагосодержание центральных слоев тела выше, чем поверхностных, а температуры приводят к тому, что поток влаги  $q_{m\nabla t}$ , под действием  $\nabla t$  направлен от поверхности тела вглубь. Поскольку суммарный поток  $q_m$  направ-

лен к поверхности тела (происходит обезвоживание материала), поток  $q_{m\nabla t}$  является препятствующим фактором, уменьшающим  $q_m$ .

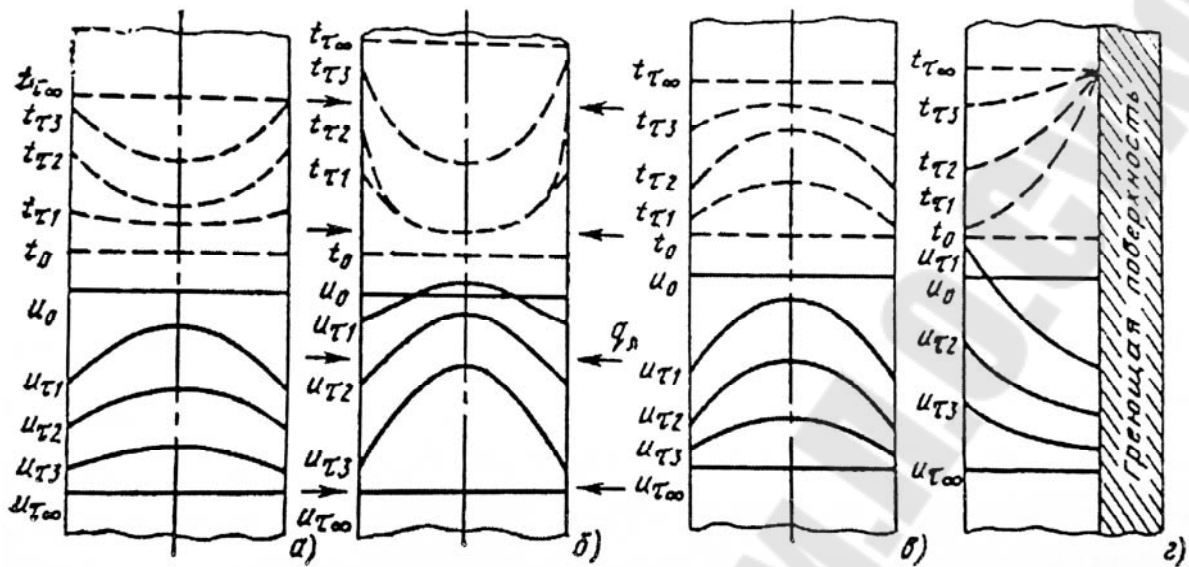


Рис. 5.7. Эволюция полей влагосодержания и температуры материала

При терморрадиационной сушке (рис. 5.7, б) градиент температуры  $\nabla t$  значительно выше, чем при конвективной, что определяет, как видно из рисунка, в первый момент превышение влагосодержания центральных слоев по сравнению с исходным. Градиент влагосодержания в этом случае выше, чем при конвективной сушке, а это может привести в ряде случаев к ухудшению качества материала (например, при сушке материалов, склонных к растрескиванию: чем выше  $\nabla u$ , тем выше напряжения в материале).

Используя особенности электромагнитной (высокочастотной) сушки (рис. 5.7, в), когда энергия к высушиваемому материалу, помещенному в поле электрического конденсатора, подводится по всему объему, можно добиться того, что потоки массы за счет влагопроводности  $q_{m\nabla u}$  будут направлены в одну сторону (от центра к поверхности). Такое наложение потоков обеспечивает наиболее интенсивную сушку. При кондуктивной сушке (рис. 5.7, г) влага в виде жидкости движется под действием  $\nabla u$  к греющей поверхности, испаряется и в виде пара удаляется с внешней поверхности. При сушке материалов, пропитанных суспензией (например, при покрытии красителем) кондуктивная сушка может вызвать скопление красящего вещества у греющей поверхности.

Таким образом, знание закономерностей перемещения массы внутри материала, полей влагосодержания и температуры, значений и

характера изменения движущих сил позволяет обоснованно выбирать способы и режимы его сушки [8].

**Кинетика сушки.** Изменения во времени средних по объему высушиваемого материала влагосодержания  $w^c$  и температуры  $t$  называют кинетикой сушки. Закономерности  $w^c = f(\tau)$  и  $t = f(\tau)$  кладут в основу определения продолжительности сушки до заданного конечного влагосодержания, количества испаренной влаги и теплоты на сушку. Графическую зависимость  $w^c = f(\tau)$  называют кривой сушки. Как видно из рисунка, на кривой сушки можно выделить ряд характерных периодов. Период прогрева (участок  $0a$ ) характеризуется увеличением температуры материала от  $t_n$  до  $t_m$ , если  $t_n < t_m$  (если же  $t_n > t_m$ , то  $t_n$  снижается до  $t_m$ ), уменьшением среднего влагосодержания от  $w_n^c$  до промежуточного значения и увеличением скорости сушки  $dw^c/d\tau$  от нуля до максимального значения  $N$ .

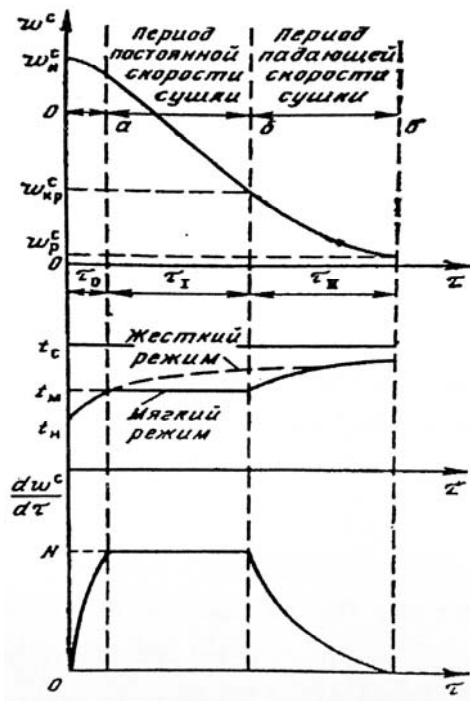


Рис. 5.8. Типичные кривые сушки, скорости сушки и изменения температуры материала при конвективном способе подвода теплоты

Участок  $ab$  носит название периода постоянной скорости или первого (1) периода сушки. Изменение влагосодержания во времени в этом периоде происходит линейно и зависит от условий теплообмена между сушильным агентом и материалом.

Поскольку между скоростью сушки и плотностью потока влаги из материала  $q_m$  существует взаимосвязь, то

$$\frac{dw^c}{d\tau} = \frac{q_m(\tau)F}{\rho_0 V}, \quad (5.20)$$

где  $\rho_0$  – плотность сухого материала;  $F$  и  $V$  – площадь поверхности и объем материала.

Поскольку  $q_m$  согласно выражению (5.8) для периода постоянной скорости является величиной постоянной, то для материала, не

подверженного в процессе сушки усадке,  $dw^c / d\tau = const$  и, следовательно, изменение  $w^c$  во времени линейно. Температура материала при мягких режимах сушки  $t_m$  не изменяется в течение всего периода постоянной скорости и равна температуре мокрого термометра, а парциальное давление пара у поверхности испарения равно давлению насыщения при температуре мокрого термометра. При жестких режимах сушки, когда интенсивность испарения достаточно велика, средняя температура материала в период постоянной скорости сушки непрерывно растет (штриховая кривая на рис. 5.8).

Период постоянной скорости сушки продолжается до критического влагосодержания  $w_{кр}^c$  (рис. 5.9), при котором внутридиффузионное (сопротивление переносу влаги внутри материала) и внешнедиффузионное (сопротивление переносу пара в пограничном слое) сопротивления равны. В этот момент времени на поверхности испарения влагосодержание материала равно гигроскопическому или меньше его, а в центре значительно больше гигроскопического. Поэтому влагосодержание можно определить как среднеинтегральное влагосодержание материала, при котором на поверхности достигается гигроскопическое влагосодержание и начинается период падающей скорости сушки или второй (II) период сушки. Критическое влагосодержание материала тем большее гигроскопического, чем больше его толщина. Температура материала во II периоде (участок *бв*) непрерывно повышается, стремясь к температуре сушильного агента  $t_c$ , а скорость сушки непрерывно убывает от своего максимального значения  $N$  до нуля. Второй период также называется периодом падающей скорости сушки. Скорость сушки принимает нулевое значение при достижении материалом равновесного влагосодержания  $w_p^c$ , которое соответствует такому динамическому равновесию, при котором поток влаги из материала за счет испарения и поток влаги к поверхности материала из окружающей среды (конденсация) равны, т.е. количество влаги в материале остается постоянным во времени.

Виды кривых скорости сушки (рис. 5.9) определяются формой связи влаги с материалом. Простейшая (линейная) зависимость 1 скорости сушки в периоде падающей скорости от влагосодержания характерна для тонких волокнистых материалов (бумага, тонкий картон). Линия 2 соответствует сушке коллоидных тел, линия 3 – сушке капиллярно-пористых тел. Для этих материалов характерно одно значение критического влагосодержания.

Материалам, имеющим различные формы связи влаги с материалом и сложную структуру, присущи более сложные кривые скорости сушки 4, 5. Кривая 4 характерна для сушки, например, глины, а кривая 5 – для сушки сухарей. На этих кривых наблюдается второе значение критического влагосодержания  $w_{кр2}^c$ . Для многих материалов эта точка соответствует началу удаления адсорбционно-связанной влаги, тогда как на участке от  $w_{кр1}^c$  до  $w_{кр2}^c$  удаляется влага из микрокапилляров.

Критическое влагосодержание при конвективной сушке зависит от вида и размера материала и параметров режима сушки  $t_c$ ,  $w_c$  и  $\varphi_c$ . Характер их влияния на  $w_{кр}^c$  приведен на рис. 5.10.

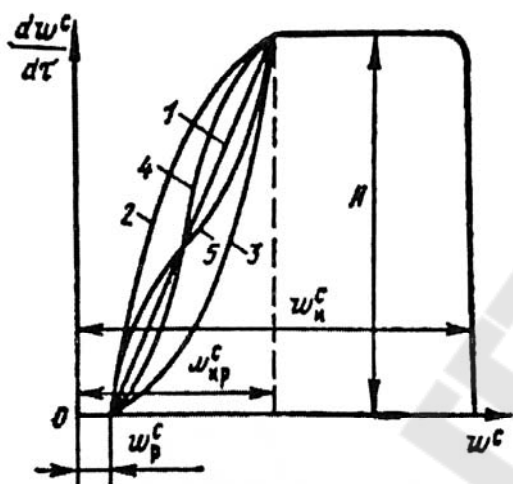


Рис. 5.9. Кривые скорости сушки наиболее распространенных групп материалов

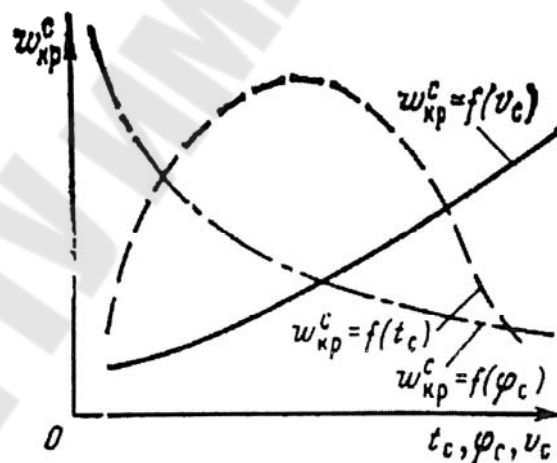


Рис. 5.10. Влияние режимных параметров конвективной сушки на критическое влагосодержание

Если в периоде постоянной скорости сушки не происходит углубление зоны испарения, то для определения  $w_{кр}^c$  рекомендуется следующее соотношение [49]:

$$w_{кр}^c = w_{\Gamma}^c + \frac{1}{\Gamma} \frac{q_m R}{a_m \rho_0}, \quad (5.21)$$

где  $w_{\Gamma}^c$  – максимальное гигроскопическое (соответствующее равновесному при  $\varphi = 1$ ) влагосодержание материала, которое может быть

во многих случаях принято равным критическому влагосодержанию на поверхности материала (табл. 5.1);  $\Gamma$  – коэффициент формы, для пластины  $\Gamma = 3$ , для цилиндра  $\Gamma = 4$ , для шара  $\Gamma = 5$ ;  $a_m$  – коэффициент диффузии свободной влаги в материале;  $R$  – характерный размер материала.

В первом периоде, когда удаляется в основном свободная влага, лимитирующими являются процессы внешнего тепло- и массообмена, а во втором, когда удаляется связанная влага, – процессы переноса теплоты и массы внутри влажного материала.

Поскольку скорость сушки в первом периоде  $N = const$ , продолжительность сушки в этом периоде

$$\tau_1 = \frac{w_n^c - w_{кр}^c}{100N} = \frac{\rho_0 V}{q_m F} \cdot \frac{w_n^c - w_{кр}^c}{100}, \quad (5.22)$$

где  $w_n^c$ ,  $w_{кр}^c$  – начальное и критическое влагосодержания материала.

Таблица 5.1

**Максимальное гигроскопическое влагосодержание [8]**

| Материал           | $t, ^\circ\text{C}$ | $w_\Gamma^c, \%$ | Материал                 | $t, ^\circ\text{C}$ | $w_\Gamma^c, \%$ |
|--------------------|---------------------|------------------|--------------------------|---------------------|------------------|
| Асбестовое волокно | 24                  | 1,00             | Кирпич силикатный        | 40                  | 1,82             |
| Бумага:            |                     |                  |                          | 0                   | 2,0              |
| газетная           | 24                  | 13,00            |                          | - 40                | 2,38             |
| писчая             | 24                  | 17,5             | Кокс                     | -                   | 2,85             |
| упаковочная        | 24                  | 17,2             | Пенобетон                | 40                  | 2,90             |
| Вата:              |                     |                  | Силикагель               | -                   | 23,8             |
| гигроскопическая   | -                   | 28,6             | Торф                     | 20                  | 8,33             |
| стеклянная         | -                   | 0,62             | Уголь подмосковный       | -                   | 2,32             |
| Гипсошлакобетон    | 20                  | 11,5             |                          |                     |                  |
| Дерево             | 20                  | 23,8             | Хлопчатобумажная ткань   | -                   | 13,9             |
| Каолин             | 24                  | 1,43             |                          |                     |                  |
| Кирпич красный     | 40                  | 1,00             | Цементнопесчаный раствор | 20                  | 1,78             |
|                    | 0                   | 1,25             |                          |                     |                  |
|                    | - 40                | 1,54             | Шлакобетон               | 20                  | 2,94             |

Точное аналитическое определение времени сушки во втором периоде чрезвычайно сложно, так как коэффициенты внутреннего переноса теплоты и массы, зависящие от влагосодержания и температуры, в этом периоде существенно меняются. А.В. Лыковым предложен

упрощенный метод расчета кинетики второго периода сушки. Сущность этого метода заключается в том, что действительная кривая скорости сушки в периоде падающей скорости заменяется прямой, проведенной из точки  $w_p$  до пересечения с прямой  $N = const$ , так чтобы площади были равны. В результате такой замены критическая точка в зависимости от характера кривой скорости сушки смещается вправо или влево. При этом влагосодержание, соответствующее точке пересечения проведенной прямой с прямой, характеризующей постоянную скорость сушки в первом периоде, называется приведенным критическим влагосодержанием  $w_{к.п.}^c$ . Введение величины  $w_{к.п.}^c$  позволяет существенно упростить аналитическое выражение для скорости сушки во втором периоде для произвольного момента времени:

$$-dw^c / d\tau = k(w^c - w_0^c), \quad (5.23)$$

где  $k$  – коэффициент сушки, зависящий от режима сушки,  $c^{-1}$ :

$$k = N / (w_{к.п.}^c - w_p^c) = \chi N; \quad (5.24)$$

здесь  $\chi$  – относительный коэффициент сушки, зависящий от свойств материала и его начальной влажности.

Таблица 5.2

**Относительный коэффициент сушки некоторых материалов [8]**

| Материал  | Толщина,<br>$10^3$ м | Влагосодержание, % |            | $\chi$ , 1% |
|-----------|----------------------|--------------------|------------|-------------|
|           |                      | критическое        | равновесие |             |
| Асбест    | 10                   | 170                | 0,1 – 3    | 0,0108      |
|           | 10                   | 65                 | 0,1 – 3    | 0,0275      |
| Гваюла    | 10 – 30              | 66 – 102           | 1 – 1,5    | 0,0178      |
| Гипс      | 10                   | –                  | 0 – 2      | 0,0710      |
| Глина     | 30                   | 40 – 42            | 0 – 3      | 0,0509      |
| Картофель | 3 – 5                | 400                | 2 – 10     | 0,0710      |
| Кожа      | 2                    | 85 – 110           | 0,5 – 2,5  | 0,0180      |
| Кок-сагыз | 10 – 30              | 64 – 100           | 1 – 1,5    | 0,0154      |
| Макаронны | 7,0                  | 35 – 51            | 8 – 18     | 0,0442      |
| Мел       | 5                    | 18                 | 0 – 1      | 0,20        |
| Морковь   | 3 – 5                | 840                | 2 – 5      | 0,0021      |

Продолжение таблицы 5.2

| Материал                       | Толщина,<br>$10^3$ м | Влагосодержание, % |            | $\chi$ , 1% |
|--------------------------------|----------------------|--------------------|------------|-------------|
|                                |                      | критическое        | равновесие |             |
| Натуральный каучук             | 10 – 30              | 56 – 120           | 1 – 1,7    | 0,0180      |
| Опилочно-<br>диатомовый кирпич | 56                   | 100 – 110          | 4 – 15     | 0,0146      |
| Пено-диатомовый<br>кирпич      | 56                   | 140 – 150          | 10 – 25    | 0,0180      |
| Соль                           | 10                   | 5                  | 0          | 0,320       |
| Фрезерный торф                 | 5 – 45               | 330 – 400          | 7 – 8      | 0,0052      |

В табл. 5.2 приведены значения относительного коэффициента сушки  $\chi$  некоторых материалов. Для случаев, когда значение равновесного влагосодержания  $w_p^c$  близко к нулю, относительный коэффициент сушки  $\chi$  рассчитывают согласно [49] по формуле

$$\chi = 1,8 / w_H^c. \quad (5.25)$$

Тогда для второго периода сушки

$$-\frac{dw^c}{d\tau} = 1,8N \frac{w^c - w_p^c}{w_H^c}. \quad (5.26)$$

Интегрируя уравнение (5.26), можно определить продолжительность сушки во втором периоде от  $w_{к.п.}^c$  до  $w_k^c$ :

$$\tau_{II} = \frac{1,28w_H^c}{N} \lg \frac{w_{к.п.}^c - w_p^c}{w_k^c - w_p^c}. \quad (5.27)$$

При известном из (5.25) значении  $\chi$  можно определить значение критического приведенного влагосодержания:

$$w_{к.п.}^c = \frac{1}{\chi} + w_p^c. \quad (5.28)$$

Общая продолжительность процесса сушки определяется суммированием продолжительностей сушки в первом и втором периодах:

$$\tau = \tau_I + \tau_{II};$$



$$\tau = \frac{1}{N} \left[ w_{\text{н}}^c - w_{\text{п}}^c - \frac{1}{\chi} - 1,28 w_{\text{н}}^c \lg \chi (w_{\text{к}}^c - w_{\text{п}}^c) \right]. \quad (5.29)$$

При вычислении  $\chi$  по (5.26) продолжительностью сушки

$$\tau = \frac{\rho_0 V}{q_m F} \left[ 0,44 w_{\text{н}}^c - w_{\text{п}}^c - 1,28 w_{\text{н}}^c \lg \frac{1,8 (w_{\text{к}}^c - w_{\text{п}}^c)}{w_{\text{н}}^c} \right]. \quad (5.30)$$

Ввиду сложности аналитического расчета процесса сушки широкое распространение получили эмпирические соотношения для расчета продолжительность сушки материала от  $w^c$  и  $w_{\text{к}}^c$ . Согласно [96] время рассчитывают по формуле

$$\tau = \frac{w_{\text{н}}^c - w_{\text{к}}^c}{N} \frac{1}{\left[ 1 - C (w_{\text{н}}^c - w_{\text{к}}^c) \right]}, \quad (5.31)$$

где  $C$  – постоянная величина, зависящая от вида материала.

Для расчета времени сушки текстильных и лубоволокнистых материалов в [8, 96] рекомендовано соотношение

$$\tau = \frac{1}{N} \left[ w_{\text{н}}^c - w_{\text{п}}^c + A \int_{w_{\text{к}}^c}^{w_{\text{кр}}^c} \frac{dw^c}{(w_{\text{к}}^c - w_{\text{п}}^c)^n} + B (w_{\text{кр}}^c - w_{\text{к}}^c) \right], \quad (5.32)$$

где  $A, B, n$  – эмпирические константы зависящие от вида материала (например, для льняного мокрого волокна  $A = 0,34, B = 0,84, n = 1,23$ ; для короткого волокна кенафа  $A = 0,567, B = 0,64, n = 0,9$ ).

При наличии хотя бы одной экспериментальной кривой сушки расчет  $\tau$  для любых условий сушки того же материала проводят по методу В.В. Красникова [100]. В основу метода положено допущение о том, что произведение скорости сушки  $N$  на текущее время  $\tau$  независимо от режима сушки остается величиной постоянной, т.е.

$$N_1 \tau_1 = N_2 \tau_2 = \dots = N_n \tau_n = \text{const}, \quad (5.33)$$

где  $N_1, N_2, \dots, N_n$  – скорости сушки в периоде постоянной скорости при различных режимах;  $\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_n$  – текущее время сушки, в течение которого влагосодержание изменилось от  $w_{\text{н}}^c$  до  $w^c$ . Отсюда следует, что все экспериментальные кривые сушки данного материала при различных режимах (семейство кривых 1-3 на рис. 5.11, а) при одном

и том же  $w_n^c$ , перенесенные в новую систему координат  $w^c - w_p^c$ ,  $N\tau$ , совмещаются в единую кривую, названную обобщенной кривой кинетики сушки (рис. 5.11,б).

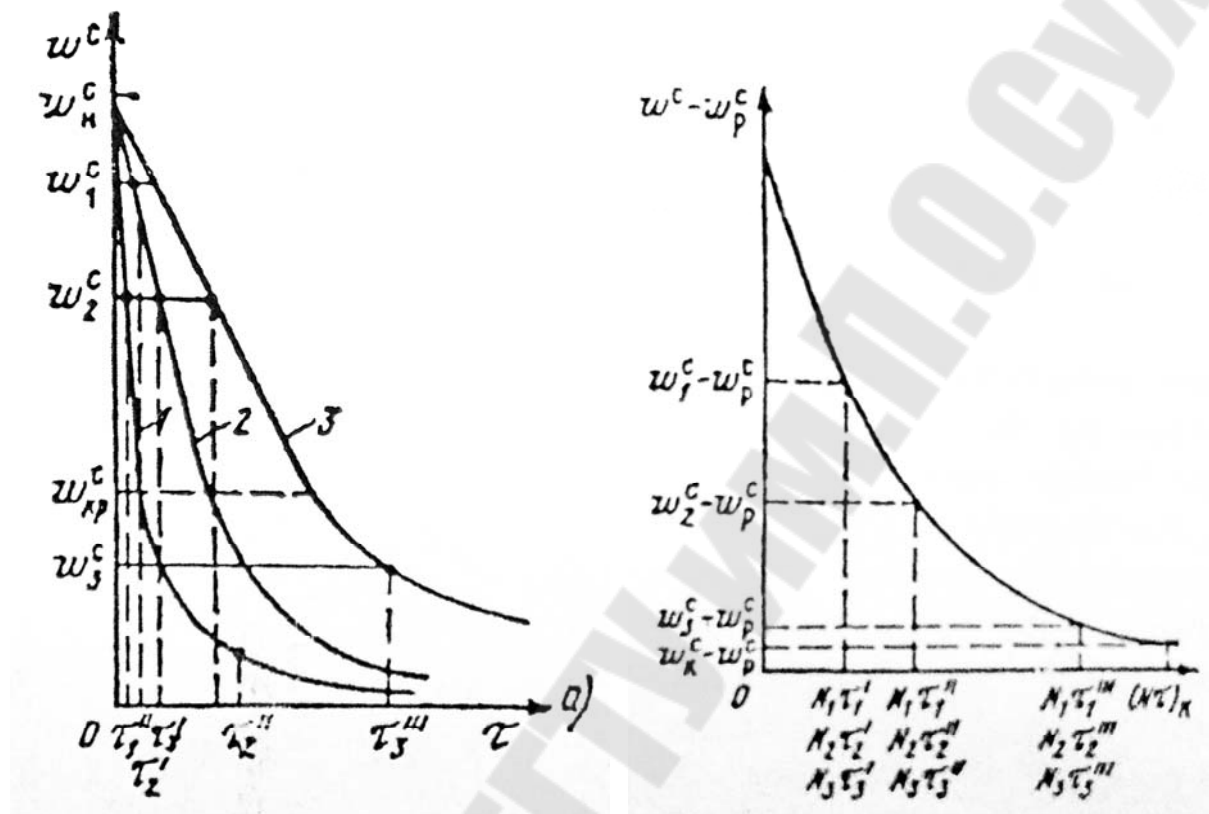


Рис. 5.11. Обобщенная кривая кинетики сушки

При  $w_n^c \neq const$  и  $w_{кр}^c \approx const$  выполняется равенство

$$N_1\tau_1 = N_2 \left( \tau_2 + \frac{w_{н1}^c - w_{н2}^c}{N_2} \right) = \dots = N_n \left( \tau_n + \frac{w_{н1}^c - w_{нn}^c}{N_n} \right). \quad (5.34)$$

Тогда в соответствии с рис. 5.11 время сушки от  $w_n^c$  до  $w_k^c$

$$\tau = \frac{(N\tau)_{w_n^c} - (N\tau)_{w_k^c}}{N}, \quad (5.35)$$

где  $(N\tau)_{w_n^c}$ ,  $(N\tau)_{w_k^c}$  – обобщенное время, найденное соответственно при  $w_n^c$  и  $w_k^c$ ;  $N$  – скорость сушки в первом периоде при заданных по

условиям проектирования параметрах режима, определяемая по (5.7), (5.20).

Обобщенные кривые часто аппроксимируются полиномом по степеням  $(w^c - w_p^c)$ . Для синтетических тканей толщиной до 5 мм в [96] получено соотношение

$$N\tau = 83,46(w^c - w_p^c) + 0,173(w^c - w_p^c)^2 - 3,76 \cdot 10^{-3}(w^c - w_p^c)^3 + 3 \cdot 10^{-5}(w^c - w_p^c)^4. \quad (5.36)$$

### 5.3. Конвективная сушка

Наибольшее распространение в промышленности и сельском хозяйстве для обезвоживания материалов получили конвективные сушильные установки. Теплота для сушки материалов в них передается конвекцией от горячего газообразного сушильного агента к влажному материалу. Сушильный агент одновременно служит не только теплоносителем, но и влагопоглотителем, поскольку уносит из сушильной установки, образовавшиеся в процессе сушки пары влаги. В качестве сушильного агента используют воздух, топочные и другие инертные по отношению к высушиваемому материалу газы (азот, гелий, диоксид углерода и др.), перегретый водяной пар или пар удаляемого из материала растворителя [8].

При выборе сушильного агента следует учитывать, прежде всего, технологические особенности сушки. Например, пищевые продукты не рекомендуется сушить топочными газами. Использовать инертный сушильный агент следует, если пары удаляемой из материала жидкости взрыво- или пожароопасны и т.д. В случае возможности использования нескольких сушильных агентов следует руководствоваться технико-экономическими соображениями.

Воздух – наиболее дешевый и широко используемый сушильный агент. Его применение особенно эффективно, если сушимый материал не ухудшает свои свойства в присутствии кислорода и не подвержен разложению при высоких температурах. Экономически оправдано нагревание воздуха до 500°C в теплообменниках из жаропрочной стали и до 800-1000°C в регенеративных теплообменниках.

Топочные (дымовые) газы целесообразно использовать при сушке термостойких материалов, не изменяющих качественные показатели при соприкосновении с продуктами горения топлива. Чем вы-

ше температура используемых топочных газов, тем интенсивнее процесс сушки, тем компактнее сушильная установка. Диапазон температур топочных газов 250-1200°C. Для сушки используют дымовые газы из топок производственных котельных, из котлов ТЭЦ, нагревательных, плавильных и обжиговых печей или сооружают специальные топочные устройства, в которых сжигают топливо и отходы технологического производства.

Азот используют в качестве сушильного агента редко и в тех случаях, когда по тем или иным причинам нежелателен контакт сушимого материала или паров удаляемой влаги с кислородом. Поскольку азот получают в специальных воздухоразделительных установках, применяют его в сушилках, работающих по замкнутому циклу. Экономически оправданный уровень начальных температур этого сушильного агента - около 400°C. В аналогичных случаях можно применять в качестве сушильного агента гелий. Коэффициенты теплоотдачи от гелия существенно выше, чем от воздуха или азота, но, с другой стороны, стоимость получения гелия выше, чем азота. Поэтому в таких случаях требуется тщательный технико-экономический анализ [8, 49, 50, 51, 52].

Для сушки многих капиллярно-пористых материалов целесообразно и экономически выгодно применять в качестве сушильного агента перегретый водяной пар атмосферного давления из специального источника или перегретый пар, удаляемый из материала. Использование в качестве сушильного агента перегретого водяного пара атмосферного давления имеет ряд термодинамических, технологических и технико-экономических преимуществ по сравнению с воздухом или топочными газами [56, 96]:

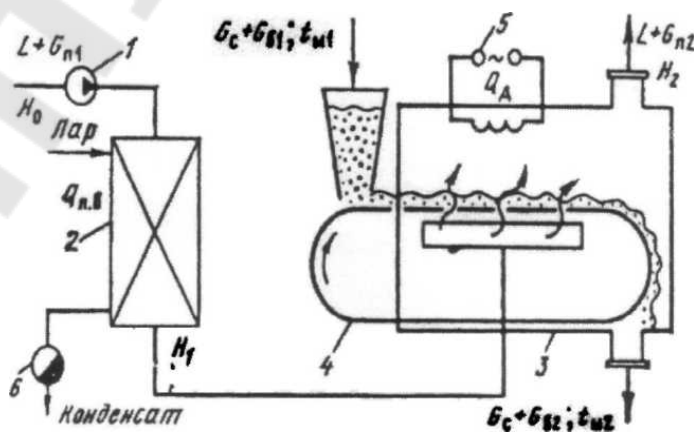


Рис. 5.12. Принципиальная схема непрерывно действующей конвективной сушиллки:

1 – вентилятор; 2 – калорифер; 3 – сушиллка; 4 – транспортер; 5 – дополнительный подогреватель; 6 – конденсаторводчик

Наиболее существенно преимущества перегретого пара появляются при температурах выше 150-180°C, причем чем выше температура, тем более эффективно применение перегретого пара.

**Материальный и тепловой балансы конвективных сушильных установок.** При проектировании сушильных установок составление материального и теплового баланса позволяет установить расходы сушильного агента, теплоты, тепловую экономичность установки, изменение параметров сушильного агента и т. д. Результаты балансовых расчетов в совокупности с кинетическими характеристиками процесса сушки являются исходными данными для конструктивного расчета установки и ее отдельных узлов.

Рассмотрим простейшую конвективную сушильную установку (рис. 5.12), в которой сушильный агент нагнетается вентилятором 1, водяным паром нагревается в калорифере 2, однократно используется для сушки материала в сушилке 3 и выбрасывается в окружающую среду. Влажный материал транспортером 4 подается в сушилку, высушивается при контакте с сушильным агентом (продувание через слой) и выводится из установки. Установка работает непрерывно в стационарном режиме [8].

**Материальный баланс.** Принимаем, что сушимый материал и сушильный агент состоят из абсолютно сухой части и влаги (в виде жидкости в материале, пара в сушильном агенте), т.е.  $G_M = G_c + C_B$ ,  $G_{c.a} = L_c + G_{п1}$ ;  $G_M$  и  $G_{c.a}$  – соответственно расходы материала и сушильного агента. Поскольку вся влага, испаренная из материала, уносится сушильным агентом, материальный баланс установки имеет вид

$$L_c + G_{п1} + G_c + C_{B1} = L_c + G_{п2} + G_c + G_{B2}. \quad (5.37)$$

Индексы 1 и 2 относятся к параметрам соответственно на входе в сушилку и выходе из нее. Будем полагать, что в сушилке массы абсолютно сухой части материала и сушильного агента не изменяются, т. е.  $L_c = const$  и  $G_c = const$ . Поэтому материальный баланс для системы влажный материал – сушильный агент следует записывать только применительно к переносимому компоненту – влаге. Количество влаги в сушильном агенте на выходе  $G_{п2}$  возрастает, причем

$$G_{п1} + G_{B1} = G_{п2} + G_{B2} \quad (5.38)$$

или

$$W = G_{B1} + G_{B2} = G_{п2} - G_{п1}, \quad (5.39)$$

где  $W$  – количество выделяемой материалом влаги, кг/с.

С учетом определений понятий влагосодержания сушильного агента  $d$ , г влаги/кг сухого воздуха, и материала,  $w^c$ , %, запишем окончательно материальный баланс сушилки:

$$G_c \left( \frac{w_1^c - w_2^c}{100} \right) = L \frac{d_2 - d_1}{1000}. \quad (5.40)$$

Левая и правая части уравнения (5.40) выражают количество испаренной влаги  $W$ . Таким образом,  $W$  можно вычислить, если известны:

а) количество  $L$ , начальное  $d_1$ , и конечное  $d_2$  влагосодержания сушильного агента:

$$W = L \frac{d_2 - d_1}{1000}; \quad (5.41)$$

б) любые три из четырех характеристик сушимого материала – начальное  $w_1^c$  и конечное  $w_2^c$  влагосодержания, его исходная  $G_1$  и конечная  $G_2$  массы:

$$W = G_1 \frac{w_1^c - w_2^c}{100 + w_1^c} = G_2 \frac{w_1^c - w_2^c}{100 + w_2^c}. \quad (5.42)$$

Можно определить  $W$  по двум характеристикам –  $G_1$  и  $G_2$ .

Из выражения (5.41) определяют удельный (на 1 кг испаренной влаги) расход сухого сушильного агента:

$$1 = \frac{L}{W} = \frac{1000}{d_2 - d_1}. \quad (5.43)$$

Объемный расход сушильного агента  $V$  зависит от его влагосодержания:

$$V = \frac{L(1 + d/1000)}{\rho}, \quad (5.44)$$

где  $\rho$  – плотность сушильного агента, рассчитываемая по формуле

$$\rho = 0,289 \frac{p}{T} \frac{1000 + d}{622 + d}. \quad (5.45)$$

Материальный баланс для непрерывно действующих сушилок составляют для потоков массы, для периодически действующих – в целом на цикл их работы.

**Тепловой баланс.** Для упрощения записи теплового баланса представим сушимый материал на входе состоящим из транзитной части  $G_2 = G_c + G_{в2}$  и испаряемой влаги  $W$  [8], т. е.

$$G_c + G_{в1} = G_2 = G_c + W \quad (5.46)$$

Для сушилки (рис. 5.12) приходная часть теплового баланса должна включать:

а) теплоту, переданную сушильному агенту в калорифере,

$$Q_{п.в} = L(H_1 - H_0), \quad (5.47)$$

где  $H_1, H_0$  – энтальпии сушильного агента на выходе из калорифера и окружающего воздуха;

б) дополнительные тепловыделения  $Q_d$  в сушилке (например, от дополнительного нагревателя или от инфракрасных излучателей – при конвективно-радиационной сушке и т. п.);

в) физическую теплоту, вносимую сушильным агентом  $LH_0$ , транзитной частью сушеного материала  $G_2 c_{м1} t_{м1}$  испаряемой влагой  $c_{вл} W t_{м1}$ , транспортным устройством (транспортером)  $G_{тр} c_{тр1} t_{тр1}$ .

Расходная часть теплового баланса состоит из потерь теплоты:

с уходящим сушильным агентом  $LH_2$ ;

с уходящим материалом  $G_2 c_{м2} t_{м2}$ ;

с уходящим транспортным устройством  $G_{тр} c_{тр2} t_{тр2}$ ;

в окружающую среду внешней поверхностью сушилки  $Q_5 = \sum k_i F_i \Delta t_i$ ,

где  $k_i, F_i, \Delta t_i$  – соответственно средние коэффициент теплопередачи, площадь поверхности и разность температур на  $i$ -м участке сушилки.

Таким образом,

$$\begin{aligned} L(H_1 - H_0) + Q_d + LH_0 + G_2 c_{м1} t_{м1} + c_{вл} W t_{м1} + G_{тр} c_{тр1} t_{тр1} = \\ = LH_2 + G_2 c_{м2} t_{м2} + G_{тр} c_{тр1} t_{тр1} + Q_5 \end{aligned} \quad (5.48)$$

Если в сушилку поступает материал с частично замороженной влагой, то в расходную часть добавляют составляющую, равную расходу теплоты на подогрев льда до  $0^\circ\text{C}$  и превращение его в жидкость при  $0^\circ\text{C}$ . В приходную часть со знаком минус или плюс включается

теплота химических превращений  $Q_x$  при наличии эндотермических или экзотермических реакций.

Перепишем тепловой баланс (5.48) в следующем виде:

$$L(H_1 - H_2) = G_2(c_{m2}t_{m2} - c_{m1}t_{m1}) + G_{тр}(c_{тр2}t_{тр2} - c_{тр1}t_{тр1}) - c_{вл}Wt_{m1} - Q_d + Q_5 \quad (5.49)$$

В правой части уравнения первый член соответствует затратам теплоты на нагревание материала  $Q_2$  второй – на нагревание транспортных устройств  $Q_{тр}$ . Разделив левую и правую части (5.49) на  $W$ , перепишем уравнение теплового баланса в удельных величинах, отнесенных к 1 кг испаренной влаги:

$$l(H_1 - H_2) = q_m + q_{тр} + q_5 - c_{вл}t_{m1} - q_d, \quad (5.50)$$

где  $q_m = G_2(c_{m2}t_{m2} - c_{m1}t_{m1})/W$ ;  $q_{тр} = G_{тр}(c_{тр2}t_{тр2} - c_{тр1}t_{тр1})/W$ ;  $q_5 = Q_5/W$ ;  $q_d = Q_d/W$ .

Разность между суммой удельных величин дополнительных теплопритоков  $\sum q_{тп} = q_d + c_{вл}t_{m1}$  и суммой удельных величин теплопотерь  $\sum q_{пот} = q_m + q_{тр} + q_5$  обозначим через  $\Delta$ . Тогда окончательно тепловой баланс сушилки примет вид

$$l(H_1 - H_2) = -\Delta \quad (5.51)$$

Для сушилки, условно называемой теоретической, в которой отсутствуют потери теплоты на нагревание материала, транспортных устройств, в окружающую среду и в которой нет дополнительного тепловыделения и температура входящего в нее материала равна  $0^\circ\text{C}$ , из выражения (5.48) получаем

$$H_1 - H_2 = const, \quad (5.52)$$

т.е. в теоретической сушилке процесс сушки происходит при постоянной энтальпии сушильного агента (адиабатный процесс).

Сделанный вывод может быть объяснен физически. Испарение влаги из материала за счет снижения температуры сушильного агента приводит к росту его влагосодержания, так что в целом его энтальпия остается неизменной.

Изменение энтальпии сушильного агента за счет изменения не только температуры, но и его влагосодержания приводит к тому, что



основная статья расхода теплоты в сушилке – расход теплоты на испарение влаги  $Q_{и}$  – присутствует в (5.48) и (5.49) в скрытом виде.

С учетом сказанного выше суммарный расход теплоты в сушилке можно записать как

$$\sum Q = Q_{н} + Q_{и} + Q_{тр} + Q_5 + Q_2 - Q_{д}, \quad (5.53)$$

где  $Q_{и}$  – расход теплоты на испарение влаги, равный для воды

$$Q_{и} = W(2500 + 1,97t_2 - 4,19t_{м1}); \quad (5.54)$$

$Q_2$  – потери теплоты с уходящим сушильным агентом, рассчитываемые по формуле

$$Q_2 = L(H'_2 - H_0). \quad (5.55)$$

Здесь  $H'_2$  – энтальпия сушильного агента при температуре  $t_2$  на выходе из сушилки и влагосодержаний  $d_i$  на входе в нее.

Требуемое количество теплоты  $\sum Q$  обеспечивается сушильным агентом на выходе из калорифера, т. е.  $LI'_1 = \sum Q$ . Последнее равенство позволяет рассчитать на основании теплового баланса требуемое количество сушильного агента при заданном температурном режиме сушки ( $t_1$  и  $t_2$ ):

$$L = \frac{Q_{и} + Q_{м} + Q_{тр} + Q_5 + Q_{д}}{c_1t_1 - c_2t_2}, \quad (5.56)$$

где  $c_1$  и  $c_2$  – удельные теплоемкости сушильного агента соответственно при температурах  $t_1$  и  $t_2$  и влагосодержаний  $d_1$ :

$$c_1 = c_{в} + 0,001d_1c_{п}, \quad (5.57)$$

где  $c_{в}$  и  $c_{п}$  – удельные теплоемкости сухого воздуха и пара при температуре  $t_1$ .

При отсутствии дополнительных источников теплоты в установке ( $Q_{д} = 0$ ) вся необходимая для сушки теплота подводится в калорифере, поэтому удельный расход теплоты рассчитывают как [8]

$$q = \frac{Q_{п.в}}{W} = \frac{L(H_1 - H_0)}{W} = l(H_1 - H_0). \quad (5.58)$$

Расход теплоты с учетом КПД калорифера или топки  $\eta$  равен

$$Q = \frac{Q_{п.в}}{\eta} = \frac{L(H_1 - H_0)}{\eta} = \frac{1000W (H_1 - H_0)}{\eta (d_2 - d_1)}. \quad (5.59)$$

В расчетах принимают для топок  $\eta = 0,95$ , для паровых и электрических калориферов  $\eta = 0,98 \div 0,99$ , для огневых калориферов в зависимости от температуры отходящих из калорифера газов  $\eta = 0,6 - 0,7$  [49, 50].

При подогреве сушильного агента паром расход последнего равен

$$D = \frac{1000W}{\eta(d_2 - d_1)} \frac{H_1 - H_0}{h_{п} - h_{к}}, \quad (5.60)$$

где  $h_{п}$  и  $h_{к}$  – соответственно энтальпии пара на входе в калорифер и конденсата на выходе из калорифера.

Таким образом, тепловой баланс сушилки позволяет определять суммарные затраты теплоты, тепловую мощность генератора теплоты, расходы сушильного агента или температуру и влагосодержание сушильного агента на выходе (при заданном расходе сушильного агента), а также тепловую экономичность сушилки  $q$ .

**Теплотехнологические схемы конвективных сушильных установок.** Рассмотренная выше теплотехнологическая схема сушильной установки с однократным использованием сушильного агента является основной и наиболее распространенной [8]. Для повышения тепловой экономичности сушки или снижения предельных температур нагревания сушильного агента, для проведения сушки во влажном сушильном агенте иногда целесообразно использовать более сложные теплотехнологические схемы сушильных установок. Нашли применение установки с рециркуляцией сушильного агента, многозонные установки с промежуточным подогревом сушильного агента в отдельных зонах, многозонные установки с промежуточным подогревом и рециркуляцией сушильного агента в отдельных зонах, многозонные с рециркуляцией сушильного агента из последней зоны в первую и др.

Тепловой расчет сушильных установок со сложными схемами может быть выполнен аналитически [96] или графоаналитически при помощи  $H, d$ - диаграммы влажного воздуха [45, 52].

Рассмотрим основы теплового расчета некоторых характерных сушильных установок.

**Сушка с однократным использованием сушильного агента.** Поскольку использование  $H, d$ - диаграммы для расчетов процессов

сушки подразумевает лишь анализ изменения состояния сушильного агента при его движении в установке, принципиальная схема такой установки с калорифером  $\Pi$  (подогревателем) и собственно сушильной камерой  $C$  (сушилкой) может быть представлена упрощенно (рис. 5.13, а) [8].

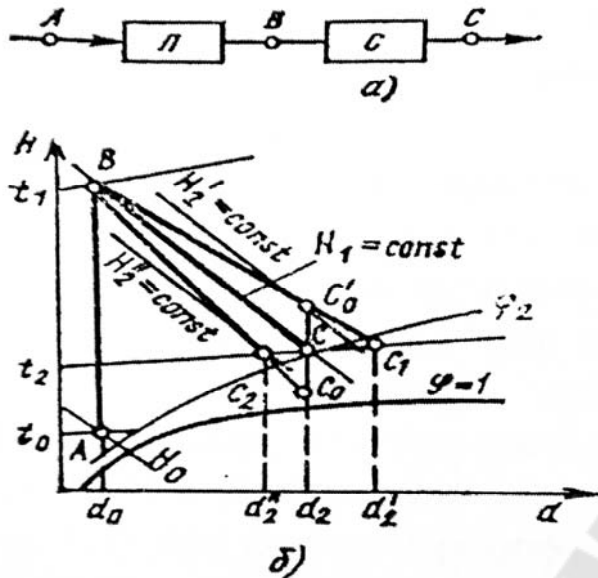


Рис. 5.13. Принципиальная схема сушилки с однократным использованием сушильного агента и изображение изменения его состояния в  $H, d$ -диаграмме

Для теоретической сушилки ( $q_m = 0, q_5 = 0, q_d = 0, t_{m1} = 0$ ), как было показано выше,  $H_1 = H_2$ . Сушильный агент в такой установке лишь дважды меняет свое состояние: нагревается в калорифере от температуры окружающей среды  $t_0$  до температуры  $t_1$  и затем охлаждается в сушилке до температуры  $t_2$ , поглощая влагу в процессе ее адиабатного испарения из материала. Нагревание сушильного агента (воздуха) изображается вертикальной прямой  $d_0 = const$  (отрезок  $AB$ ). Точки  $A$  и  $B$  соответствуют состояниям воздуха в окружающей среде  $(t_0, d_0)$  и перед сушилкой  $(t_1, d_0 = d_1)$ . Так как  $H_1 = H_2$ , то

линия  $BC$  соответствует изменению состояния воздуха в сушильной камере. Определив положение точки  $C$ , легко рассчитать удельные расходы воздуха  $l = 1000 / (d_2 - d_1)$  и теплоты  $q = (H_1 - H_0) \cdot 1000 / (d_2 - d_1)$ .

В действительной сушилке, в которой хотя бы одна из удельных составляющих теплового баланса не равна нулю, в зависимости от соотношения сумм удельных потерь теплоты  $\sum q_{пот}$  и удельных дополнительных тепловыделений  $\sum q_{пот}$  возможны три случая:

- 1)  $\Delta = 0$ , тогда из (5.51)  $H_1 = H_2$ ;
- 2)  $\Delta > 0$ , тогда  $H_1 < H_2$ ;

3)  $\Delta < 0$ , тогда  $H_1 > H_2$ .

Представляют интерес построения в  $H, d$ - диаграмме изменения состояния воздуха для второго и третьего случаев, поскольку построение для первого случая аналогично вышеприведенному построению для теоретической сушилки.

Для построения изменения состояния воздуха в действительной сушилке предварительно по (5.49) – (5.51) рассчитывают  $\Delta$ . С целью упрощения графических построений строят сначала изменение состояния воздуха в теоретической сушилке. По известной конечной температуре воздуха  $t_2$  определяют влагосодержание  $d_2$  (точка  $C$  на рис. 5.15, б), соответствующее изменению состояния в теоретической сушилке, имеющей температуру на входе  $t_1$  и влагосодержание  $d_0$  (точка  $B$ ).

Из уравнения теплового баланса (5.51) следует, что  $\Delta$  численно равна тангенсу угла наклона прямой, соединяющей на  $H, d$ - диаграмме точки состояния воздуха на входе в сушилку и выходе из нее, к линии  $H = const$ .

При известной разности  $d_2 - d_0$  рассчитывают энтальпию  $H_2''$ , соответствующую точке  $C_0$  (при  $\Delta < 0$ ) или  $H_2'$  – точке  $C'_0$  (при  $\Delta > 0$ ):

$$H_2' = H_1 + \Delta(d_2 - d_0)/1000. \quad (5.61)$$

Соединяя точку  $C_0$  или  $C'_0$  (в зависимости от знака  $\Delta$ ), определяемую  $H_2'$  или  $H_2''$ , с точкой  $B$ , получают политропу действительного процесса (рис. 5.13, б).

Пусть точки  $C, C_1, C_2$ , лежащие на изотерме  $t_2$ , соответствуют окончанию процесса сушки в сушилке при  $\Delta < 0, \Delta > 0$  и  $\Delta < 0$ . Тогда  $d_2, d_2'$  и  $d_2''$  соответствуют влагосодержанию воздуха на выходе из сушилки для этих случаев. Очевидно, что удельный расход воздуха на 1 кг испаренной влаги (1) будет различен: для действительного процесса сушки при  $\Delta > 0$  меньше, а при  $\Delta < 0$  больше, чем расход воздуха в теоретической сушилке (при  $\Delta < 0$ ), поскольку  $d_2'' - d_0 < d_2 - d_0 < d_2' - d_0$ .

По  $H, d$ - диаграмме определяют по (5.58) и (5.43) удельный расход теплоты:

$$q = l(H_1 - H_0) = (H_1 - H_0)1000 / (d_2 - d_0). \quad (5.62)$$

В сушилке, для которой теплотери преобладают над дополнительными теплопритоками ( $\Delta < 0$ ), удельный расход теплоты  $q'$  больше, чем в теоретической сушилке. При  $\Delta > 0$  имеет место неравенство  $q'' < q$ , так как  $d_2'' - d_1 > d_2 - d_1 > d_2' - d_1$ , а  $H_1 - H_0 = const$  для всех указанных случаев.

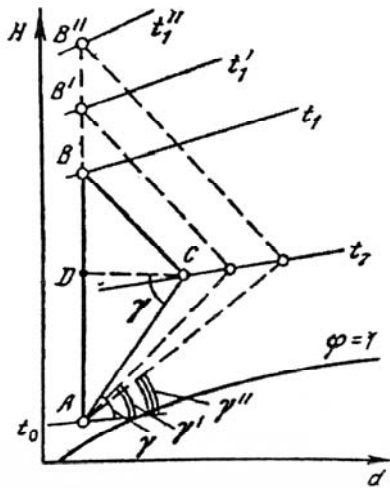


Рис. 5.14. Влияние температуры сушильного агента на тепловую экономичность сушилки

Для анализа влияния различных факторов на тепловую экономичность сушильной установки выразим удельный расход теплоты через тангенс угла наклона к оси влагосодержаний линии, соединяющей точки  $A$  и  $C$  (рис 5.14), т. е. точки, соответствующие состоянию воздуха на входе в установку (калорифер) и на выходе из сушильной камеры. В соответствии с (5.58) можно записать (рис. 5.14) [8].

$$q = (H_B - H_A) \cdot 1000 / (d_C - d_A). \quad (5.63)$$

С учетом масштабов по осям энтальпии  $M_H$  и влагосодержания  $M_d$  можно записать

$$H_B - H_A = AB \cdot M_H = (AD + DB) \cdot M_H; \quad (5.64)$$

$$d_C - d_A = DC \cdot M_d. \quad (5.65)$$

Поскольку углы  $B CD$  и  $D B C$  равны  $45^\circ$ , то  $BC = DC$ . Тогда

$$q = \frac{DB + AD}{DC} \frac{M_H}{M_d} = (1 + tg\gamma) m, \quad (5.66)$$

где  $m$  – отношение масштабов по осям энтальпии и влагосодержания  $H, d$ - диаграммы.

Очевидно, чем меньше угол  $\gamma$ , тем меньше удельный расход теплоты в сушилке, тем выше ее тепловая экономичность.

Используя наглядность представления тепловой экономичности, легко показать, что, например, для теоретической сушилки увеличение температуры воздуха на входе в сушилку при постоянных прочих

параметрах приведет к повышению тепловой экономичности процесса сушки.

Определив путем построения в  $H, d$ - диаграмме состояние воздуха после сушилки, рассчитывают расходы теплоты ( $Q = qW$ ) сушильного агента ( $L = lW$ ).

Для теоретической сушилки с однократным использованием воздуха легко получить указанные выше величины аналитически, не прибегая к построениям в  $H, d$ - диаграмме. Исходя из условия  $H_1 = H_2$ , определяют конечное влагосодержание воздуха. Так как

$$c_B t_1 + 0,001 d_1 h_1 = c_B t_2 + 0,001 d_2 h_2, \quad (5.67)$$

то для инженерных расчетов можно получить [96]

$$d_2 = \frac{10^3 \cdot \left( c_B + c_n \frac{d_1}{1000} \right) (t_1 - t_2)}{h_2} + d_1, \quad (5.68)$$

где  $h_1$  и  $h_2$  – соответственно энтальпии пара, находящегося в воздухе, при температурах  $t_1$  и  $t_2$ .

При  $\Delta \neq 0$  выражение для действительного конечного влагосодержания  $d_2^d$  согласно (5.51) примет вид

$$d_2^d = \frac{10^3 \cdot \left( c_B + c_n \frac{d_1}{1000} \right) (t_1 - t_2)}{h_2 - \Delta} + d_1. \quad (5.69)$$

При вычислении  $d_2^d$  по (5.69) следует величину  $\Delta$  подставлять с учетом алгебраического знака «+» или «-». Выражения (5.68) и (5.69) позволяют аналитически рассчитывать  $l$  и  $q$  все другие связанные с ними величины.

**Сушка с рециркуляцией сушильного агента.** Рециркуляцией будем называть возврат отработавшего сушильного агента с большим влагосодержанием в сушильную камеру и смешение его с сушильным агентом, который имеет меньшее влагосодержание, а коэффициентом рециркуляции  $k$  – отношение расходов сухого рециркулирующего и сухого смешиваемого сушильного агентов [8].

Сравнивая сушилки с однократным использованием воздуха и с рециркуляцией, можно отметить, что при одинаковых температурных

режимах в последней выше влагосодержание и относительная влажность сушильного агента на выходе, а также тепловая экономичность.

Повышение относительной влажности воздуха способствует, как правило, снижению механических напряжений в сушимом материале. Поэтому рециркуляцию используют для сушки лесоматериалов, кожи, керамических изделий и т. п. В последнее время она получает особо широкое применение, так как существенно увеличивает тепловую экономичность сушилки, причем, чем выше коэффициент рециркуляции, тем ниже удельные расходы теплоты.

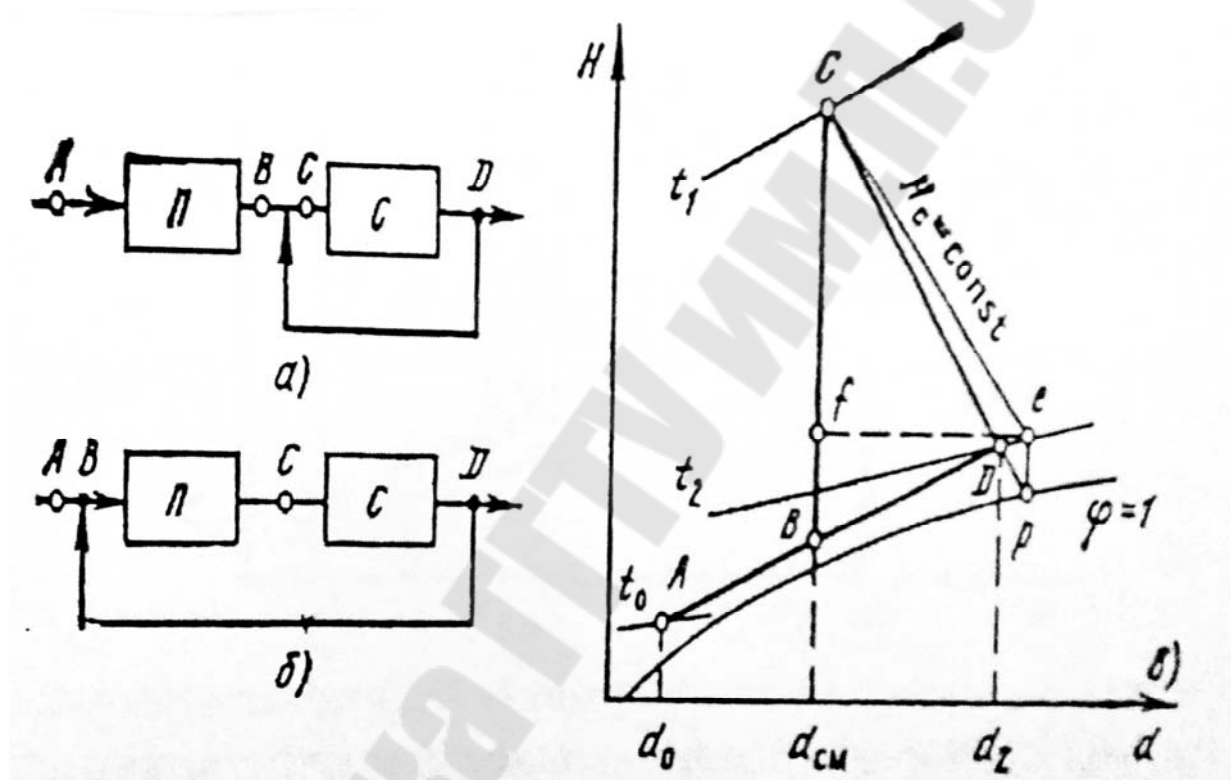


Рис. 5.15. Принципиальные схемы сушилок с рециркуляцией сушильного агента и изображение изменения его состояния в  $H, d$ - диаграмме

Однако наряду с достоинствами применение рециркуляции имеет и недостатки, связанные с теплотехническими и производственными трудностями сушки высоковлажным сушильным агентом. Принципиально возможны возврат и смешение некоторой части отработавшего (рециркулируемого), воздуха перед сушилкой (рис. 5.15, а) и перед калорифером (рис. 5.15, б). При заданных температуре сушильного агента и коэффициенте рециркуляции перед сушилкой в схеме

рис. 5.15,а следует нагревать незначительные количества свежего воздуха с параметрами точки  $A$  до очень высоких температур, а в схеме рис. 5.17,б температура нагревания в калорифере равна температуре сушильного агента на входе в сушилку, однако количество нагреваемого в нем воздуха существенно выше, чем в первой схеме. Вторая схема получила в промышленности большее распространение как относительно простая в техническом отношении. Поэтому ниже будет рассматривать построение процессов и тепловой расчет для нее. Свежий воздух, поступая в сушилку с параметрами точки  $A$  ( $d_0, t_0$ ), затем трижды меняет свое состояние: при смешении с частью отработавшего до состояния точки  $D$  ( $d_2, t_2$ ) воздуха (процесс изображается прямой, соединяющей точки  $A$  и  $D$ ), при нагревании в калорифере до состояния точки  $C$  ( $d_{см}, t_1$ ) и в сушилке при взаимодействии с сушимым материалом (рис. 5.15, в).

Уравнение материального баланса по влаге для сушилки в этом случае имеет вид [8]

$$\frac{Ld_{см}}{1000} + W = L \frac{d_2}{1000}, \quad (5.70)$$

где  $L$  – количество сухого воздуха, проходящего через сушилку;  $W$  – количество испаренной влаги;  $d_2, d_{см}$  – влагосодержания отработавшего воздуха и воздуха после смешения.

Удельный расход воздуха в сушилке

$$l = \frac{1000}{d_2 - d_{см}}. \quad (5.71)$$

Выражая  $d_{см}$  через  $d_0$  и  $k$ , получаем

$$l = \frac{1000}{d_2 - d_0}(1 + k). \quad (5.72)$$

Согласно определению коэффициента рециркуляции на каждый килограмм свежего воздуха в смеси приходится  $k$  килограммов рециркулирующего. Следовательно,

$$L = L_0(1 + k); L_p = L_0k = \frac{Lk}{1 + k}, \quad (5.73)$$

где  $L_0, L_p$  – количество свежего и рециркулирующего воздуха.

Для удельных расходов воздуха имеем



$$l_0 = \frac{1}{1+k} = \frac{1000}{d_2 - d_0}; \quad (5.74)$$

$$l_p = l_0 k = \frac{1000k}{d_2 - d_0}. \quad (5.75)$$

При расчете сушилки с рециркуляцией могут быть заданы различные параметры. Допустим, известны  $t_0$ ,  $d_0$ ,  $t_1$ ,  $t_2$ ,  $k$  (рис. 5.15, в). Тогда, зная  $\Delta Q / (c_1 t_1 - c_2 t_2)$  и  $1000W / (d_2 - d_{\text{см}})$ , можно определить влагосодержания воздуха  $d_2$  и  $d_{\text{см}}$ . На  $H, d$ -диаграмме параметрам  $t_0$ ,  $d_0$  соответствует точка  $A$ , а параметрам  $t_2$ ,  $d_2$  – точка  $D$ . Соединяя точки  $A$  и  $D$  прямой, на пересечении ее с вертикалью  $d_{\text{см}} = \text{const}$  находим точку  $B$ , соответствующую параметрам смешанного воздуха перед калорифером. Строим линию  $BC$  нагревания воздуха до  $t_1$  в калорифере. Линия  $CD$  соответствует процессу сушки. Если сушилка теоретическая [с учетом выражения  $\Delta Q / (c_1 t_1 - c_2 t_2)$ ], то линия  $CD$  пройдет по изоэнтальпе  $I' = \text{const}$ .

При заданных значениях  $t_0$ ,  $d_0$ ,  $t_1$ ,  $t_2$ ,  $k$ ,  $\Delta$  и  $l$  или  $L$  построение процессов для сушилки начинают также с вычисления  $d_2$  и  $d_{\text{см}}$ :

$$d_2 = d_0 + \frac{1000}{1} (1+k), \text{ или } d_2 = d_0 + \frac{1000W}{L} (1+k); \quad (5.76)$$

$$d_{\text{см}} = \frac{d_0 + k d_2}{1+k}, \text{ или } d_{\text{см}} = d_2 - \frac{1000}{1}. \quad (5.77)$$

На пересечении линии  $d_{\text{см}} = \text{const}$  с изотермой  $t_1$  находят точку  $C$ , соответствующую параметрам воздуха после калорифера. Через точку  $C$  проводят изоэнтальпу  $H_c = \text{const}$  и берут на ней произвольную точку  $e$ . Через точку  $e$  проводят горизонталь до пересечения с линией  $d_{\text{см}} = \text{const}$  (точка  $f$ ). Вычисляют длину отрезка  $ep = ef \Delta / m$  и при  $\Delta < 0$  откладывают его вниз по вертикали (точка  $p$ ). Соединяя точки  $C$  и  $p$ , на пересечении прямой  $C_p$  с линией  $d_2 = \text{const}$  получают точку  $D$ . Проводят линию  $AD$  и на пересечении с линией  $d_{\text{см}} = \text{const}$  получают точку  $B$ . После завершения построений определяют удельный расход теплоты:

$$q = l(H_c - H_B). \quad (5.78)$$

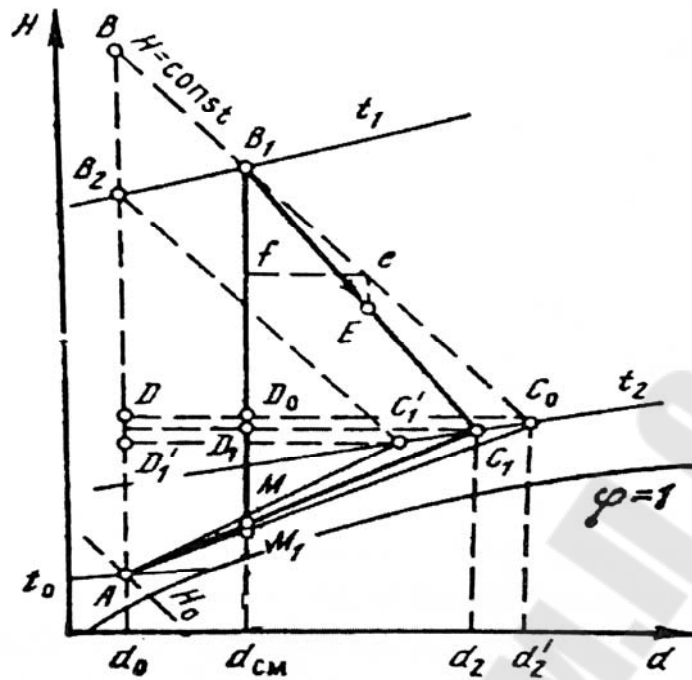


Рис. 5.16. Сравнение тепловой экономичности сушилок с рециркуляцией и однократном использовании сушильного агента

Удельные расходы теплоты в теоретических сушилках с рециркуляцией и в сушилках с однократным использованием воздуха при одинаковых значениях параметров в точках  $A$  и  $C_0$  и различных начальных температурах сушильного агента равновелики. Это следует из подобия треугольников  $ABC_0$  и  $M_1B_1C_0$  (рис. 5.16):

$$\frac{M_1B_1}{D_0C_0} = \frac{AB}{DC_0}, \text{ т.е. } \frac{H_1 - H_{\text{см}}}{d'_2 - d_{\text{см}}} = \frac{H_1 - H_0}{d'_2 - d_0}. \quad (5.79)$$

Использование рециркуляции в случае теоретической сушилки позволяет значительно уменьшить температуру теплоносителя, поступающего в сушилку, что существенно при сушке материалов, качество которых ухудшается при соприкосновении с газом высокой температуры. Однако если сравнить удельные расходы теплоты в тех же сушилках, но при одинаковых значениях температур на входе и выходе (треугольники  $M_1B_1C_0$  и  $AB_2C'_1$ ), то для варианта с рециркуляцией сушильного агента расход теплоты будет меньшим, так как угол наклона линии  $AC_0$  к горизонтали меньше угла наклона линии  $AC'_1$  и

$$\frac{AB_2}{D_1' C_1'} > \frac{M_1 B_1}{D_0 C_0}. \quad (5.80)$$

Для варианта сушки с рециркуляцией можно получить аналитическую зависимость для определения  $d_1$ ,  $d_{см}$  и связанных с ними величин  $l$ ,  $l_0$ ,  $l_p$ ,  $q$ . При  $\Delta = 0$ , исходя из равенства  $H_B = H_C$  и выражения  $H_B$  через  $t_1$  и  $d_{см}$ , а  $H_C$  – через  $t_2$  и  $d_2$ , получим

$$d_2' = \frac{10^3 \cdot \left( c_B + c_n \frac{d_0}{1000} \right) (t_1 - t_2)}{h_2 \left( 1 - \frac{k}{k+1} \frac{h_1}{h_2} \right)} + d_0. \quad (5.81)$$

При  $\Delta \neq 0$

$$d_2 = \frac{10^3 \cdot \left( c_B + c_n \frac{d_0}{1000} \right) (t_1 - t_2)}{(h_2 - \Delta) \left( 1 - \frac{k}{k+1} \frac{h_1}{h_2} \right)} + d_0. \quad (5.82)$$

По разности  $d_2 - d_0$  или  $d_2' - d_0$  вычисляют удельный расход свежего воздуха и далее  $l$ ,  $l_p$  и  $q$ . Из выражения (5.81) следует, что при заданных параметрах  $d_0$ ,  $t_1$ , и  $t_2$  существует предельное значение коэффициента рециркуляции ( $d_2$  физически не может быть меньше  $d_0$ ), определяемое из выражения

$$k_{пр} = \frac{r + c_n t_2 - \Delta}{c_n (t_1 - t_2)}. \quad (5.83)$$

Выбирая коэффициент рециркуляции, следует помнить, что, с одной стороны, при увеличении его значения до верхнего ограничивающего предела  $k_{пр}$  возрастает тепловая экономичность процесса сушки, с другой – при этом происходит увеличение расходов электроэнергии на перекачку рециркулирующего воздуха и капитальных затрат, на нагнетатель и соединяющие трубопроводы.

**Сушка с промежуточным подогревом сушильного агента [8].** Этот вид сушки применяют в многозонных установках при обезвоживании термолабильных материалов. Поскольку подобные материалы при высоких температурах сушильного агента подвержены

термической деструкции, сушильный агент подогревают перед каждой зоной до такой температуры, которая допустима для материала. Принципиальная схема трехзонной сушильной установки изображена на рис. 5.17, а, а изменение состояния воздуха в  $H, d$ - диаграмме показано на рис. 5.17, а'.

Будем считать, что во всех зонах начальные и конечные температуры воздуха равны соответственно  $t_1$  и  $t_2$ .

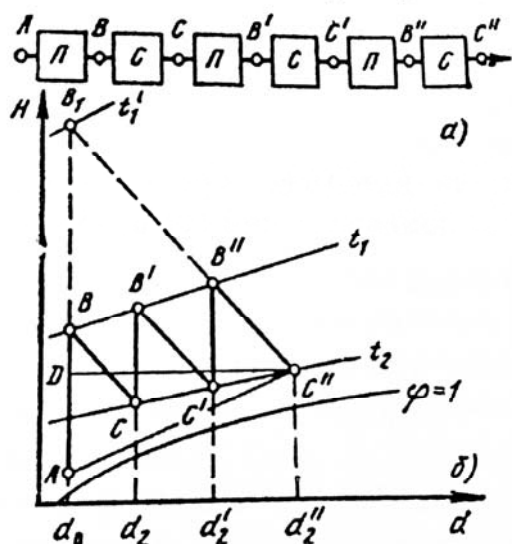


Рис. 5.17. Принципиальная схема сушилки с промежуточным подогревом сушильного агента и изображение изменения его состояния в  $H, d$ -диаграмме

Рассматривая каждую зону как сушилку с однократным использованием воздуха, последовательно по ходу воздуха строят процессы в  $H, d$ - диаграмме. В теоретической сушилке построение процессов не вызывает затруднений. Воздух перед первой зоной нагревают от температуры окружающей среды  $t_0$  до  $t_1$  по линии  $AB$ , далее следует процесс сушки материала с изменением параметров воздуха по линии  $H_B = const$  до температуры  $t_2$ , соответствующей точке  $C$ . Во второй зоне вновь нагревают воздух до температуры  $t_1$  (точка  $B'$ ) и

затем используют для сушки (точка  $C'$ ) и т.д. Расход воздуха во всех зонах одинаков. Легко показать, что

$$L = \frac{1000W}{d_2'' - d_0}; \quad l = \frac{1000}{d_2'' - d_0}, \quad (5.84)$$

где  $W$  – количество влаги, испаренной во всех зонах.

Если из построения процессов в  $H, d$ -диаграмме известны значения  $d_2, d_2', d_2''$ , то с учетом (5.84) можно рассчитать количество влаги, испаряемой в каждой зоне:

$$W_1 = \frac{L(d_2 - d_0)}{1000}; \quad W_2 = \frac{L(d_2' - d_2)}{1000}; \quad W_3 = \frac{L(d_2'' - d_2')}{1000}. \quad (5.85)$$

Исходя из теплового баланса для теоретической сушилки, имеем  $W_1 < W_2 < W_3$ . На практике следует согласовывать статические расчеты

с кинетикой сушки, поскольку увеличение влагосодержания сушильного агента замедляет процесс сушки. Возможные пути согласования: увеличение габаритов последующих зон; замедление продвижения материала в последующих зонах; интенсификация процесса обдува материала в последующих зонах для увеличения коэффициента теплоотдачи и т. д.

Удельный расход теплоты определяют суммированием затрат теплоты на подогрев воздуха во всех зонах:

$$q = 1(H_B - H_A + H_{B'} - H_C + H_{B''} - H_C), \quad (5.86)$$

или в отрезках

$$q = \frac{(AB + B'C + B''C_1)M_H}{DC''M_d}. \quad (5.87)$$

Из сопоставления рис. 5.14 и 5.17,б видно, что в сушилке с однократным использованием воздуха можно удалить то же количество влаги, что и в сушилке с промежуточным подогревом, увеличив начальную температуру воздуха до  $t_1'$  (точка  $B_1$ ). Тепловая экономичность этих сушилок будет одинакова, поскольку угол наклона линии  $AC''$  остается неизменным.

**Сушка топочными газами.** Стремление к интенсификации и повышению экономичности процесса сушки привело к использованию в качестве сушильного агента топочных газов. Сушилки на топочных газах по сравнению с сушилками с паровыми калориферами более экономичны по расходу топлива, менее металлоемки, менее инерционны при регулировании температуры сушильного агента и т.д. [45].

Балансовые расчеты сушильных установок на топочных газах, определение общих расходов теплоты и сушильного агента могут быть выполнены, так же как и для установок с использованием воздуха, с помощью  $H, d$ - диаграммы. Как правило, в сушильных установках используется смесь топочных газов с воздухом. При коэффициенте избытка воздуха  $\alpha > 5$  отличия значений удельных теплоемкостей смеси и чистого воздуха составляет менее 2%, а между их плотностями не превышает 1,5%. Поэтому при расчетах процесса сушки в случае, когда сушильным агентом являются топочные газы, использование  $H, d$ - диаграммы, построенной для чистого воздуха, вносит незначительную погрешность [45].

Сушилка на топочных газах состоит из трех основных узлов: топочного устройства 1 с камерой дожигания или с осадительной камерой, циклоном-искрогасителем (при сжигании твердого топлива) и с камерой смешения; сушильной камеры 2; вытяжного устройства (дымососа) 3. Принципиальная схема такой сушилки представлена на рис. 5.18, а.

Для определения влагосодержания и энтальпии топочных газов необходимо выполнить стехиометрические расчеты процесса горения топлива.

В табл. 5.3 приведены зависимости, позволяющие рассчитать по составу топлива исходные параметры топочных газов,  $H$  и  $d$ . При взаимодействии водорода топлива и кислорода из подаваемого воздуха образуются водяные пары. Кроме того, в процессе горения испаряется влага, содержащаяся в топливе, поэтому влагосодержание топочных газов больше влагосодержания окружающего воздуха. Смешение воздуха и топочных газов изображается на  $H, d$ - диаграмме прямой линией аналогично смешению воздуха разных параметров, например линией  $AK$  на рис. 5.19 [8]. Точка  $A$  соответствует параметрам окружающего воздуха, а точка  $K$  – параметрам топочных газов. Энтальпия топочных газов не зависит от влажности топлива, поэтому точки  $K_1, K_2$  лежащие на линии  $I_1' = const$ , проходящей через точку  $K$ , соответствуют одному виду топлива, постоянному значению коэффициента избытка воздуха и разной влажности топлива. Для определенного вида топлива при постоянной влажности энтальпия топочных газов определяется в основном коэффициентом избытка воздуха  $\alpha$ . Поэтому линия  $AK$  является геометрическим местом точек, соответствующим условию  $\alpha = var$ ; причем чем ниже температура газов, тем выше значение  $\alpha$  ( $\alpha$  в точке  $B$  выше, чем в точке  $K$ , а в точке  $A$   $\alpha = \infty$ ).

Таблица 5.3

**Расчет параметров топочных газов [8]**

| Показатель  | Вид топлива   |  |
|---|---|--|
|   | Твердое или жидкое  | Газообразное   |
| Теоретическое количество воздуха, необходимого для сжигания 1 кг топлива, кг/кг | $L_0 = 0,115C^p + 0,34H^p - 0,0431(O^p - S_{\text{п}}^p)$ | $L_0 = 1,38(0,017CO + 0,248H_2 + 0,44H_2S + \sum \frac{m+n/4}{12m+n} C_m H_n - O_2)$ |

Продолжение таблицы 5.3

| Показатель  | Вид топлива  |   |
|---|--|---|
|   | Твердое или жидкое   | Газообразное  |
| Количество сухих газов топлива на 1 кг топлива, кг/кг | $G_{с.г} = 1 + L_0\alpha - 0,01(9H^p + W^p + A^p)$                                     | $G_{с.г} = 1 + L_0\alpha - \sum \frac{0,09n}{12m+n} C_m H_n$  |
| Количество водяных паров на 1 кг топлива, кг/кг       | $G_{п} = 0,01(9H^p + W^p) + 0,001L_d\alpha d_0 + W_{\phi}$                             | $G_{п} = \sum \frac{0,09n}{12m+n} C_m H_n + L_0\alpha \frac{1000G_{п}}{G_{с.г}}$  |
| Влагосодержание на 1 кг сухих газов, г/кг             | $d = \frac{1000G_{п}}{G_{с.г}}$  | $d = \frac{1000G_{п}}{G_{с.г}}$   |
| Высшая теплота сгорания, кДж/кг                       | $Q_B^p = 339C^p + 1256H^p - 108,9(O^p + S_{л}^p)$                                      | $Q_B^p = 94,0(5,32CH_4 + 5,05C_2H_6 + 9,94C_3H_8 + 4,87C_4H_{10} + 4,83C_2H_2 + 5,07C_2H_4 + 4,91C_3H_6 + 4,84C_4H_8 + 1,64H_2S + 12,75H_2 + 1,08CO) + 2514 \sum \frac{0,09n}{12m+n} C_m H_n$ |
| Энтальпия топочных газов, кДж/кг                      | $H = \frac{Q_B^p \eta_T + c_T t_T + \alpha L_0 H_0 + W_{\phi} h_{п}^{\phi}}{G_{с.г.}}$ |   |

| Показатель                  | Вид топлива  |  |
|-----------------------------|--|--|
|                             | Твердое или жидкое   | Газообразное   |
| Коэффициент избытка воздуха | $\alpha = \frac{Q_b^p \eta_{\Gamma} + c_{\Gamma} t_{\Gamma} -}{L_0 (c_{с.г.} t_{\Gamma} +$ $\rightarrow \frac{-\left(1 - \frac{9H^p + W^p + A^p}{100}\right) \times}{+0,001d_0 h_{\Pi} - H_0)} \rightarrow$ $\rightarrow \frac{\times c_{с.г.} t_{\Gamma} - \frac{9H^p + W^p}{100} h_{\Pi} +}{+0,001d_0 h_{\Pi} - H_0)} \rightarrow$ $\rightarrow \frac{+W_{\Phi} (h_{\Pi}^{\Phi} h_{\Pi})}{+0,001d_0 h_{\Pi} - H_0)}$ | $\alpha = \frac{Q_b^p \eta_{\Gamma} - c_{\Gamma} t_{\Gamma} +}{\alpha_0 (c_{с.г.} t_{\Gamma} +$ $\rightarrow \frac{+(1 - \sum \frac{0,09n}{12m+n} \times}{+0,001d_0 h_{\Pi} - H_0)} \rightarrow$ $\rightarrow \frac{\times c_m H_m) c_{с.г.} t_{\Gamma} -}{+0,001d_0 h_{\Pi} - H_0)} \rightarrow$ $\rightarrow \frac{-\sum \frac{0,09n}{12m+n} + C_m H_n h_{\Pi}}{+0,001d_0 h_{\Pi} - H_0)}$ |

Примечание:  $C^p, H^p, W^p, O^p, A^p, CO, H_2, H_2S, C_m H_n$  – элементарные составляющие топлива в расчете на рабочую массу, %;  $d_0, H_0$  – влагосодержание, кг/кг, сухого воздуха и энтальпия наружного воздуха, кДж/кг;  $h_{\Pi\Phi}, W_{\Phi}$  – энтальпия, кДж/кг, и масса водяного пара, применяемого для распыления топлива, кг/кг топлива;  $h_{\Pi}$  – энтальпия водяного пара, содержащегося в топочных газах при  $t_{\Gamma}$ , кДж/кг пара;  $c_{\Gamma}, t_{\Gamma}$  и  $c_{с.г.}, t_{\Gamma}$  – удельная теплоемкость и температура соответственно сжигаемого топлива и сухих газов, кДж/(кг·°C), °C.

В расчетные формулы состав топлива подставляют в процентах по массе.

Наиболее распространены сушилки с однократным использованием топочных газов и с рециркуляцией. Их тепловой расчет выполняют, как правило, при помощи  $H, d$ - диаграммы.

**Сушилка с однократным использованием топочных газов [8].** При сжигании топлива в топочном устройстве выбирают коэффициенты избытка воздуха, обеспечивающие устойчивое горение. Поэтому топочные газы из топочного устройства выходят с температурами 1100-1300°C (точка  $K$  на рис. 5.18). За топкой в смесительной камере к топочным газам добавляют необходимое количество наруж-



ного воздуха (точка  $A$ ), снижая температуру смеси до заданной на входе в сушилку (точка  $M$ ). При тепловом расчете, зная вид топлива, его элементарный состав и коэффициент избытка воздуха, определяют  $Q_B^p$ ,  $L_0$ ,  $t_r$  и  $d_r$ . По параметрам  $t_r$  и  $d_r$  наносят в  $H, d$ - диаграмме точку  $K$  (рис. 5.18, б). Точку  $A$ , соответствующую параметрам окружающего воздуха, соединяют с точкой  $K$  и на пересечении линии  $AK$  с изотермой  $t_1$  находят точку  $M$ , соответствующую состоянию сушильного агента на входе в сушилку. Дальнейшие расчеты и построения аналогичны методике расчета сушилки с однократным использованием воздуха. Для теоретической сушилки из точки  $M$  проводят изоэнтальпу до пересечения ее с изотермой  $t_2$  (точка  $C_0$ ). Линия  $MC_0$  соответствует изменению состояния сушильного агента в теоретической сушилке. Для действительной сушилки определяют значение  $\Delta$ , а по (5.51) –  $H'_2$  и наносят точку  $E(H'_2, d_2^r)$ . Проводят прямую  $ME$  и на пересечении с изотермой  $t_2$  получают точку  $C$ , соответствующую параметрам уходящего сушильного агента.

Удельный расход сушильного агента и теплоты (без учета потерь в топке) в теоретической сушилке

$$l = 1000 / (d_2^r - d_1); \quad q = l(H_1 - H_0), \quad (5.88)$$

в действительной

$$l = 1000 / (d_2^r - d_1); \quad q = l(H_1 - H_0) = l(H_2 - H_0) - \Delta, \quad (5.89)$$

Расход топлива рассчитывают исходя из необходимого количества теплоты на сушку  $qW$ , высшей теплоты сгорания топлива (что исключает необходимость учета теплоты на испарение влаги из топлива) и коэффициента потерь теплоты в топке, камере смешения и подводящих газоходах ( $\eta = 0,8 \div 0,9$ ):

$$B = qW / (\eta_r Q_B^p). \quad (5.90)$$

Возможен расчет расхода топлива по массе используемого сушильного агента. Тогда

$$B = \frac{1W}{G_{c.r.} \left( \frac{d_r}{d_1} + \frac{d_0}{d_1} \frac{t_1 - t_0}{t_r - t_1} \right)}. \quad (5.91)$$

Как показано в [45], тепловая экономичность сушилок, работающих на топочных газах, всегда ниже, чем сушилок, работающих на воздухе, нагреваемом паром. Но при сравнении этих сушилок по расходу топлива преимущество имеют сушилки на топочных газах. С повышением влажности топлива или ухудшением его качественного состава расход теплоты в сушилках на топочных газах увеличивается.

**Сушилки с рециркуляцией топочных газов [8].** Если влажный материал при обработке его топочными газами не ухудшает своих качественных показателей, но имеет ограничения по уровню температуры соприкасающихся с ним газов, то для сушки используют схемы с рециркуляцией газов (рис. 5.20, а). Пусть точки  $A$  и  $K$  (рис. 5.20, б) соответствуют параметрам окружающего воздуха и топочных газов. Разбавление топочных газов в камере смешения окружающим воздухом изображается прямой  $AK$ . Смесь топочных газов и воздуха, выходящую из камеры смешения (точка  $M$ ), снова смешивают с частью уходящих из сушилки газов, снижая температуру смеси до заданной  $t_1$  на входе в сушилку (точка  $N$ ).

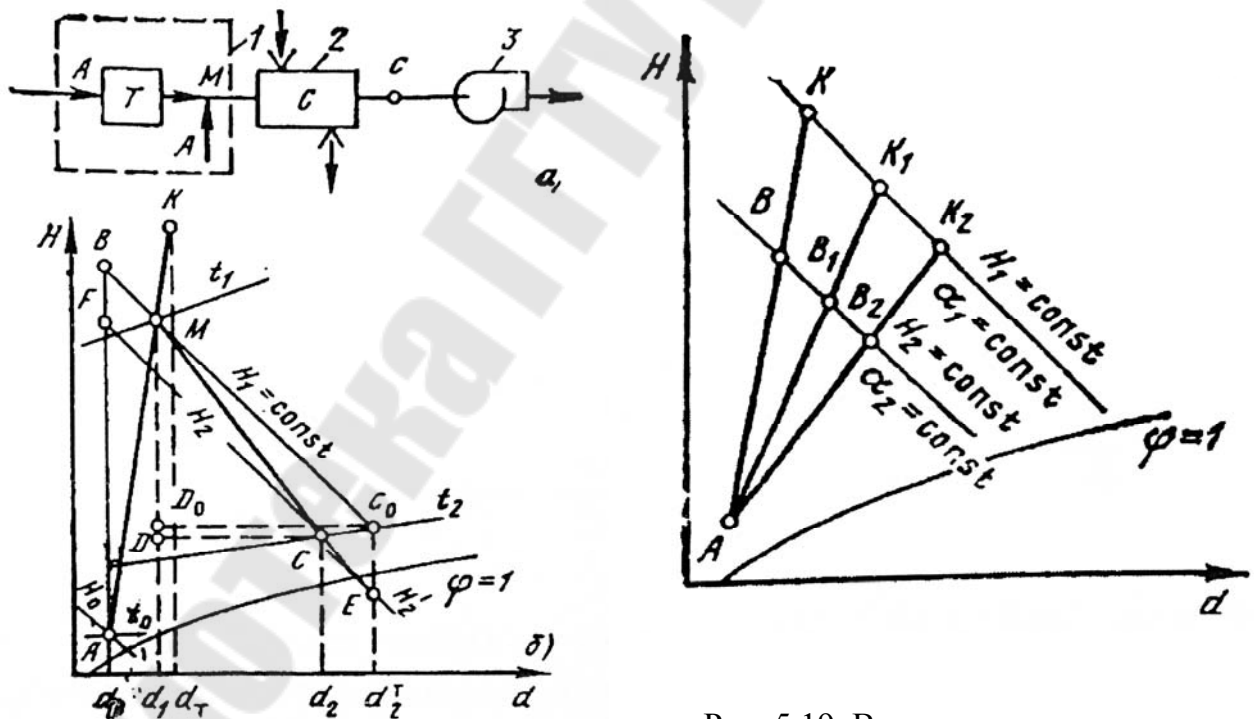


Рис. 5.18. Принципиальная схема сушилки на топочных газах

Рис. 5.19. Влияние вида топлива, его влажности и избытка воздуха при сжигании на положение линии смешения

Линия  $NC$  соответствует изменению состояния сушильного агента в сушилке. Отношение отрезков  $\frac{NM}{NC}$  или  $\frac{d_N - d_M}{d_C - d_N}$  равно коэффициенту рециркуляции  $k$ . При заданных температурах  $t_r$ ,  $t_1$  и  $t_2$ , (рис. 5.20, б) существует вполне определенный диапазон изменения  $k$ . Максимальное значение его  $k_{\text{макс}}$  соответствует отношению  $\frac{KN_2}{N_2C_2}$ , когда газы в камере смешения не разбавляются окружающим воздухом. Минимальное значение  $k$  (в точке  $N_1$ ) равно нулю.

Величина  $k_{\text{макс}}$  зависит не только от  $t_r$ ,  $t_1$  и  $t_2$ , но и от  $\Delta$ . Чем выше коэффициент рециркуляции, тем выше тепловая экономичность сушилки. На практике выбирают значения  $k$ , близкие к  $k_{\text{макс}}$ . Для построения процессов изменения состояния сушильного агента в сушилке с рециркуляцией (рис. 5.21) по виду и элементарному составу топлива,  $\alpha$ ,  $t_0$ ,  $d_0$  рассчитывают (табл. 5.3)  $Q_B^p$ ,  $L_0$ ,  $t_r$  и  $d_r$ . Определяют координаты точки  $K$ , проводят линию  $AK$ , соответствующую смешению топочных газов и окружающего воздуха, и, задаваясь рекомендуемой температурой  $t_{\text{кв}}$  на выходе из камеры смешения ( $t_{\text{кв}} = 900 \div 1000$ ), находят положение точки  $M$ . При известном значении  $t_{\text{кв}}$  параметры точки  $I$  можно рассчитать аналитически. Через точку  $M$  проводят изоэнтальпу до пересечения с изотермой  $t_2$  (точка  $C_0$ ). Рассчитывая по известным формулам значение  $\Delta$ , определяют энтальпию  $H'_2 = H_1 + \frac{\Delta(d_2^r - d_{\text{см}})}{1000}$  и откладывают ее значение на вертикали  $d_2^r = \text{const}$  (точка  $E$ ). Проводят линию  $ME$ , и на пересечении с изотермами  $t_1$  и  $t_2$  получают точки  $N$  и  $C$ . Линия  $NC$  соответствует процессу в сушилке.

Удельный расход сушильного агента в сушилке определяют (рис. 5.21) как

$$l = 1000 / (d_2 - d_1). \quad (5.92)$$

Удельный расход газов, поступающих из камеры смешения,

$$l_{\text{кв}} = 1000 / (d_2 - d_{\text{см}}) \quad (5.93)$$

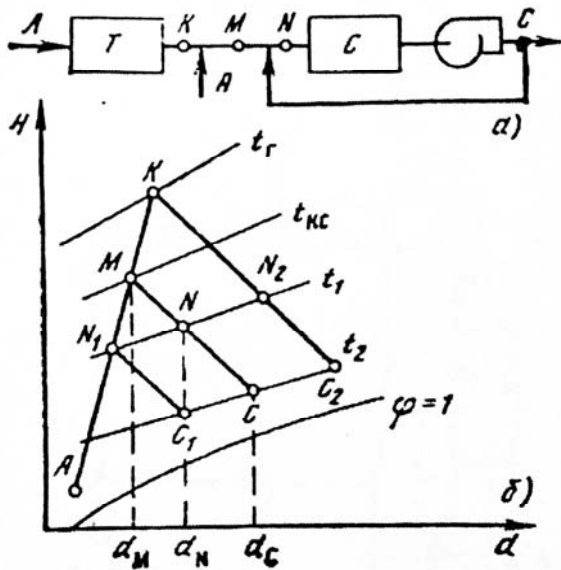


Рис. 5.20. Принципиальная схема сушилки с рециркуляцией топочных газов и изображение изменения их состояния в  $H, d$ - диаграмме

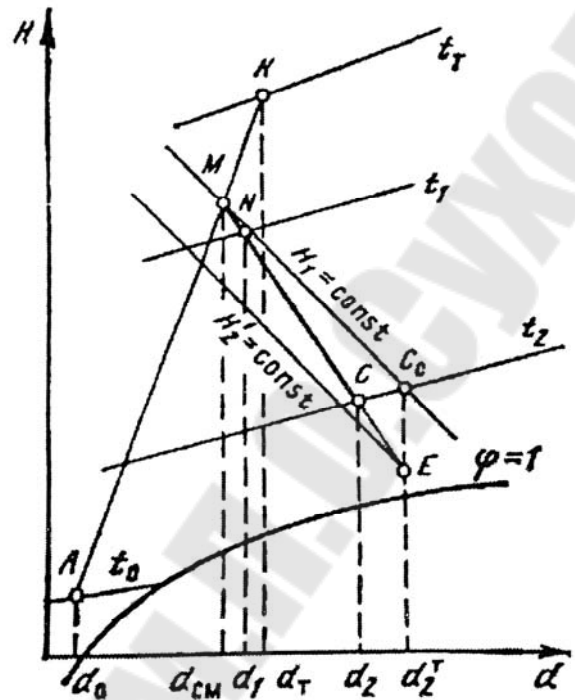


Рис. 5.21. Изображение изменения состояния сушильного агента в действительной сушилке с рециркуляцией топочных газов

Удельный расход топочных газов

$$l_T = \frac{1000}{d_2 - d_{CM}} \frac{d_{CM} - d_0}{d_T - d_0}. \quad (5.94)$$

Удельный расход воздуха из окружающей среды

$$l_0 = \frac{1000}{d_2 - d_{CM}} \frac{d_T - d_{CM}}{d_T - d_0}. \quad (5.95)$$

Удельный расход теплоты определяют по формуле

$$q = l(H_N - H_A) = l(H_C - H_A) - \Delta.$$

Расход топлива, производительность нагнетательных устройств определяют с учетом найденных значений удельных величин аналогично рассмотренному выше.

Графоаналитический расчет сушильных установок с помощью  $H, d$ - диаграммы позволяет определить необходимые расходы су-

шильного агента, теплоты и топлива, а также производительности нагнетающих и вытяжных устройств, получать исходные данные для расчета подогревателя воздуха (при сушке воздухом) или топки (при сушке топочными газами). Однако для определения конструктивных размеров самой сушилки помимо указанных величин необходимо знать продолжительность сушки материала, зависящую не только от температуры, скорости и относительной влажности сушильного агента, но и от процессов переноса влаги и теплоты внутри самого материала и конечной его влажности [45].

#### 5.4. Оборудование сушильных установок

Современная техника сушки чрезвычайно разнообразна. Стремление к интенсификации процессов сушки и повышению производительности единичного агрегата, современные сушилки с другими технологическими операциями привело к созданию разнообразных конструкций и технологических схем сушильных установок [45, 49, 96].

В связи с задачей выбора способа сушки влажные материалы делят на шесть групп [8, 25]:

- 1) жидкотекучие материалы – истинные и коллоидные растворы, эмульсии и суспензии, т.е. материалы, которые можно перекачивать насосами;
- 2) пастообразные материалы, которые не перекачиваются насосами;
- 3) твердые дисперсные материалы, обладающие сыпучестью во влажном состоянии: пылевидные, зернистые и кусковые;
- 4) тонкие гибкие материалы: ткани, пленки, бумага, картон;
- 5) штучные, массивные, крупногабаритные материалы, и изделия: керамика, элементы строительных конструкций, изделия из древесины;
- 6) изделия, подвергающиеся сушке после грунтования, окраски, склеивания и других работ на поверхности.

Рассмотрим основные особенности сушки, конструкции сушилок и методы расчета, характерные для различных групп материалов.

**Сушка жидкотекучих материалов [8].** Для получения сухого материала из жидкотекучих растворов или суспензии используют сушилки: вальцовые, вакуум-вальцовые, распылительные, вакуум-распылительные, со слоем инертного твердого носителя, вихревые и т. д.

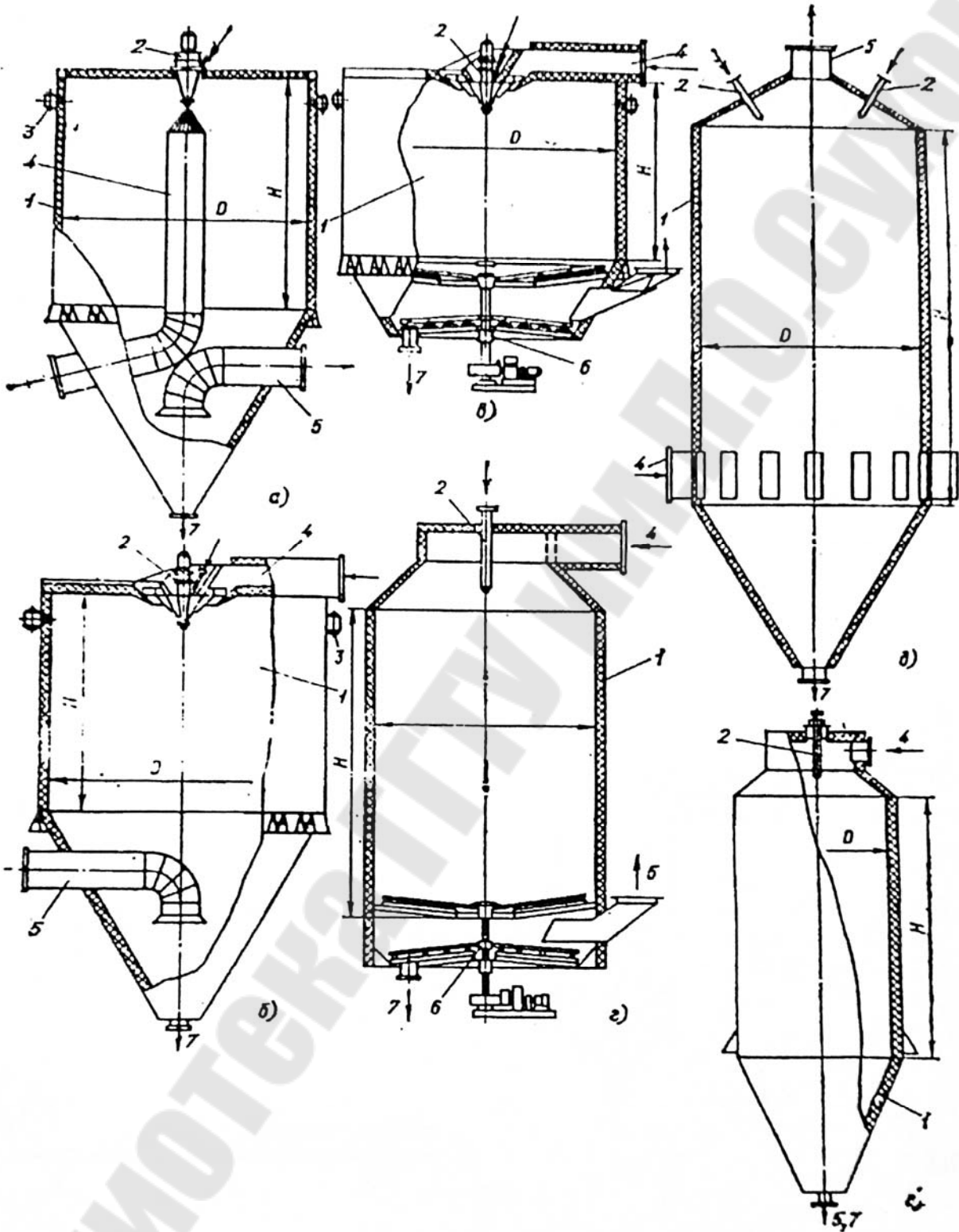


Рис. 5.22. Схемы сушильных камер распылительных сушилок:  
 1 – камера; 2 – распыливающий механизм; 3 – вибратор; 4 – газоподвод;  
 5 – отвод сушильного агента; 6 – скребковый механизм; 7 – вывод сухого материала.

При производительностях 10-20000 кг/ч по испаренной влаге наиболее распространены распылительные сушилки (рис. 5.22) в связи с их конструктивной простотой, малым термическим воздействием на материал в процессе сушки, возможностью регулирования конечных значений влагосодержания сушеного материала, высокой экономичностью, технологической простотой процесса из-за отсутствия таких промежуточных стадий, как фильтрация, центрифугирование, кристаллизация, размол и т. д. [49, 100]. К недостаткам этого способа сушки можно отнести небольшую удельную объемную влагонапряженность установок [ $A_v = 10 \div 20$  кг/м<sup>3</sup>·ч) и как следствие – значительные габариты установки, повышенные расходы электроэнергии, необходимость применения систем пылеочистки отходящего сушильного агента.

Принципиальные схемы наиболее распространенных распылительных сушилок приведены на рис. 5.22 [49]. Раствор с высоким (до 1000-1400%) начальным влагосодержанием подается к распыливающему устройству (на рис. 5.22, *a-v* – диску; *z-e* – механической или пневматической форсунке).

Значительное увеличение поверхности материала при его диспергировании способствует ускорению передачи теплоты от сушильного агента. Распыливающее устройство чаще всего расположено в верхней части цилиндрической (схемы *в, z*) или цилиндрически-конической (схемы *а, б, д, е*) сушильной камеры. Сушильный агент (воздух, топочные газы, перегретый пар и т. п.) подается прямотоком (схемы *а-z, е*) или противотоком (схема *д*) в сушильную камеру через специальные газоподводящие устройства, способствующие равномерному распределению его по камере. Прямоток позволяет использовать сушильный агент с высокой начальной температурой (до 800-1000°С), как правило, без опасности перегрева материала, поскольку до 80-90% теплоты передается раствору в зоне факела распыла, что приводит к резкому снижению его температуры. Температура сухих частиц определяется в основном температурой сушильного агента на выходе из камеры.

Эффективность и технико-экономические показатели работы распылительных сушилок во многом зависят от работы распылителя. К числу важнейших требований, предъявляемых к распылителям, относят качество распыления, т. е. размер получаемых капель и их однородность, высокую производительность единичного распылителя,

минимальные энергозатраты на распыление, надежность работы, простоту обслуживания и т. д.

Механические форсунки грубого распыла работают при давлении 0,2-0,5 МПа, при тонком распыле (диаметр капель не превышает 200-250 мкм) давление раствора должно быть 15-20 МПа. Производительность одной форсунки составляет в среднем 300-600 кг/ч, максимальная – до 4000 кг/ч. Удельный (на 1000 кг раствора) расход электроэнергии не превышает 2-4 кВт·ч/т раствора. В пневматических форсунках используют распыливающий агент с давлением 0,4-0,6 МПа. Его расход – 0,4-0,7 м<sup>3</sup>/кг раствора. Расход электроэнергии на 1 т раствора существенно выше, чем при механическом распыле (до 50-70 кВт·ч/т раствора). Наиболее распространены в качестве распылителей центробежные диски (рис. 5.23). При диаметре до 400 мм производительность дисков достигает 20-25 т/ч. Расход энергии при этом составляет 5-10 кВт·ч/т раствора [8].

На конструкцию и габариты камеры влияют: интенсивность тепло- и массообмена между сушильным агентом и диспергированным материалом, скорость и траектории движения капель и частиц, а также адгезионные свойства продукта [49, 100].

Расчеты промышленных установок выполняют обычно в два этапа – на стадии проектирования и на стадии аппаратурного оформления. На стадии проектирования устанавливают расходы энергии, сушильного агента, основные размеры сушильной камеры (диаметр, высоту). В этом случае целесообразно использовать методики расчета, учитывающие влияние лишь основных из указанных выше факторов. На стадии аппаратурного оформления при разработке новых высокоэффективных сушильных установок необходима подробная информация о движении капель и сушильного агента в камере и влиянии отдельных теплотехнических и конструктивных факторов на процесс сушки и габариты установки. В этом случае необходимо пользоваться сложными расчетно-аналитическими методиками.

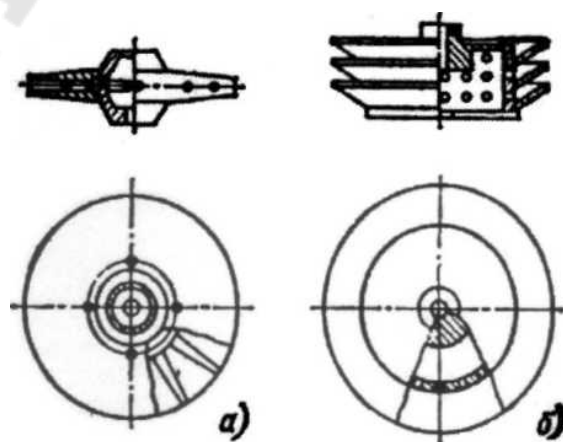


Рис 5.23. Центробежные диски:  
а – одноярусный; б – многоярусный



Упрощенный расчет распылительной сушилки с дисковым распылом включает определение аналитически или графоаналитически с помощью  $H, d$ - диаграммы расходов теплоты и сушильного агента. Поскольку принципиальная схема использования сушильного агента в таких установках проста (с однократным использованием или с рециркуляцией), предпочтителен аналитический способ расчета.

При определении производительности  $1 \text{ м}^3$  сушильной камеры по испаренной влаге,  $\text{кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{ч})$ , используют эмпирическое соотношение, полученное в НИИХиммаш,

$$A_v = 0,114 \left[ \left( \frac{t_1 + t_2}{2} - t_m \right) - 50 \right], \quad (5.96)$$

где  $t_1, t_2, t_m$  – температуры сушильного агента на входе в сушильную камеру и выходе из нее и температура мокрого термометра, соответствующая состоянию сушильного агента на выходе из сушильной камеры,  $^{\circ}\text{C}$ .

Для определения температуры мокрого термометра используют  $H, d$ - диаграмму или эмпирическую зависимость [100].

При форсуночном распыле зависимость (5.96) имеет вид [8]

$$A_v = 0,0625 \left[ \left( \frac{t_1 + t_2}{2} - t_m \right) - 50 \right]. \quad (5.97)$$

При известных значениях  $A_v$  объем камеры можно определить из выражения

$$V_k = W / A_v, \quad (5.98)$$

где  $W$  – количество испаряемой влаги;  $A_v$  – производительность единицы объема камеры по испаряемой влаге.

По объему камеры определяют типоразмер сушильной камеры и ее диаметр.

Активная высота камеры  $H_k$ , м, равна

$$H_k = 4V_k / (\pi D_k^2), \quad (5.99)$$

где  $D_k$  – диаметр камеры.

Диаметра сушильной камеры выбирают в зависимости от вида используемого распылителя, так чтобы во всех случаях факел распыла не касался стенок камеры, что предотвращает налипание на них продукта. Рекомендуемые соотношения высоты сушильной камеры и ее диаметра при распылении форсунками лежат в пределах

$H_k / D_k = 1,5 \div 2,5$ . Меньшие отношения берутся при больших производительностях и сушке растворов с низкой начальной влажностью.

Для камер с дисковым распылением обычно это соотношение равно  $H_k / D_k = 0,75 \div 1,0$ , т.е.

$$D_k = \sqrt[3]{(1,25 \div 1,7)V_k}. \quad (5.100)$$

**Сушка твердых дисперсных материалов [8].** Конвективная сушка твердых дисперсных сыпучих материалов проводится в сушилках с плотным слоем, с полувзвешенным и полностью взвешенным слоями материалов.

Слой сыпучего материала характеризуется сложной внутренней структурой. Объем слоя  $V_1$  всегда больше объема твердых частиц в нем  $V_2$ .

Плотным называют слой, если  $\varepsilon = 0,25 \div 0,45$ . Для взвешенного слоя  $\varepsilon$  стремится к единице. В полувзвешенном состоянии частиц порозность изменяется от 0,4 до 1 [8].

В конвективных сушилках с плотным слоем сушильный агент подается вдоль или через него. В полочных сушилках с периодической – загрузкой и разгрузкой материала сушильный агент забирается вентилятором из помещения, смешивается с частью уже отработавшего агента, нагревается в калорифере и по вентиляционным коробам подается к материалу, лежащему тонким слоем на полках. В отличие от полочных камерные сушилки могут работать непрерывно. В этом случае материал подается на верхнюю полку, дно которой составляют узкие продольные пластины. Через определенный промежуток времени пластины поворачиваются в вертикальное положение вдоль продольной оси, давая возможность материалу пересыпаться на вторую полку. С нижней полки высушенный материал ссыпается в бункер.

Расчет таких сушилок основан на использовании величины, называемой влагонапряженностью единицы поверхности полки  $A_F$  – количеством влаги, испаряемой с единицы поверхности полки в единицу времени. По количеству испаряемой влаги  $W$ , кг/ч, влагонапряженности  $A_F$  и коэффициенту заполнения полок  $\psi$ , являющемуся отношением поверхности, занятой материалом,  $F_m$  к  $F_n$ , определяют требуемую поверхность полок  $F_n$ , м<sup>2</sup> и их количество  $n$ :

$$F_n = W / (A_F \psi); \quad (5.101)$$

$$n = F_{\text{п}} / [0,785(D_{\text{н}}^2 - D_{\text{в}}^2)], \quad (5.102)$$

где  $D_{\text{н}}$  и  $D_{\text{в}}$  – соответственно наружный и внутренний диаметры тарелок.

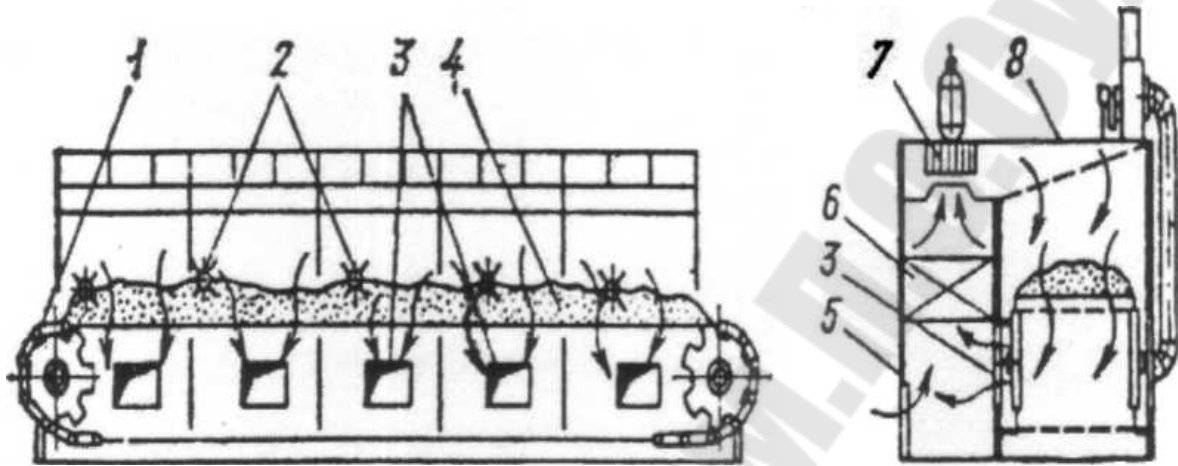


Рис. 5.24. Ленточная сушильная установка для сушки дисперсных и волокнистых материалов в движущемся слое:

1 – ленточный транспортер; 2 – ворошители; 3 – вывод рециркуляционного воздуха; 4 – материал; 5 – вход свежего воздуха; 6 – калорифер; 7 – вентилятор; 8 – распределительный канал

В существующих сушилках  $D_{\text{н}}$  достигает 12 м,  $A_F = 1,5 \div 10$  кг/(м<sup>2</sup>·ч) (меньшие значения – для сушки воздухом химических веществ до влагосодержания около 1%, большие – для сушки топочными газами);  $\psi = 0,67 - 0,8$  (меньшие значения для сушилок с  $F_{\text{п}}$  до 100 м<sup>2</sup>, большие – для сушилок с  $F_{\text{п}}$  до 1000 м<sup>2</sup>). Расход электроэнергии на привод полок в таких сушилках составляет 5-6 кВт·ч/т испаренной влаги, скорость сушильного агента между полками – около 2 м/с.

К сушилкам с плотным слоем, в которых сушильный агент фильтруется сквозь слои материала снизу вверх или сверху вниз, относятся шахтные и ленточные. В шахтных сушилках материал перемещается сверху вниз под действием силы веса сплошной массой. Время его пребывания в шахте регулируется количеством отводимого снизу высушенного материала. Для уменьшения гидравлического сопротивления слоя материала и повышения равномерности сушки сушильный агент подают в несколько рядов нагнетающих коробов и от-

водят соответственно в такое же количество отводящих коробов. Расстояние между коробами по вертикали обычно составляет 150-200 мм, а по горизонтали – до 100 мм. Условную скорость сушильного агента, рассчитанную на незаполненное сечение шахты, принимают равной 0,3-0,4 м/с. Объемная на единицу объема шахты влагонапряженность по опытным данным составляет  $A_F \approx 20 \div 30$  кг/(м<sup>3</sup>·ч). По известной величине  $A_F$  и количеству испаренной влаги  $W$  легко рассчитать объем шахты. Расход сушильного агента при заданном температурном режиме определяют из теплового баланса.

Ленточные сушилки (рис. 5.25) представляют собой аппараты непрерывного действия с ленточным транспортером, на рабочем полотне которых располагают слой сушимый материал (зернистый, кусковой, волокнистый и др.). Эти сушилки нельзя применять для обезвоживания тонкодисперсных пылящих материалов, так как пыль может проваливаться через рабочее полотно и оседать на калориферах. Загрузку материала осуществляют питателем. В качестве сушильного агента могут быть использованы топочные газы или воздух с температурой не более 400°С. Для нагревания и циркуляции воздуха в сушилке установлены калориферы и вентиляторы.

Наиболее просто расчет ленточной сушилки выполнять по влагонапряженности  $A_F$ . Среднее значение  $A_F$  составляет  $5 \div 18$  кг/(м<sup>2</sup>·ч). Максимальное значение  $A_F$  достигается при сушке топочными газами и составляет примерно 30 кг/(м<sup>2</sup>·ч).

Сушилки с полувзвешенным состоянием материала (рис. 5.25) используют для сушки дисперсных и в том числе кусковых материалов. В них часть материала находится во взвешенном состоянии, что увеличивает поверхность теплообмена. К таким сушилкам относится валковая сушилка (рис. 5.25, а), имеющая в нижней части камеры дна валы с насаженными на них лопатками-билами для дробления и разрыхления материала. Сушильный агент, двигаясь над материалом, пронизывает и высушивает его. Отработавший сушильный агент очищается в пылеочистных сооружениях.

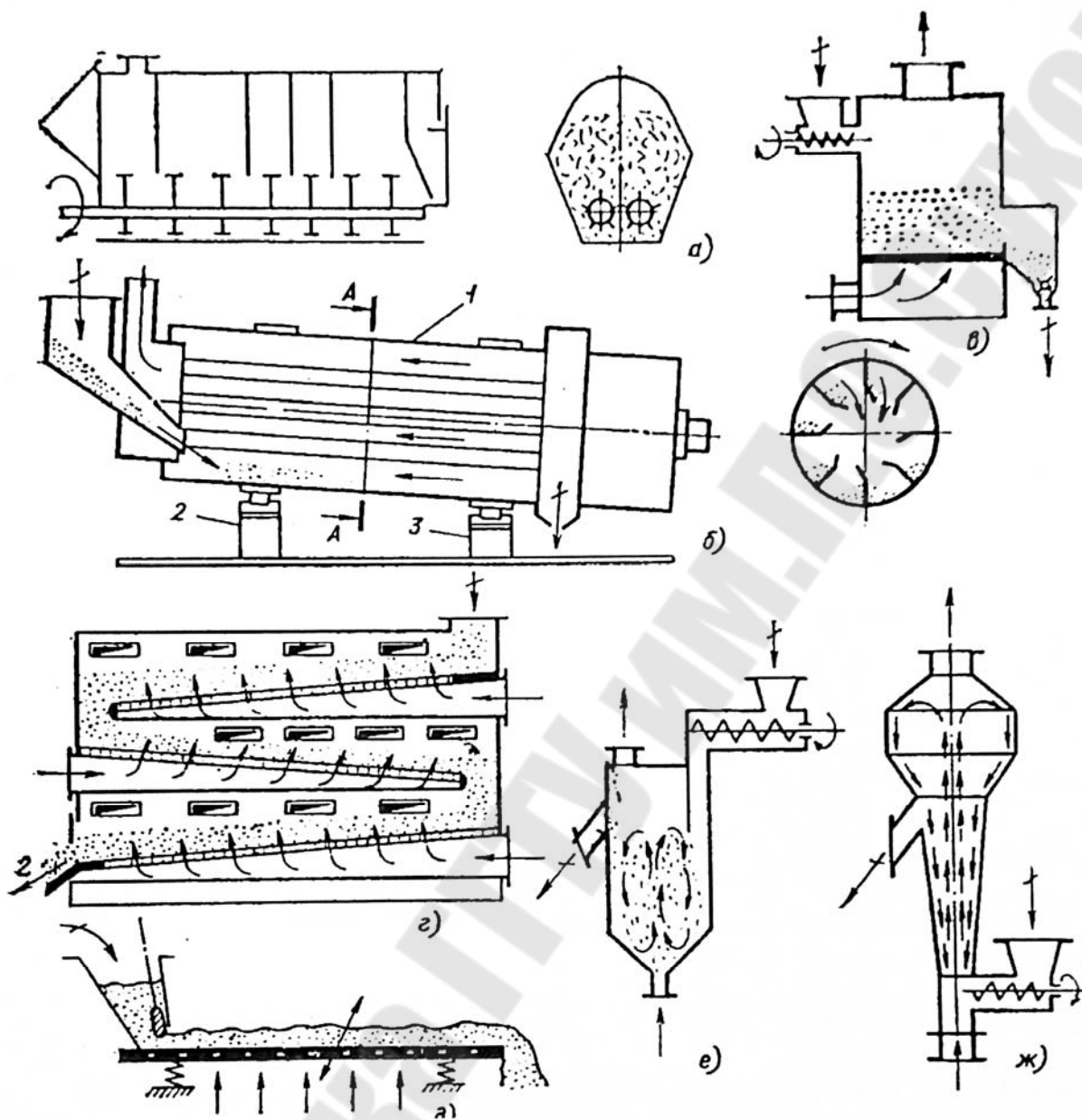


Рис. 5.25. Схемы сушилок с полувзвешенным состоянием дисперсного материала:

→, → – ввод и вывод соответственно сушильного агента и материала

Барабанные сушилки широко применяются в крупнотоннажных производствах, поскольку имеют большую производительность, надежны, просты в эксплуатации и экономичны. Основным узлом таких сушилок (рис. 5.25, б) является вращающийся от электропривода барабан 1, устанавливаемый на двух роликовых опорах 2 и 3 с наклоном в 3-4°, как правило, в сторону выгрузки материала. Барабан вращается с частотой 8-12 об/мин. В качестве сушильного агента обычно ис-

пользуют топочные газы. Влажный материал и топочные газы подаются в барабан и движутся в нем прямооток. Для термоустойчивых материалов возможно использование противотока (рис. 5.25, б). Для увеличения поверхности тепломассообмена и коэффициента теплоотдачи от сушильного агента к материалу внутри барабана устанавливают насадку: в начале барабана – приемно-винтовую, а далее по ходу материала – основную в виде лопастей, секторов или их комбинации. При вращении барабана лопасти насадки захватывают из нижней части барабана – «завала» – материал и поднимают его в верхнюю часть. Падая затем вниз, материал хорошо перемешивается и размельчается. При этом увеличивается поверхность его соприкосновения с сушильным агентом.

Удельный расход теплоты в барабанных сушилках на топочных газах составляет 3500-6300 кДж, а удельный расход сушильного агента – 15-25 кг (на 1 кг испаренной влаги). При выборе размеров барабана пользуются экспериментально установленной производительностью единицы объема барабана по испаренной влаге  $A_v$ , зависящей от степени заполнения объема сушиллки, вида сушимого материала, его начального и конечного влагосодержаний, а также от режимных параметров сушильного агента. Примерные значения  $A_v$  – для глины при начальной температуре 600-700°C – 50-60, для угля – 30-60, для песка 80-100 кг ( $m^3 \cdot ч$ ) [8].

Таблица 5.4

**Максимально допустимая скорость газа на выходе из сушиллки  $w_r''$**

| Кажущаяся плотность $\rho_m$ , кг/м <sup>3</sup> | Максимально допустимая скорость газа, м/с, при среднем диаметре частиц $\delta_{m,cp}$ , мм |            |           |
|--|---|------------|-----------|
|  | менее 0,3   | 0,3 – 2,0  | свыше 2,0 |
| 600  | 0,5   | 0,5 – 1,0  | 1,0 – 3,0 |
| 1500   | 2,0   | 2,0 – 5,0  | 5,0 – 8,0 |
| 2000   | 3,0   | 3,0 – 7,5  | 8,0       |
| 2500   | 4,0   | 4,0 – 10,0 | 10,0      |
| свыше 2500                                       | 5,0   | 5,0 – 12,0 | 13,0      |

Статику сушки рассчитывают для выбранной схемы движения сушильного агента аналитически по (5.46) – (5.59). Расчет размеров барабана выполняют по эмпирическим соотношениям.

Внутренний диаметр барабана

$$D_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4l_{\text{с.а}}W}{\pi(l-\varphi_3)w''_r} \frac{R_{\text{с.а}}T_2(A+d_2\mu_r/\mu_n)}{p_6}}, \quad (5.103)$$

где  $W$  – количество испаряемой влаги, кг/с;  $l_{\text{с.а}}$  – удельный расход сушильного агента, кг/кг;  $T_2$ ,  $d_2$ ,  $w''_r$  – абсолютная температура,  $K$ , влагосодержание, кг/кг, и максимально допустимая скорость на выходе, м/с (табл. 5.4);  $p_6$  – барометрическое давление, Па;  $R_{\text{с.а}}$  – газовая постоянная, Дж/(кг·К);  $\mu_r$ ,  $\mu_n$  – молекулярные массы сушильного агента и пара, кмоль;  $\varphi_3$  – коэффициент заполнения барабана;  $A$  – коэффициент избытка воздуха (в случае сушки топочными газами):

|          |       |       |       |       |       |       |      |
|----------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------|
| $\alpha$ | 1,0   | 1,5   | 2,0   | 2,5   | 3,0   | 3,5   | –    |
| $A$      | 0,931 | 0,950 | 0,963 | 0,973 | 0,981 | 0,986 | 1,00 |

В зависимости от диаметра барабана, свойств и размеров частиц сушимого материала определяют тип насадочных устройств.

Длину барабана определяют по формуле

$$L'_6 = 4V'_6 / (\pi D_{\text{вн}}^2). \quad (5.104)$$

Необходимый объем барабана

$$V_6 = 1,2Q / (\alpha_v \Delta t_{\text{ср}}), \quad (5.105)$$

где  $Q$  – теплота, расходуемая на нагревание материала и испарение из него влаги за единицу времени, Вт;  $\Delta t_{\text{ср}}$  – среднелогарифмический температурный напор,  $K$ ;  $\alpha_v$  – коэффициент теплоотдачи, отнесенный к единице объема барабана, Вт/(м<sup>3</sup>·К).

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha_v$  учитывает три способа передачи теплоты материалу:

1) конвекцией к частицам, падающим с различных частей насадки барабана в его нижнюю часть ( $\alpha'_v$ );

2) конвекцией к поверхности материала, находящегося на лопастях насадки и в нижней части барабана ( $\alpha''_v$ );

3) теплопроводностью от оголенной, не занятой сушимым материалом поверхности барабана и насадки, омываемой сушильным агентом, к материалу при его последующем соприкосновении с этой нагретой поверхностью ( $\alpha'''_v$ ).

По рассчитанному диаметру  $D_{\text{вн}}$  барабана и выбранным геометрическим характеристикам насадки определяют  $\alpha'_v$ ,  $\alpha''_v$ ,  $\alpha'''_v$ :

$$\alpha'_v = \frac{0,78(\omega F_{\text{м.л}})^{0,2} \beta^{0,8} Z h_{\text{ср}}^{11} \lambda \left(\frac{\rho_{\text{н}}}{\rho_{\text{м}}}\right)^{0,2} \left(\frac{w_{\text{г}}}{v}\right)^{0,5}}{\delta_{\text{п.ср}}^{0,7} D_{\text{вн}}^2} \times \left\{ \frac{\omega F_{\text{м.л}}}{\beta \sqrt{S_{\text{м}} \sin \varphi \left(1 - \frac{\xi}{\text{tg} \varphi}\right)}} + h_{\text{ср}} \text{tg} \left[ 3,75 + 0,316 (\rho_{\text{вл}} w_{\text{ср}})^2 \right] \right\}^{0,8}; \quad (5.106)$$

$$\alpha''_v = \frac{0,343 \lambda_{\text{г}} Z^{0,33} \left(\frac{w_{\text{г}} S_{\text{м}}}{v_{\text{г}}}\right)^{0,66}}{D_{\text{вн}}^2}; \quad (5.107)$$

$$\alpha'''_v = \frac{(6,5 + 4,46 \rho_{\text{вл}} w_{\text{ср}}) S_{\text{ог}}}{D_{\text{вн}}^2}; \quad (5.108)$$

Здесь  $\rho_{\text{м}}$ ,  $\rho_{\text{н}}$  – истинная и насыпная плотности, кг/м<sup>3</sup>;  $\delta_{\text{п.ср}}$  – среднеповерхностный диаметр частиц, мм;  $\rho_{\text{вл}}$ ,  $\lambda_{\text{г}}$ ,  $v_{\text{г}}$ ,  $w_{\text{ср}}$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>, теплопроводность, Вт/(м·К), кинематическая вязкость, м<sup>2</sup>/с, и скорость сушильного агента, м/с, взятые при средних температуре и влагосодержаний;  $h_{\text{ср}}$ ,  $\beta$ ,  $\varphi_3$ ,  $F_{\text{м.л}}$ ,  $S_{\text{м}}$ ,  $S_{\text{ог}}$  – характеристики эффективности работы насадки.  $Z$ ,  $\omega$  ( $\omega$  – число лопастей насадки и частота вращения барабана, об/мин;  $\varphi$  – коэффициент трения скольжения и угол естественного откоса материала, град;  $w_{\text{г}}$  – средняя скорость движения сушильного агента относительно падающих частиц, м/с:

$$w_{\text{г}} = \sqrt{w_{\text{ср}}^2 + 2,21 h_{\text{ср}}}. \quad (5.109)$$

Поскольку при расчете статики сушки и соответственно удельного расхода сушильного агента  $l_{\text{с.а}}$  потерей теплоты в окружающую среду задаются, следует проверить это значение с учетом реальных габаритов барабана и при необходимости повторить расчет. При расчете  $D_{\text{вн}}$  задаются коэффициентом заполнения  $\varphi_3$ . Расчетный коэффициент заполнения определяют по формуле



$$\varphi'_3 = \frac{(G_2 + 0,5W)}{V_6 D_{\text{вн}} \omega^{0,7}} \left[ \frac{71,28(l_1 + l_2)}{19,63 \text{tg} \chi \pm \frac{\rho_{\text{вл}} w_{\text{ср}}^{1,7}}{\rho_{\text{м}} \delta_{\text{м.ср}}}} + \frac{367,6l_3}{58,04 \text{tg} \chi \pm \frac{\rho_{\text{вл}} w_{\text{ср}}^{1,5}}{\rho_{\text{м}} \delta_{\text{м.ср}}}} \right], \quad (5.110)$$

где  $G_2$  – количество высушиваемого материала, кг/с,  $l_1, l_2, l_3$  – длины приемно-винтовой, лопастной и секторной насадок, м;  $\chi$  – угол наклона барабана, принимаемый в пределах  $2 - 4^\circ$ .

Если в результате расчета оказывается  $\varphi'_3 < 0,84$  или  $\varphi'_3 > 1,14$ , то расчет повторяют, задаваясь другим углом наклона  $\chi$ .

В настоящее время известны разнообразные конструкции сушилок с «кипящим» или псевдооживленным слоем, принципиальные схемы которых изображены на рис. 5.25, в, г [49, 64, 94]. Распространению этих сушилок способствуют такие их достоинства, как большое количество теплоты, передаваемой в единице объема слоя за счет развитой поверхности материала, изотермичность слоя по высоте и ширине, широкий спектр свойств и состояния сушимых материалов (дисперсных, пастообразных, жидких).

При большом разнообразии конструкций сушилок с кипящим слоем для всех них характерно наличие газораспределительного устройства, представляющего собой решетку, которая обеспечивает равномерный подвод сушильного агента к слою, а также поддерживает материал при отсутствии потока сушильного агента. Подачу влажного материала, как правило, производят в верхней части сушилки, а отвод – в нижней, на уровне газораспределительной решетки. Однокамерные сушилки (рис. 5.26, в) могут быть цилиндрическими, прямоугольными, с постоянным или увеличивающимся сечением по высоте. Многокамерные сушилки (рис. 5.26, г) имеют вертикальное или горизонтальное расположение камер. В многокамерных сушилках достигаются большие тепловая экономичность и равномерность сушки материала.

Количество испаряемой влаги в расчете на  $1 \text{ м}^2$  газораспределительной решетки имеет широкие пределы – от 60 до 3000 кг/( $\text{м}^2 \cdot \text{ч}$ ). Описание процессов гидродинамики и теплообмена в кипящем слое, а также методы их расчетов приведены в [49, 64, 94].

Недостатком сушилок с кипящим слоем является повышенный расход сушильного агента [49]. Сушилки с виброкипящим слоем (рис.

5.26, *д*), в которых движение частиц материала происходит в основном за счет механических воздействий, обладают лучшими показателями, чем установки с кипящим слоем. Вибрационные воздействия на материал возникают при колебательном движении всей сушильной камеры или помещения в слое вибрирующих перегородок.

Аэрофонтанные сушилки относятся к установкам с полувзвешенным слоем, поскольку в центре таких сушилок дисперсный материал пневмотранспортом движется вверх, а по стенкам камеры возвращается в слой. Аэрофонтанные сушилки бывают без поддерживающей решетки (рис. 5.25, *е*) и с решеткой (рис. 5.25, *ж*) [49]. Угол конусности таких сушилок принимают обычно в интервале 30-70°.

Среди сушилок со взвешенным слоем материала выделяют установки с прямолинейным движением сушильного агента и материала (падающий слой) (рис. 5.26, *а*), трубы-сушилки (рис. 5.26, *б*, *в*) и установки с закрученным потоком сушильного агента [спиральные (рис. 5.26, *г*), вихревые (рис. 5.26, *д*), циклонные (рис. 5.26, *е*). В сушилках с падающим слоем движение материала внутри шахты сверху вниз определяется гравитационными силами. Сушильный агент движется прямотоком или противотоком, однако при небольших скоростях движения он практически не влияет на свободное падение материала. Из-за кратковременного пребывания материала в таких сушилках их используют для удаления лишь свободной влаги [8].

В трубах-сушилках влажный материал подается питателем в нижнюю часть вертикальной трубы. Сушильный агент (как правило, топочные газы) подается ниже места ввода материала со скоростью, достигающей 40-50 м/с, что превышает скорость витания частиц. Он подхватывает материал и транспортирует его в верхнюю часть трубы. Одновременно осуществляется высушивание материала. Как и в сушилках с падающим слоем, время пребывания материала в сушилке составляет несколько секунд, поэтому возможно удаление из материала лишь свободной влаги. Для увеличения времени пребывания материала используют его рециркуляцию (рис. 5.26, *б*). Отделение высушенного материала от сушильного агента осуществляют в пылеочистных устройствах, через которые проходит весь материал. Если используют расширитель (рис. 5.26, *в*), то большая часть высушенного материала выводится из расширителя, что значительно снижает нагрузку на систему пылеочистки [8].

Приближенный расчет трубы-сушилки базируется на обобщенных опытных данных о коэффициенте теплоотдачи, полученных И.М. Федоровым [45]:

$$Nu = 0,42 Ar^{0,3} \text{ для } Ar = 1 \cdot 10^4 \div 1 \cdot 10^6. \quad (5.111)$$

По коэффициенту теплоотдачи  $\alpha$  определяют продолжительность сушки:

$$\tau = Q / (\alpha F \Delta t), \quad (5.112)$$

где  $Q$  – количество передаваемой теплоты;  $F$  – расчетная площадь поверхности частиц;  $\Delta t$  – средний температурный напор между сушильным агентом и материалом, °С.

Количество теплоты  $Q$  определяется суммой теплот на испарение влаги  $Q_{и}$  и нагревание материала  $Q_{н}$ . Расчетную площадь поверхности приближенно определяют, предполагая, что все частицы имеют шарообразную форму и одинаковый размер  $d_3$ .

$$F = 6G_1 / (d_3 \rho), \quad (5.113)$$

где  $G$ ,  $\rho$  – расход сушимого материала, кг/с, и его плотность, кг/м<sup>3</sup>. Длину основной части трубы-сушилки определяют по формуле

$$L = \tau w_0, \quad (5.114)$$

где  $w_0$  – относительная скорость движения сушильного агента и материала, м/с; принимают  $w_0 = (0,3 \div 0,5) w_{\text{вит}}$ .

Общая длина трубы сушилки складывается из двух частей: основной  $L$  и разгонной  $L_p$ , на которой материал приобретает постоянную скорость. Длину разгонной части определяют по эмпирической формуле И.М. Федорова

$$L_p = (w_0 + w_{\text{вит}}) d_3, \quad (5.115)$$

где  $d_3$  – эквивалентный диаметр частиц, мм. Тогда

$$L_{\text{т}} = L + L_p. \quad (5.116)$$

$$D = \sqrt{\frac{V}{0,785(w_0 + w_{\text{вит}})}}, \quad (5.117)$$

где  $V$  – расход сушильного агента, м<sup>3</sup>/с

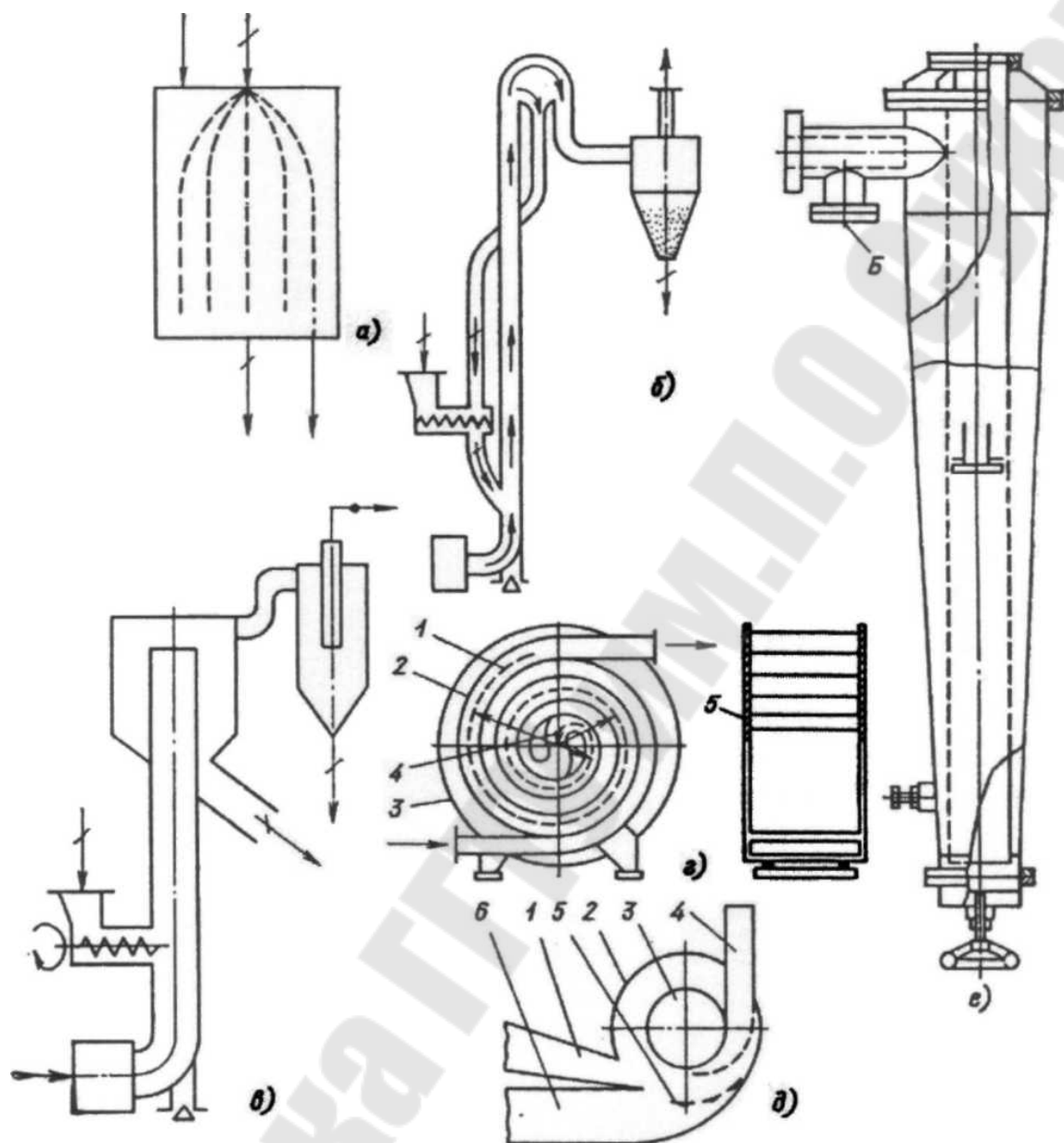


Рис. 5.26. Схемы сушилок взвешенного слоя

Одним из простых и вместе с тем достаточно эффективных методов интенсификации конвективной сушки дисперсных материалов является использование закрученных потоков сушильного агента. Закрученный поток можно создать путем установки тангенциальных газозаборов, спиральных и лопастных завихрителей и др. Преимущество закрученного потока по сравнению с прямым заключается в том, что он позволяет в несколько раз увеличить среднюю относительную скорость движения фаз и повысить концентрацию твердого материала в аппарате. Частицы твердого материала, движущиеся в аппарате, постоянно соударяются со стенкой, благодаря чему средняя скорость их

движения невелика (несколько метров в секунду), а относительная скорость движения газа и материала достигает высоких значений и близка к скорости газа. Высокая относительная скорость фаз обуславливает интенсивное протекание процессов тепло- и массообмена, а повышенная концентрация твердой фазы – большую поверхность контакта фаз, приходящуюся на единицу объема аппарата. Средняя продолжительность пребывания материала в аппаратах с закрученным потоком выше, чем в трубах-сушилках. Это обстоятельство в сочетании с высокой интенсивностью процесса позволяет обезвоживать материалы со значительным количеством связанной влаги.

Для сушилок с закрученным потоком характерно сравнительно высокое гидравлическое сопротивление. При сушке слипающихся высоковлажных материалов возможно налипание твердых частиц на стенки. В настоящее время в промышленности применяют спиральные (рис. 5.26, *г*), вихревые (рис. 5.26, *д*) и циклонные (рис. 5.26, *е*) сушилки, относящиеся к аппаратам с закрученным потоком [8, 94].

Разработан ряд типоразмеров вихревых сушилок (рис. 5.26, *д*) с диаметрами камеры от 500 до 1500 мм [8]. Вихревая камера представляет собой горизонтальный цилиндр длиной 0,3-0,4 диаметра. В нижней части корпуса 2 расположено жалюзийное устройство, состоящее из нескольких вогнутых пластин 5, поворачивающихся вокруг неподвижных осей. К жалюзийному устройству примыкает газораспределительный тангенциальный газоход 1 для пневматической подачи материала в аппарат. В центральной части торцевой стенки аппарата имеется отверстие 3, к которому примыкает улиткообразный канал 4 для вывода газозвеси [8].

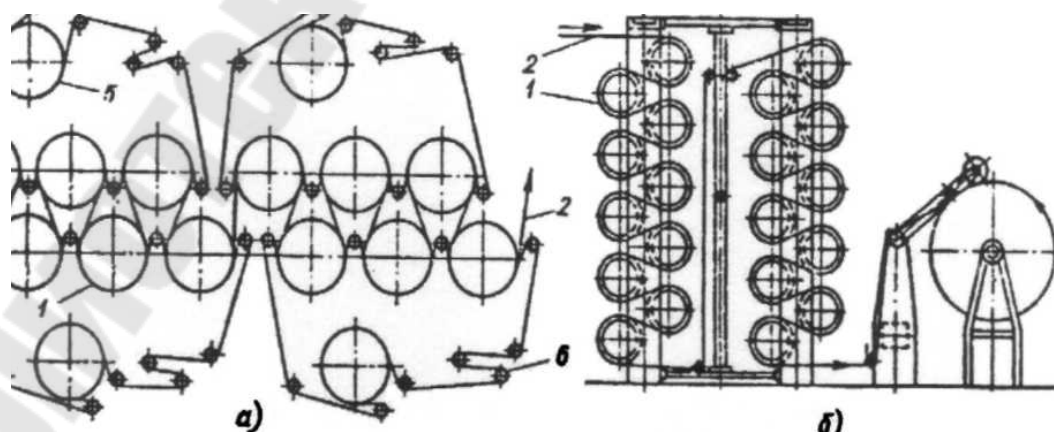


Рис. 5.27. Схемы цилиндрических контактных сушильных установок для сушки ленточных материалов:

- 1 – сушильные цилиндры; 2 – сушимый материал; 3 – прижимное сукно;  
4, 6 – сукноведущие валики; 5 – сукносушильные цилиндры.

Влажный порошкообразный материал загружают питателем в боковую часть камеры, и под действием газовых струй, истекающих в камеру через тангенциальные шлицы, образованные пластинами 5, он вовлекается во вращательное движение. Сепарируясь к стенке, материал образует в аппарате кольцевой вращающийся слой, пронизываемый струями газа, выходящими через тангенциальные шлицы; толщина слоя достигает 100-150 мм, что обеспечивает время пребывания материала в камере от 10 до 200 сек. в зависимости от размера частиц.

Сушильный агент и частицы, поступающие в циклонную сушилку (рис. 5.26, *e*) движутся по спирали вниз и далее по центральной трубе пневмотранспортом в систему пылеулавливания. Нестационарные условия взаимодействия фаз обеспечивают высокую интенсивность сушки и снижение габаритов установки по сравнению с трубами-сушилками.

**Сушка ленточных материалов.** Для сушки гибких ленточных материалов – тканей, бумаги, картона, полимерных пленок и т.п. используют сушильные установки непрерывного действия, в которых подвод теплоты осуществляется кондуктивным, конвективным или комбинированными способами: конвективно-радиационным, кондуктивно-радиационным и др.

Достоинствами кондуктивной сушки являются: высокая интенсивность [съем влаги до 50-60 кг/(м<sup>2</sup>·ч)], тепловая экономичность, возможность использования низкопотенциальной теплоты и получения продукта хорошего качества; недостатками – малый диапазон по толщине сушимых материалов (до 3-4 мм), большие габариты, высокая металлоемкость и большая теплоаккумулирующая способность оборудования [8].

Установки с кондуктивным подводом теплоты (рис. 5.27) имеют греющую поверхность в виде полых цилиндров диаметром до 2,2 м и длиной до 9-10 м, обогреваемых насыщенным или слабоперегретым паром с давлением до 1 МПа. Поэтому такие установки называются цилиндрическими сушилками. Цилиндрические сушилки, используемые в целлюлозно-бумажной промышленности (рис. 5.27, *a*), отличаются от применяемых в текстильной промышленности (рис. 5.27, *б*), не только наличием прижимного сукна и сукносушильных цилиндров, но и размером цилиндров, конструкцией станин и рядом других элементов.

В промышленных контактных сушильных установках влажное полотно бумаги или картона прижимается к цилиндрам лентой из

сукна или синтетической сетки. В первом случае испарения влаги с внешней поверхности полотна в период контакта с греющей поверхностью почти не происходит, а температура материала в первом периоде сушки приближается к температуре кипения воды при атмосферном давлении. В конструкциях с синтетической сеткой конвективный массообмен на внешней поверхности полотна также затруднен. Температура материала в этом случае может быть определена лишь экспериментально. Интенсивное испарение влаги из полотна происходит на его внутренней поверхности. Образующийся при этом пар скапливается в виде прослойки между греющей поверхностью цилиндров и влажным материалом, парообразование и диффузия пара из материала в воздух происходят в период межцилиндрового пробега полотна.

Расчет подобных установок осложняется цикличностью сушки, обусловленной периодичностью нагревания и охлаждения материала при переходе с цилиндра на цилиндр, рассредоточенностью подвода теплоты и испарения влаги на участках свободного пробега, колебаниями температуры греющей стенки, различием давления греющего пара в отдельных группах цилиндров и т.д. Поэтому для расчета цилиндрических сушилок используют методику П.А. Жучкова [25], основанную на эмпирических данных по тепломассообмену. При конструктивном расчете определяют по известным количествам теплоты, необходимой в каждом периоде сушки,  $Q_{\text{пр}}$ ,  $Q_1$ ,  $Q_2$ , плотностям тепловых потоков  $q_{\text{пр}}$ ,  $q_1$ ,  $q_2$ , площади активной поверхности одного цилиндра  $F_{\text{а.ц}}$  требуемое количество цилиндров:

в период прогрева

$$n_{\text{пр}} = \frac{Q_{\text{пр}}}{q_{\text{пр}}(1 + y_{\text{а.с}})F_{\text{а.ц}}}; \quad (5.118)$$

в первый период сушки

$$n_1 = \frac{Q_1}{q'_1(1 + y_{\text{а.с}})F_{\text{а.ц}}}; \quad (5.119)$$

во второй период сушки

$$n_2 = \frac{Q_2}{q'_2 Z m_{\text{г}}(1 + y_{\text{а.с}})F_{\text{а.ц}}}; \quad (5.120)$$

где  $Q_{\text{пр}}$ ,  $Q_1$ ,  $Q_2$  – теплоты, необходимые для нагревания и сушки материала в разные периоды с учетом потерь в окружающую среду;  $y_{\text{а.с}}$  – коэффициент, отражающий влияние сукносушильных цилиндров на общий процесс сушки (отношение площадей полезной поверхности сукносушильных цилиндров и полезной поверхности сушильных цилиндров, равное обычно 0,15-0,2;  $q_{\text{пр}}$ ,  $q_1$  – плотности тепловых потоков на активной поверхности цилиндров в период прогрева и период постоянной скорости сушки;  $q'_1$  – удельный тепловой поток в первый период сушки при данном давлении пара в цилиндрах;  $Z$  – коэффициент, учитывающий снижение скорости сушки в период падающей скорости;  $m_r$  – коэффициент, учитывающий удельные затраты теплоты на нагревание полотна во втором периоде.

Коэффициент  $m_r$ , в формуле (5.120) учитывает увеличение удельного расхода теплоты на нагревание полотна в период падающей скорости сушки:

$$m_r = \frac{(r + \Delta q)\psi_1}{n\varphi_2}, \quad (5.121)$$

где  $\Delta q$  – плотность теплового потока при подогреве полотна в период падающей скорости сушки, отнесенная к 1 кг испаряемой влаги, кДж/кг, определяемая по формуле

$$\Delta q = \frac{(c_0 + u_{\text{кв}}c_{\text{в}})(t_2 - t_{\text{п}})}{w_{\text{кр}}^{\text{с}} - w_{\text{к}}^{\text{с}}}. \quad (5.122)$$

Количества теплоты, воспринимаемой полотном и сукном по периодам сушки:

в период прогрева

$$Q_{\text{пр}} = \frac{l}{\psi_{\text{пр}}} \frac{G_{\text{а.с}}}{3600} \left[ (c_0 + w_1 c_{\text{в}})(t_1 - t_0) + (w_{\text{н}}^{\text{с}} - w_1^{\text{с}})r \right]; \quad (5.123)$$

в период постоянной скорости сушки

$$Q_1 = \frac{l}{\psi_1} \frac{G_{\text{а.с}}}{3600} \left[ (w_1^{\text{с}} - w_{\text{кр}}^{\text{с}})r \right]; \quad (5.124)$$

в период падающей скорости сушки



$$Q_2 = \frac{l}{\psi_2} \frac{G_{a.c}}{3600} \left[ (w_{кр}^c - w_k^c) r + (c_0 + w_k^c c_b) (t_2 - t_1) \right]; \quad (5.125)$$

здесь  $G_{a.c}$  – производительность установки по абсолютно сухому материалу, кг/ч;  $w_n^c$ ,  $w_1^c$ ,  $w_{кр}^c$ ,  $w_k^c$  – влагосодержание полотна, соответственно начальное, в конце периода прогрева, критическое и конечное;  $c_0$ ,  $c_b$  – удельные теплоемкости сухого материала и воды, кДж/(кг·К);  $r$  – удельная теплота парообразования, кДж/кг;  $t_0$ ,  $t_1$ ,  $t_2$  – температуры материала соответственно начальная, в первом периоде и конечная, °С;  $\psi_{пр}$ ,  $\psi_1$ ,  $\psi_2$  – коэффициенты использования теплоты, воспринимаемой сушимым материалом соответственно в период прогрева, первый и второй периоды сушки.

Коэффициент использования теплоты определяют по формуле

$$\psi = 1 - \frac{y_{a.c} q_{a.c} + y_{оп} q_{к.п}}{q_{a.п} + y_{a.c} q_{a.c}}, \quad (5.126)$$

где  $q_{к.с}$ ,  $q_{к.п}$  – средние значения конвективного теплового потока к воздуху на открытой поверхности сукна и полотна, кВт/м<sup>2</sup>.

Изменение влагосодержания в период прогрева  $\Delta w_{пр}^c = w_n^c$  определяют по соотношению

$$\Delta w_{пр}^c = \Delta W / G_{a.c}. \quad (5.127)$$

Количество влаги, удаляемой в период прогрева, кг/м<sup>2</sup>,

$$\Delta W = \tau_{пр} \bar{m}_{пр}, \quad (5.128)$$

где  $\tau_{пр}$  – длительность прогрева материала, с, определяемая по формуле

$$\tau_{пр} = \frac{G_{a.c} (c_0 + w_n^c c_b) (t_1 - t_0)}{\psi_{пр} q_{пр} - \bar{m}_{пр} r}. \quad (5.129)$$

Средняя интенсивность испарения влаги в период прогрева, кг/(м<sup>2</sup>·с),

$$\bar{m}_{пр} = \frac{\beta_p}{3600} \left[ \frac{\vartheta_1^4 - \vartheta_0^4}{4(\vartheta_1 - \vartheta_0)} - \vartheta_0^3 \right] \cdot 10^5, \quad (5.130)$$

где  $\vartheta_0 = t_0 / 100$ ;  $\vartheta_1 = t_1 / 100$  – приведенные значения начальной и конечной температуры материала в период прогрева;  $\beta_p$  – коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности парциальных давлений, при средней температуре  $T$  окружающей среды:

$$\beta_p = \alpha_m / (RT). \quad (5.131)$$

Для определения коэффициента массоотдачи  $\alpha_m$ , отнесенного к разности концентраций пара в воздухе, рекомендуют [25] формулу

$$Nu_m = \alpha_m l / D = 0,07 Re^{0,75}. \quad (5.132)$$

При расчете массообмена на открытых поверхностях материала в качестве определяющего размера  $l$  принимают длину межцилиндрового пробега, а за определяющую скорость берут линейную скорость движения полотна.

Плотность теплового потока на активных поверхностях цилиндров в отдельные периоды рассчитывают по формулам:

$$q_{\text{пп}} = k^* (t_s - t_{\text{пп}}); \quad (5.133)$$

$$q_1 = k^* (t_s - t_1); \quad (5.134)$$

$$q_2 = k^* (t_s - t_1) Zm; \quad (5.135)$$

где  $t_s$  – температура насыщенного пара в цилиндрах;  $k^*$  – приведенный коэффициент теплопередачи, определяемый по формуле [25]:

$$k^* = \frac{l - a}{\varphi_{\text{ц}}} \frac{l}{\frac{l}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{l - \alpha}{\varphi_{\text{ц}} - \alpha_2}}, \quad (5.136)$$

здесь  $a$  – доля теплоты, отдаваемый воздуху;  $\varphi_{\text{ц}}$  – доля обхвата цилиндра полотном;  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности стенки цилиндра при конденсации греющего пара;  $\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи при контакте;  $\delta_{\text{ст}}$  – толщина и теплопроводность стенки.

В выражении (5.133)  $t_{\text{пп}}$  – среднеарифметическая температура материала в период прогрева, рассчитываемая по опытным данным, согласно которым при давлении пара в цилиндрах выше атмосферного температура материала находится в пределах 95-100°C [8].

Поскольку цилиндры теряют теплоту боковой, торцевой и не занятой материалом кольцевой поверхностям, количество теплоты, потребляемой установкой, определяют по периодам с учетом коэффициентов использования теплоты:

$$Q'_{\text{пр}} = \frac{Q_{\text{пр}}}{(1 + y_{\text{а.с}}) \eta_{\text{пр}}}; \quad (5.137)$$

$$Q'_1 = \frac{Q_1}{(1 + y_{\text{а.с}}) \eta_1}; \quad (5.138)$$

$$Q'_2 = \frac{Q_2}{(1 + y_{\text{а.с}}) \eta_1}; \quad (5.139)$$

Таким образом, уравнения (5.118) – (5.139) позволяют рассчитать общую площадь поверхности теплообмена, общее количество цилиндров и количество расходуемой теплоты в сушильной установке. Далее определяют габариты установки.

Проектирование установки существенно упрощается, если допустить отклонение расчетных значений величин от истинных в пределах  $\pm 10 \div 15\%$ . При этом используют нижеприведенные рекомендации [8, 25], полученные в ходе проектирования и эксплуатации цилиндрических сушилок:

1) коэффициент теплоотдачи при конденсации пара на внутренней поверхности цилиндра для сушилок, скорость движения материала в которых  $w$  менее 50 м/мин,  $\alpha_0$ , принимают равным 3500-4000 Вт/(м<sup>2</sup>·К);

2) при скорости  $w \geq 500$  м/мин  $\alpha_1 = 1500 \div 2000$  Вт/(м<sup>2</sup>·К); коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности цилиндра  $\alpha_2 = 600 \div 800$  Вт/(м<sup>2</sup>·К); доля теплоты, отдаваемой боковой поверхностью цилиндра воздуху,  $a = 0,04 \div 0,05$ ; доля охвата цилиндра материалом  $\varphi_{\text{ц}} = 0,6 \div 0,65$ ; доля охвата сукносушильных цилиндров сукном  $\varphi_{\text{с}} = 0,7 \div 0,8$ ;

3) коэффициенты использования теплоты в отдельные периоды сушки:

в период прогрева  $\vartheta_{\text{пр}} = 1,0$ ;

в первый период  $\vartheta_1 = 0,90 \div 0,92$ ;

во второй период  $\vartheta_2 = 0,75 \div 0,80$ ;

4) коэффициенты сохранения теплоты в отдельные периоды сушки:

в период прогрева  $\eta_{\text{пр}} = 0,94 \div 0,95$ ;

в первый период  $\eta_1 = 0,90 \div 0,93$ ;

во второй период  $\eta_2 = 0,85$ ;

5) коэффициент, учитывающий увеличение удельного расхода теплоты во второй период сушки на нагревание сухого материала,  $m_T - 1,1 - 1,15$ ;

б) среднеинтегральный коэффициент, учитывающий снижение интенсивности сушки во второй период:

для бумаги  $Z = 0,42 \div 0,48$ ;

для картона  $Z = 0,32 \div 0,38$ .

В зависимости от направления подачи сушильного агента выделяют следующие типы конвективных сушильных установок: с продольным, поперечным (сопловым) обдувом и со сквозной фильтрацией.

Стремление к интенсификации сушки тонких материалов привело к созданию установок (рис. 5.29, а), в которых к сушимому материалу 1 подводится теплота кондукцией от нагреваемого конденсирующимся паром цилиндра 2 и конвекцией от горячего воздуха, нагреваемого в калорифере 4 и подаваемого вентилятором 5 в конвективный колпак 3. Для повышения тепловой экономичности используется рециркуляция отработавшего воздуха. Совместная передача теплоты конвекцией и кондукцией лишь при определенных сочетаниях массы  $1 \text{ м}^2$  материала, температур греющей поверхности и воздуха может дать положительный эффект (интенсивность сушки будет выше, чем сумма интенсивностей сушки каждого процесса).

В терморрадиационной сушильной установке, принципиальная схема которой показана на рис. 5.28, б, достигается увеличение интенсивности сушки в первом периоде в 1,2-2 раза по сравнению с сопловыми, снижение критического влагосодержания и удлинение наиболее эффективного первого периода сушки, повышение равномерности сушки по ширине и глубине материала за счет проникновения лучистой энергии в глубь материала. Сушимый материал 1 облучается с двух сторон излучателями 6 типа зеркальных сушильных ламп, трубчатых или панельных электронагревателей, керамических беспламенных горелок и т. п. Влажный воздух удаляют из камеры вытяжным вентилятором 5.

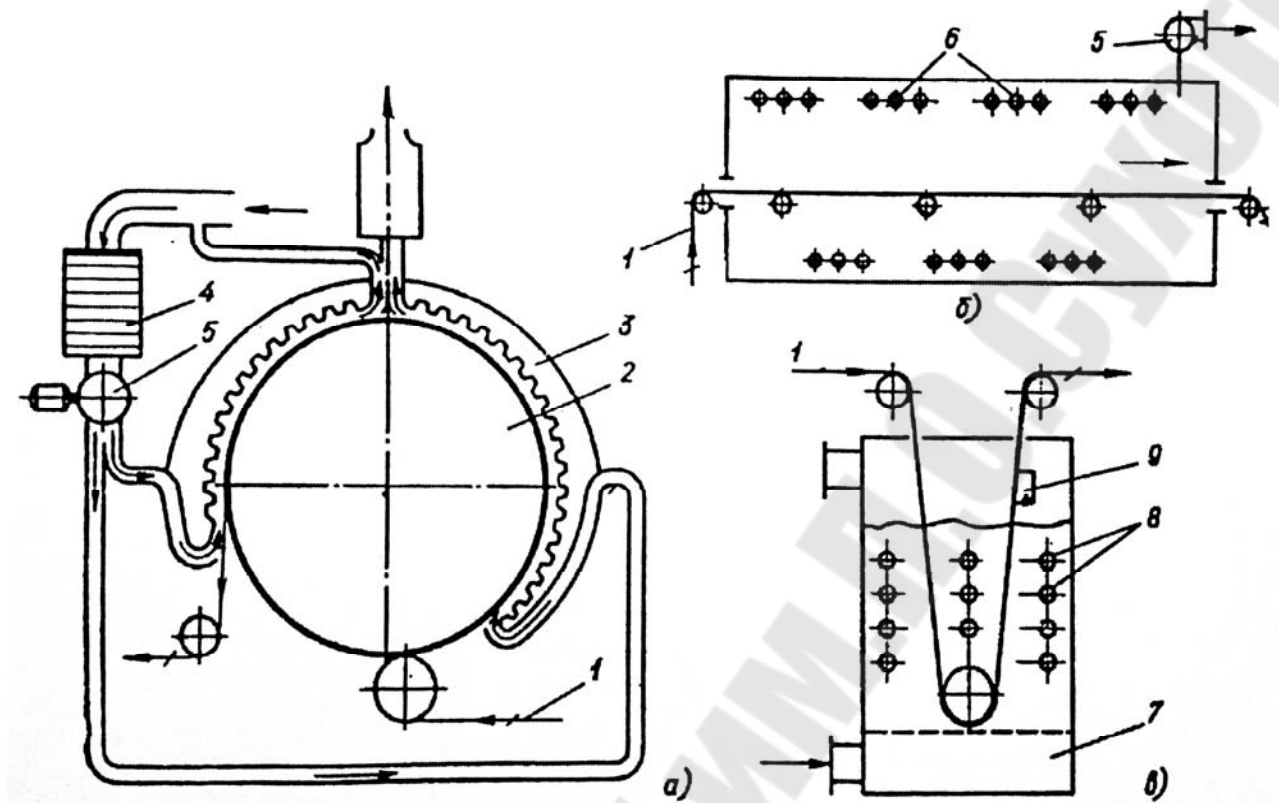


Рис. 5.28. Схемы сушилок для ленточных материалов

Широкое распространение терморadiационных сушилок сдерживается трудностью управления процессом во время внезапных остановок сушилки, обрыва материала, а также необходимостью согласования терморadiационных характеристик материала и излучателей при изменении влагосодержания и вида сушимого материала.

Для интенсификации, конвективной сушки ленточных материалов предложено [47] использовать промежуточный дисперсный теплоноситель (рис. 5.28, в). Подводимый снизу через газораспределительную решетку 7 воздух создает из дисперсного материала псевдокипящий (кипящий) слой. Этот слой совместно с воздухом нагревается от паровых труб 8. Известно, что коэффициенты теплоотдачи кипящего слоя к поверхности в 8-10 раз выше, чем чистого воздуха. Это позволяет использовать для передачи теплоты от конденсирующегося в трубах пара небольшие теплопередающие поверхности. Сушимый материал нагревается и высушивается, непрерывно двигаясь сквозь кипящий слой. На выходе устанавливается встряхивающее устройство 9, способствующее очищению материала от дисперсных частиц. В таких установках при температуре кипящего слоя 160-170°C удельная

влажностная нагрузка  $A_F = 80 \div 90 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ , а в некоторых случаях достигает  $130\text{-}140 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ . Дисперсные частицы в кипящем слое подвержены эрозионному истиранию, что приводит к загрязнению сушимого материала, ухудшает санитарно-гигиенические условия эксплуатации сушилки. Поэтому сушка в слое промежуточного теплоносителя не получила широкого распространения [8].

## Глава шестая

### СОРБЦИОННЫЕ ПРОЦЕССЫ И УСТАНОВКИ

#### 6.1. Общие сведения о сорбционных процессах

Для получения целевых продуктов, выделения компонентов из газовых смесей, удаления посторонних примесей из газовых и жидких смесей, осушки и в других случаях применяют сорбционные установки. *Сорбция* – физико-химический процесс, в результате которого происходит поглощение каким-либо телом газов, паров или растворенных веществ из окружающей среды. Понятие сорбции включает как *абсорбцию*, так и *адсорбцию*.

Абсорбция – поглощение газа в объеме, а также избирательное поглощение одного или нескольких компонентов газовой смеси жидким поглотителем (абсорбентом). Поглощение газа может происходить либо в результате его растворения в абсорбенте, либо в результате его химического взаимодействия с абсорбентом. В первом случае процесс называют *физической абсорбцией*, а во втором – *хемосорбцией*. Возможно также сочетание обоих механизмов процесса.

Физическая абсорбция в большинстве случаев обратима. На этом свойстве абсорбционных процессов основано выделение поглощенного газа из раствора – *десорбция*. Сочетание абсорбции с десорбцией позволяет многократно применять поглотитель и выделять поглощенный компонент и чистом виде.

Абсорбентами служат однородные жидкости или растворы активного компонента в жидком растворителе. Во всех случаях к абсорбентам предъявляют ряд требований, среди которых наиболее существенными являются высокая абсорбционная способность, селективность, низкое давление паров, химическая инертность по отношению к распространенным конструкционным материалам (при физической абсорбции – также к компонентам газовых смесей), нетоксичность, огне- и взрывобезопасность, доступность и невысокая стоимость [17].

С технологической точки зрения лучшим является тот абсорбент, расход которого для проведения заданного процесса меньше, т. е. в котором растворимость поглощаемого вещества выше. Поэтому абсорбенты выбирают в основном по данным о растворимости в них поглощаемых веществ.

Процесс физической абсорбции газа сопровождается выделением теплоты и, следовательно, повышением температуры абсорбента и контактирующей с ним газовой смеси. При значительном росте температуры возможно резкое понижение растворимости газа, поэтому для поддержания требуемой производительности абсорбера приходится в ряде случаев прибегать к его охлаждению внутренними или внешними охлаждающими элементами.

Адсорбция – процесс поглощения газов (паров) или жидкостей поверхностью твердых тел (адсорбентов). Явление адсорбции связано с наличием сил притяжения между молекулами адсорбента и поглощаемого вещества. По сравнению с другими массообменными процессами адсорбция наиболее эффективна в случае малого содержания извлекаемых компонентов в исходной смеси.

Различают два основных вида адсорбции: *физическую* и *химическую* (или *хемосорбцию*). Физическая адсорбция вызывается силами взаимодействия молекул поглощаемого вещества с адсорбентом (дисперсионными или ван-дер-ваальсовскими). Однако молекулы, соприкасаясь с поверхностью адсорбента, насыщают его поверхность, что ухудшает процесс адсорбции. Химическая адсорбция характеризуется химическим взаимодействием между средой и адсорбентом, что может образовывать новые химические соединения на поверхности адсорбента. Оба вида адсорбции экзотермичны. Однако если теплота физической адсорбции промышленных газов и паров соизмерима с их теплотой конденсации (85-125 кДж/кмоль), а в случае растворов даже меньше, то теплота химической адсорбции достигает нескольких сотен килоджоулей на киломоль. Химическая адсорбция протекает обычно с небольшой скоростью и возможна при высоких температурах, когда физическая адсорбция ничтожно мала.

Переход вещества из газовой и жидкой фаз в адсорбированное состояние связан с потерей одной степени свободы, т. е. сопровождается уменьшением энтропии и энтальпии системы, следовательно, выделением теплоты. При этом различают дифференциальную и интегральную теплоты адсорбции; первая выражает количество выделяющейся теплоты при поглощении очень малого количества вещества (2 г/100 г адсорбента), вторая – при поглощении до полного насыщения адсорбента. Повышение температуры в каждом процессе адсорбции зависит от теплоты адсорбции и массовой скорости газового (парового) потока, от температуропроводности этого потока и адсорбента, количества адсорбированного вещества и его концентрации.



Так как адсорбционная способность адсорбента снижается с ростом температуры, экзотермичность процесса должна учитываться в инженерных расчетах. При больших тепловыделениях прибегают к охлаждению слоя адсорбента.

Процессы адсорбции отличаются избирательностью и обратимостью, позволяя поглощать (адсорбировать) из газовых (паровых) смесей и растворов один или несколько компонентов, а затем в других условиях выделять (десорбировать) их из твердой фазы. При этом избирательность зависит от природы адсорбента и адсорбируемых веществ, а предельное удельное количество поглощаемого вещества зависит еще от его концентрации в исходной смеси и температуры, а в случае газов – также от давления.

Адсорбенты – пористые тела с сильно развитой поверхностью пор. Удельная поверхность пор может достигать 1000 м<sup>2</sup>/г. Адсорбенты применяют в виде таблеток или шариков размером от 2 до 6 мм, а также порошков с размером частиц от 20 до 50 мкм. В качестве адсорбентов используют активированный уголь, силикагель, алюмосиликаты, цеолиты (молекулярные сита) и др. Важной характеристикой адсорбентов является их активность, под которой понимают массу адсорбированного вещества на единицу массы адсорбента в условиях равновесия. Активность адсорбента равна

$$a = M / G, \quad (6.1)$$

где  $M$  – масса поглощенных компонентов;  $G$  – масса адсорбента.

Адсорбенты характеризуются также *временем защитного действия*, под которым понимают время, в течение которого концентрация поглощаемых веществ на выходе из слоя адсорбента не изменяется. При большем времени работы адсорбента происходит проскок поглощаемых компонентов, связанный с исчерпанием активности адсорбента. В этом случае необходима регенерация или замена адсорбента.

## 6.2. Абсорбционные процессы и установки

В абсорбционных процессах участвуют две фазы – газовая и жидкая. Газовая фаза состоит из непоглощаемого газа-носителя и одного или нескольких абсорбируемых компонентов. Жидкая фаза представляет собой раствор абсорбируемого (целевого) компонента в жидком поглотителе. При физической абсорбции газ-носитель и жид-

кий поглотитель (абсорбент) инертны взаимно и по отношению к переходящему компоненту.

Равновесие в процессах абсорбции определяет состояние, которое устанавливается при продолжительном соприкосновении фаз и зависит от состава фаз, температуры, давления и термодинамических свойств компонента и абсорбента.

Основным законом равновесия в системе газ-жидкость является закон Генри: растворимость или молярная доля газа в растворе при заданной температуре пропорциональна парциальному давлению газа над раствором, т. е.

$$p_i^* = K_i x_i, \quad (6.2)$$

где  $p_i^*$  – парциальное давление  $i$ -го компонента в газе в условиях равновесия;  $x_i$  – молярная доля (концентрация)  $i$ -го компонента в жидкости;  $K_i$  – коэффициент пропорциональности (константа Генри)  $i$ -го компонента.

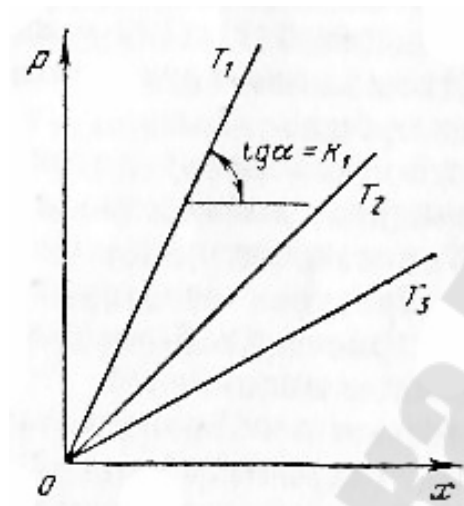


Рис. 6.1. Растворимость газа в жидкости при различных температурах ( $T_1 > T_2 > T_3$ )

Константу Генри, зависящую от природы растворяемых веществ и температуры, для каждого компонента можно определить по формуле [37]

$$\ln K = \frac{q_d}{RT} + C, \quad (6.3)$$

где  $q_d$  – дифференциальная теплота растворения газа;  $R$  – газовая постоянная;  $T$  – температура;  $C$  – постоянная, зависящая от природы газа и раствора.

Для идеальных растворов на диаграмме  $p, x$  (рис. 6.1) зависимость равновесных концентраций от давления изображается прямой, имеющей наклон, равный  $K$  – коэффициенту Генри. Из рис. 6.1 и уравнения (6.2) следует, что с повышением температуры (при прочих равных условиях) увеличивается значение  $p$  и соответственно уменьшается растворимость газа в жидкости.

Согласно закону Дальтона

$$p_i = y_i p, \quad (6.4)$$

где  $y_i$  – молярная доля  $i$ -го извлекаемого компонента в газовой смеси;  $p$  – общее давление в системе.

Тогда из уравнений (6.2) и (6.4) получим

$$y_i^* = \frac{K_i}{p} x_i = \alpha x_i, \quad (6.5)$$

где  $y_i^*$  – молярная доля  $i$ -го компонента в газовой фазе при равновесии;  $\alpha$  – безразмерная константа (константа фазового равновесия).

В расчетах абсорбционных процессов и аппаратов часто пользуются относительными молярными концентрациями, которые связаны с концентрациями, выраженными в молярных долях, соотношениями

$$Y = \frac{y}{1-y}; \quad X = \frac{x}{1-x}. \quad (6.6)$$

Подставив в выражение (6.5) вместо молярных долей относительные молярные концентрации, получим

$$Y^* = \frac{\alpha X}{1 + (1 - \alpha) X}. \quad (6.7)$$

Закон Генри применим только для идеальных систем при малых давлениях и концентрациях. В этих условиях для построения линии равновесия, необходимой для расчета абсорбционных колонн, используют уравнения (6.5) и (6.7). Если закон Генри не применим ( $K \neq const$  и, следовательно,  $\alpha \neq const$ ), уравнения (6.5) и (6.7) теряют смысл и линию равновесия строят на основе экспериментальных данных.

**Материальный баланс.** Примем расходы фаз по высоте аппарата постоянными. Обозначим:  $G$  – расход инертного газа;  $Y_n, Y_k$  – начальная и конечная концентрации инертного газа в газовой смеси;  $L$  – расход абсорбента;  $X_n, X_k$  – его начальная и конечная концентрации. Тогда уравнение материального баланса будет иметь вид

$$G(Y_n - Y_k) = L(X_k - X_n). \quad (6.8)$$

Отсюда общий расход абсорбента

$$L = G \frac{Y_n - Y_k}{X_k - X_n}, \quad (6.9)$$

а его удельный расход

$$m = \frac{L}{G} = \frac{Y_H - Y_K}{X_K - X_H}. \quad (6.10)$$

Это уравнение можно записать в вид

$$Y_H - Y_K = m(X_K - X_H), \quad (6.11)$$

оно показывает, что в координатах  $Y, X$  рабочая линия процесса представляет собой прямую с углом наклона, тангенс которого равен  $m = L/G$ . Абсорбция может происходить в том случае, если рабочая концентрация абсорбируемого компонента в газе больше равновесной и, следовательно, рабочая линия процесса в диаграмме располагается выше равновесной.

Расчет массопереноса и кинетических зависимостей в абсорбционных процессах производит аналогично процессу ректификации (см. гл. 7). Отличие заключается в том, что вместо паровой фазы рассматривают газовую среду. Так, например, число теоретических тарелок в абсорбере определяют также построением ступеней между рабочей и равновесной линиями (рис. 6.2). Анализ уравнения (6.11) показывает, что увеличение расхода абсорбента изменяет положение рабочей линии, вызывая уменьшение числа тарелок.

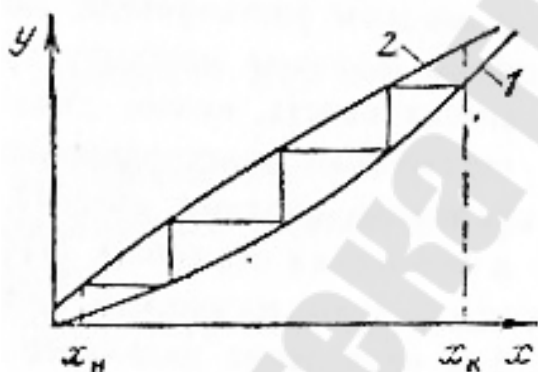


Рис. 6.2. Определение теоретического числа тарелок при абсорбции:

- 1 – линия равновесия;
- 2 – рабочая линия

жидкостью, имеющей меньшую концентрацию распределяемого вещества, и наоборот. Противоточная схема абсорбции показана на рис. 6.3,б. По этой схеме в одном конце аппарата приводят в контакт све-

Принципиальные схемы абсорбции. В технике используют следующие принципиальные схемы абсорбционных процессов: прямоточные, противоточные, одноступенчатые с рециркуляцией и многоступенчатые с рециркуляцией [74].

Прямоточная схема взаимодействия веществ в процессе абсорбции показана на рис. 6.3,а. В этом случае потоки газа и абсорбента движутся параллельно друг другу, при этом газ с большей концентрацией распределяемого вещества приводится в контакт с

жий газ и жидкость, имеющие большие концентрации распределенного вещества, а в противоположном – меньшие.

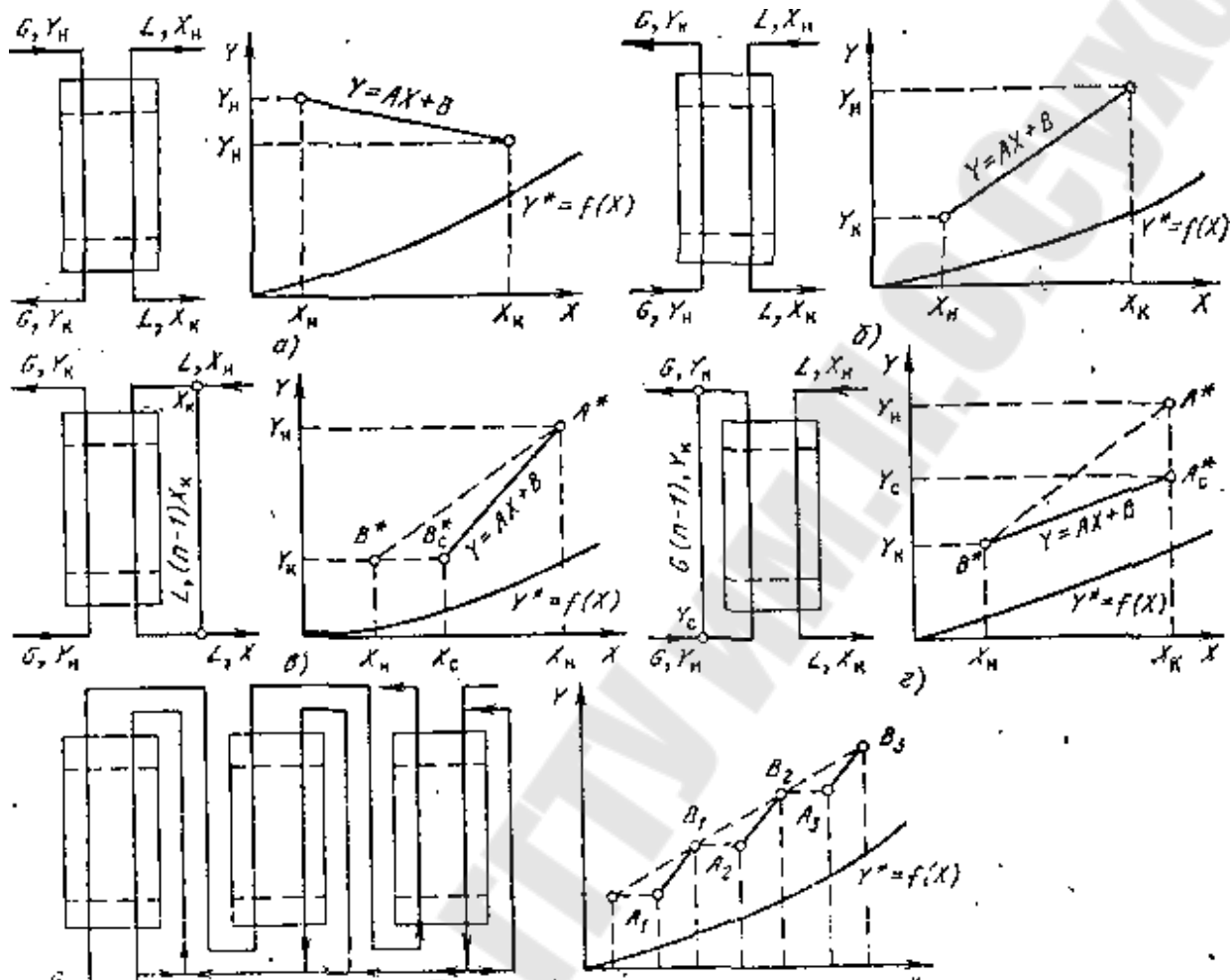


Рис. 6.3. Принципиальные схемы абсорбции:

*a* – прямоточная; *б* – противоточная; *в* – с рециркуляцией жидкости; *г* – с рециркуляцией газа; *д* – многоступенчатая с рециркуляцией жидкости; *n* – доля компонента, используемая для рециркуляции

В схемах с рециркуляцией предусмотрен многократный возврат в аппарат или жидкости, или газа. Схема с рециркуляцией жидкости показана на рис. 6.3, *в*. Газ проходит через аппарат снизу вверх, и концентрация распределяемого вещества в нем изменяется от  $Y_H$  до  $Y_K$ . Поглощающая жидкость подводится к верхней части аппарата при концентрации распределяемого  $Y_H$ , затем смешивается с выходящей из аппарата жидкостью, в результате чего ее концентрация повышается до  $X_C$ . Рабочая линия представлена на диаграмме отрезком прямой: крайние точки его имеют координаты  $Y_H, X_K$ , и  $X_K, X_C$  соответ-

ственно. Значение  $X_c$  определяют из уравнения материального баланса.

Схема абсорбции с рециркуляцией газа приведена на рис. 6.3, з. Материальные соотношения здесь аналогичны предыдущим, а положение рабочей линии определяют точки  $A^*(Y_c, X_k)$  и  $B^*(Y_k, X_n)$ . Ординату  $Y_c$  находят из уравнения материального баланса. Одноступенчатые схемы с рециркуляцией могут быть как прямоточными, так и противоточными.

Многоступенчатые схемы с рециркуляцией могут быть прямоточными и противоточными, с рециркуляцией газа и жидкости. На рис. 6.3, д показана многоступенчатая противоточная схема с рециркуляцией жидкости в каждой ступени. На  $y, x$ -диаграмму рабочие линии наносят отдельно для каждой ступени, как и в случае нескольких отдельных ступенчатых аппаратов. В рассматриваемом случае рабочую линию составляют отрезки  $A_1B_1, A_2B_2$  и  $A_3B_3$ .

Анализ описанных процессов позволяет сделать вывод, что одноступенчатые схемы с рециркуляцией абсорбента или газа по сравнению со схемами без рециркуляции имеют следующие отличия: при одном и том же расходе свежего абсорбента количество жидкости, проходящей через аппарат, значительно больше; результатом такого режима являются повышение коэффициента массопередачи и снижение движущей силы процесса. При определенном соотношении между диффузионными сопротивлениями в жидкой и газовой фазах такая схема может способствовать уменьшению габаритов аппарата. Очевидно, что рециркуляция жидкости целесообразна в том случае, если основное сопротивление массопередаче составляет переход вещества от поверхности раздела фаз в жидкость, а рециркуляция газа – когда основным сопротивлением процесса является переход вещества из газовой фазы к поверхности раздела фаз.

Многоступенчатые схемы с рециркуляцией обладают всеми преимуществами одноступенчатых схем и вместе с тем обеспечивают большую движущую силу процесса. Поэтому чаще выбирают варианты схем с многоступенчатой рециркуляцией.

Необходимо отметить, что процессы абсорбции характеризуются тем, что из-за малой относительной летучести абсорбента перенос вещества происходит преимущественно в одном направлении – из газовой фазы в жидкую. Переход поглощаемого вещества из газового состояния в конденсированное (жидкое) сопровождается уменьшени-

ем энергии в нем. Таким образом, в результате абсорбции происходит выделение теплоты, количество которой равно произведению количества поглощенного вещества на теплоту его конденсации. Связанное с этим повышение температуры взаимодействующих фаз, которое определяют с помощью уравнения теплового баланса, уменьшает равновесное содержание поглощаемого вещества в жидкой фазе, т. е. ухудшает разделение. Поэтому при необходимости целесообразен отвод теплоты абсорбции.

Конструктивно абсорбционные аппараты выполняют аналогично теплообменным, ректификационным, выпарным и сушильным аппаратам. По принципу действия абсорбционные аппараты можно разделить на поверхностные, барботажные и распылительные.

### 6.3. Адсорбционные процессы и установки

Достижению равновесия между твердой и подвижной газовой фазами соответствует поглощение максимального количества вещества. Условия равновесия описываются в виде зависимости поглощающей способности (количества вещества  $M$ , поглощаемого единицей массы или объема адсорбента) от температуры  $T$  и концентрации  $C$  поглощаемого вещества в равновесной подвижной фазе, т. е.  $M = f(T, C)$ . Обычно условия адсорбционного равновесия изучают при постоянной температуре. Зависимость  $M = f(C)$  называется *изотермой адсорбции*. Конкретная форма этой зависимости определяется свойствами и механизмом взаимодействия адсорбента и адсорбируемого вещества.

В связи с разнообразием адсорбентов и адсорбируемых веществ единая теория адсорбции пока не разработана. Закономерности процессов адсорбции, в которых определяющую роль играют ван-дер-ваальсовские силы притяжения, можно удовлетворительно описать так называемой потенциальной теорией адсорбции. Согласно этой теории на поверхности адсорбента образуется полимолекулярный адсорбционный слой, энергетическое состояние молекул в котором определяется значением адсорбционного потенциала, являющегося функцией расстояния от поверхности, и не зависит от температуры. Наибольшее значение адсорбционный потенциал имеет на поверхности адсорбента. Потенциальная теория применима к процессам адсорбции на адсорбентах, размеры пор которых соизмеримы с разме-

рами поглощаемых молекул. В таких случаях происходит не послойное, а объемное заполнение пор.

Для описания процесса мономолекулярной адсорбции наибольшее применение получила теория Лангмюра [41], согласно которой за счет некомпенсированных сил у поверхностного атома или молекулы адсорбента адсорбированная молекула удерживается некоторое время на поверхности. Адсорбция происходит в особых точках поверхности – центрах адсорбции. Материальные потоки, участвующие в процессах адсорбции и десорбции, содержат переносимые и «инертные» компоненты. Под первыми понимаются вещества, переходящие из одной фазы в другую, а под вторыми – те которые в таком переносе не участвуют. В твердой фазе «инертным» компонентом является адсорбент.

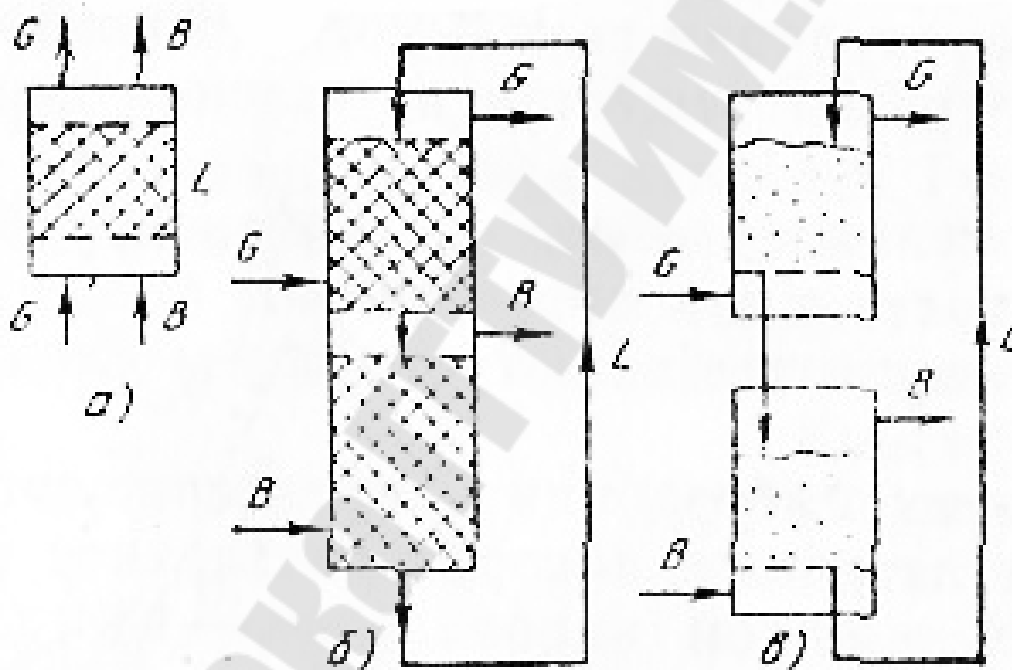


Рис. 6.4. Принципиальные схемы адсорбции:

*a* – с неподвижным слоем адсорбента; *б* – с движущимся слоем адсорбента; *в* – с псевдооживленным слоем адсорбента

Скорость процесса адсорбции зависит от условий транспорта адсорбируемого вещества к поверхности адсорбента (внешний перенос), а также от переноса адсорбируемого вещества внутрь зерен адсорбента (внутренний перенос). Скорость внешнего переноса определяется гидродинамической обстановкой процесса, а внутреннего – структурой адсорбента и физико-химическими свойствами системы.



Процессы адсорбции проводятся в основном следующими способами:

- 1) с неподвижным слоем адсорбента;
- 2) с движущимся слоем адсорбента;
- 3) с псевдооживленным слоем адсорбента.

Принципиальные схемы адсорбционных процессов показаны на рис. 6.4 [74]. При применении зернистого адсорбента используют схемы с неподвижным (рис. 6.4, *а*) и с движущимся (рис. 6.1, *б*) адсорбентами. В первом случае процесс проводится периодически. Вначале через адсорбент  $L$  пропускают парогазовую смесь  $G$  и насыщают его поглощаемым веществом; после этого пропускают вытесняющее вещество  $B$  или нагревают адсорбент, осуществляя таким образом десорбцию (регенерацию адсорбента). Во втором случае адсорбент  $L$  циркулирует в замкнутой системе: его насыщение происходит в верхней – адсорбционной – зоне аппарата, а регенерация – в нижней – десорбционной. При применении пылевидного адсорбента используют схему (рис. 6.4, *в*) с рециркулирующим псевдооживленным адсорбентом.

При расчете адсорбера [67] обычно пользуются экспериментальными данными по активности адсорбента для соответствующих компонентов смеси  $a_i$ . Общее количество поглощенных компонентов в единицу времени

$$M = \sum M_i. \quad (6.12)$$

Если адсорбер имеет неподвижный слой, то при длительности процесса адсорбции  $\tau_a$  будет поглощено следующее количество вещества:

$$M^* = M\tau_a. \quad (6.13)$$

Средняя активность адсорбента

$$a = \sum M_i a_i / M. \quad (6.14)$$

Необходимое для адсорбции количество адсорбента равно

$$G = M^* / a = M\tau_a / a. \quad (6.15)$$

Высота слоя адсорбента в адсорбере обычно не превышает 10 м при диаметре аппарата 2–3 м. Высота слоя лимитируется прочностью гранул и сопротивлением слоя адсорбента. Скорость газа в свободном сечении аппарата принимается в пределах 0,1–0,2 м/с.

Расчет числа теоретических тарелок производится с помощью изотермы адсорбции и рабочей линии по аналогии с расчетом процессов ректификации и абсорбции.

### **Контрольные вопросы**

1. Какие виды абсорбции и адсорбции Вы знаете? В чем состоит их физическая сущность?
2. Сформулируйте закон, являющийся основным при процессе адсорбции.
3. В чем различие определения числа теоретических ступеней при ректификации, абсорбции и адсорбции?
4. В чем заключается преимущество применения при адсорбции многоступенчатых схем перед одноступенчатыми?
5. Укажите условия, при которых процесс адсорбции является наиболее эффективным.

## Глава седьмая

### ПЕРЕГОННЫЕ И РЕКТИФИКАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ

#### 7.1. Общие сведения о перегонке и ректификации

Перегонка и ректификация широко распространены во многих отраслях промышленности и применяются для получения разнообразных продуктов в практически чистом виде путем разделения их жидких смесей (в производствах органического синтеза изотопов, полимерных и полупроводниковых материалов, пищевых продуктов и т. д.), а также для получения чистых газов из сжиженных газовых смесей (кислорода и азота, при разделении воздуха, углеводородных газов и т. д.).

*Перегонкой* называется процесс частичного испарения разделяемой исходной смеси жидкостей и последующей полной конденсации образующихся паров, осуществляемой однократно или многократно. Составы жидкой и паровой фаз, образующихся при этом, как правило, заметно различаются, но все компоненты исходной смеси оказываются представленными в обеих разделившихся фазах. Поэтому с помощью перегонки нельзя получить (выделить) требуемые компоненты исходного раствора в практически чистом виде.

Получение чистых компонентов может быть осуществлено с помощью *ректификации* – процесса разделения растворов жидкостей на практически чистые компоненты путем испарения за счет возвращения в аппарат части получаемого продукта для осуществления многократного тепломассообмена между парами, движущимися противотоком, и жидкостью.

Состав паров в процессах перегонки и ректификации определяется различной фугитивностью (летучестью) компонентов при одной и той же температуре. Исходя из этого, различают низкокипящие (легколетучие) и высококипящие (труднолетучие) компоненты. Низкокипящий компонент имеет наибольшее давление паров при данной температуре по сравнению с давлением паров любого другого компонента смеси и соответственно наименьшую температуру кипения при одинаковом для всех компонентов давлении. Компонент, обладающий наименьшим давлением или наивысшей температурой кипения, называется высококипящим компонентом. Не испарившаяся в результате перегонки или ректификации высококипящая жидкость называ-

ется *остатком*, а низкокипящая жидкость, полученная в результате конденсации паров, – *дистиллятом* или *ректификатом*.

Перегонку можно вести одно- и многократным способами [4]. При однократной перегонке образовавшаяся паровая фаза остается в контакте с исходной жидкой фазой до наступления полного равновесия в системе. Многократная перегонка состоит в последовательном повторении конечное число раз однократной перегонки исходной фазы с одновременным удалением из системы паровой фазы, образующейся в каждом однократном процессе.

Перегонка может осуществляться как непрерывно, так и периодически. Основными условиями непрерывного процесса являются, постоянство во времени составов исходной смеси в подогревателе и образующихся из нее равновесных фаз и неизменность расходов сырой смеси и продуктов перегонки.

Основными элементами перегонных установок являются подогреватель (кипятильник) и сепарационное устройство. Разнообразие свойств перегоняемых жидкостей способствовало большому разнообразию аппаратов. По технологическим особенностям перегонные аппараты разделяют на *емкостные* и *пленочные*. По конструкции они аналогичны выпарным аппаратам с трубчатыми теплообменниками. Емкостные аппараты имеют значительные объемы для перегоняемой жидкости, обладают большой инерционностью и поэтому непригодны для переработки термически нестойких (термолабильных) веществ. Такие аппараты применяют в установках периодического и непрерывного действия. Пленочные перегонные аппараты, в которых жидкость находится небольшое время, бывают двух типов: *с падающей пленкой* и *роторные* (рис. 7.1). В первых жидкость распределяется в виде пленки по стенке внутренней поверхности труб специальными вставками. По направлению относительного движения фаз они делятся на *прямоточные* и *противоточные*.

В роторных аппаратах корпус обогревается снаружи рубашкой, а по внутренней его поверхности стекает жидкость, распределяемая по поверхности вращающимся ротором.

Ректификационные установки, как и перегонные, по принципу действия разделяются на периодические и непрерывные. В установках периодического действия разделяемую смесь загружают в куб одновременно и ректификацию проводят до получения продуктов заданного конечного состава. В установках непрерывного действия разделяемая сырая смесь поступает в колонну и продукты разделения выводятся из нее непрерывно.

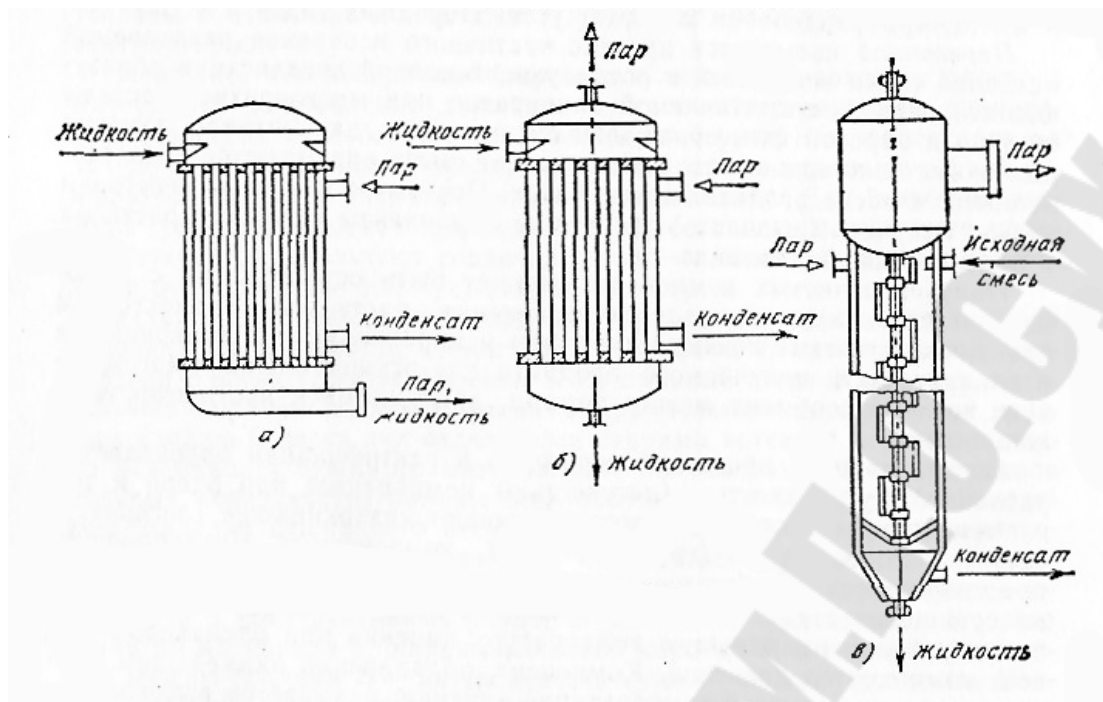


Рис. 7.1. Перегонные аппараты:

а, б – прямоточный и противоточный с падающей пленкой; в – роторный

Как перегонные, так и ректификационные установки могут применяться для разделения бинарных и многокомпонентных смесей.

Рассмотрим принцип работы ректификационной установки для разделения бинарной смеси и происходящие в ней тепло- и массообмена (рис. 7.2).

В перегонном кубе *I* за счет подводимой теплоты кипит жидкость. Пары ее поднимаются по колонне *II* вверх навстречу жидкости, вводимой на одну из промежуточных тарелок из исходного бака и на верхнюю тарелку из сепаратора *IV*. Из верхней части колонны богатые низкокипящим компонентом пары выходят в теплообменник-дефлегматор *III*, конденсируются, отдавая теплоту охлаждающей воде, и в виде парожидкостной смеси поступают в сепаратор. Из сепаратора часть жидкости, которая называется *флегмой*, возвращается в колонну. Другая часть, называемая ректификатором, через холодильник *V* поступает на склад.

Процессы тепло- и массообмена в ректификационной колонне происходят на тарелках или насадке. Флегма из сепаратора *IV* в колонне вступает в контакт с парами, образующимися в кубе *I*. При этом происходит частичная конденсация поднимающихся вверх паров и частичное испарение опускающейся жидкости. Таким образом, в процессе ректификации флегма вступает в тепло- и массообмен с па-

рами. За счет теплоты конденсации паров высококипящего компонента из флегмы испаряется низкокипящий компонент, а сама флегма обогащается высококипящим компонентом, пары же, наоборот, поднимаясь, обогащаются низкокипящим компонентом за счет испарений его из флегмы и обедняются высококипящим компонентом. В результате массообмена производится глубокое разделение бинарных и многокомпонентных смесей.

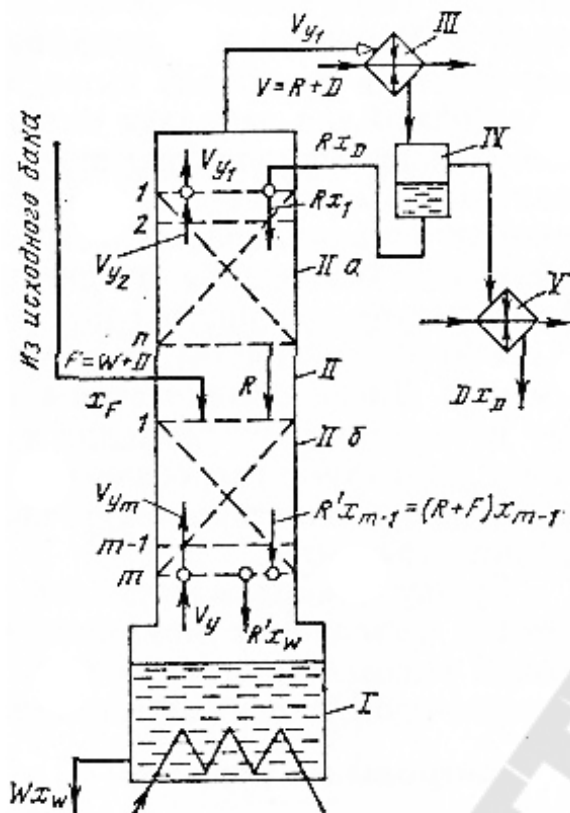


Рис. 7.2. Принципиальная схема ректификационной колонны с материальными потоками для разделения бинарной смеси

Количество флегмы, кг, приходящейся на 1 кг готового продукта, называется *флегмовым числом*. Оно может меняться в зависимости от способа ректификации и интенсивности тепло- и массообмена на отдельных тарелках.

Та часть колонны, где вводится сырая смесь, называется *питательной секцией*. Часть колонны, находящаяся выше места ввода сырой смеси, называется *укрепляющей секцией (IIa)*, а ниже – *исчерпывающей секцией (IIб)*. В зависимости от назначения колонны могут быть полными, имеющими укрепляющую и исчерпывающую секции, или неполными, в которых имеется или только укрепляющая, или только исчерпывающая секция. В этом случае исходная смесь в укрепляющей секции вводится под нижнюю тарелку, а в исчерпывающей – на верхнюю.

Работа перегонной установки отличается от работы ректификационной принципиально тем, что все образующиеся в верхней части колонны пары направляются в конденсатор *V* и возврат продукта (флегмы) в колонну отсутствует.

Расчет и конструкции перегонных и ректификационных установок приведены ниже.

## 7.2. Физико-химические основы равновесия фаз жидкость – пар

**7.2.1. Основы расчета парожидкостного равновесия.** Теория перегонки и ректификации основывается на сочетании термодинамического учения о парожидкостном фазовом равновесии с законами сохранения вещества и энергии, используемыми в форме уравнений материальных и тепловых балансов [2].

Любые системы, между частями которых нет поверхности раздела, состоящие из двух или большего числа компонентов, называются *растворами*. Состав раствора может непрерывно изменяться в определенных пределах. Наиболее широко используемые способы представления состава растворов основаны на допущении аддитивности чисел молей, масс, а иногда и объемов компонентов растворов. *Аддитивными* называют те свойства системы (раствора), численные значения которых определяют суммированием значений соответствующих свойств компонентов этой системы или рассчитывают по правилу смешения.

Рассмотрим многокомпонентный раствор. Концентрация (состав)  $x_i$  выраженная отношением числа молей  $n_i$  произвольного  $i$ -го компонента раствора к общему числу молей  $\sum n_i$  всех его компонентов, называется *молярной долей*  $i$ -го компонента:

$$x_i = n_i / \sum n_i \quad (7.1)$$

Концентрация (состав)  $a_i$ , выраженная отношением массы  $g_i$  произвольного  $i$ -го компонента раствора к общей массе  $\sum g_i$  всего раствора, называется *массовой долей*  $i$ -го компонента:

$$a_i = g_i / \sum g_i \quad (7.2)$$

Суммирование уравнений типа (7.1) и (7.2) по всем молярным или массовым условиям раствора дает равенства

$$\sum x_i = \sum a_i = 1 \quad (7.3)$$

Аналогично, обозначив молярную массу  $i$ -го компонента системы через  $M_i$ , с учетом того, что молярная масса численно равна молекулярной массе, уравнения для пересчета молярных молей в массовые и обратно для бинарных смесей (компонент  $A$  + компонент  $B$ ) примут следующий вид:

для низкокипящего компонента

$$a_A = \frac{M_{A^x A}}{M_{A^x A} + M_{B^x B}}; \quad x_A = \frac{a_A / M_A}{a_A / M_A + a_B / M_B}; \quad (7.4)$$

для высококипящего компонента

$$a_B = \frac{M_{B^x B}}{M_{A^x A} + M_{B^x B}}; \quad x_B = \frac{a_B / M_B}{a_A / M_A + a_B / M_B}. \quad (7.5)$$

При расчетах перегонных и ректификационных установок могут применяться и другие характеристики смеси: объемные доли ( $v_i$ ), объемные концентрации (составы) ( $C_V$ ), молярные концентрации (составы) ( $C_M$ ) и т. д.

Перенос вещества между фазами обусловлен наличием разности концентрацией компонентов, отсутствием равновесия в контактирующих фазах. В результате контакта между ними и массообмена концентрация (состав) каждого компонента в обеих фазах изменяется и, в конце концов, наступает состояние равновесия. В состоянии равновесия обмен между фазами не прекращается, однако массовые скорости перехода компонентов из одной фазы в другую выравниваются. Поэтому для физико-химической характеристики системы жидкость – пар удобно пользоваться так называемыми *фазовыми диаграммами* и *диаграммами равновесия* (см. ниже), в которых принято обозначать:  $x$  – состав жидкой фазы и  $y$  – состав паровой фазы по низкокипящему компоненту.

В зависимости от взаимной растворимости компонентов для бинарных смесей различают взаимно нерастворимые, частично растворимые и взаимно растворимые смеси

*Смеси взаимно нерастворимых жидкостей.* Совершенно нерастворимых друг в друге жидкостей не существует. Но в некоторых случаях (например, смеси бензол – вода, сероуглерод – вода и др.) взаимная растворимость жидкостей настолько мала, что практически их можно считать нерастворимыми. Нерастворимые жидкости можно разделять отстаиванием, так как в сосуде они расслаиваются, причем в верхнем слое находится жидкость с меньшей плотностью, в нижнем – жидкость с большей плотностью. Для кипящей смеси взаимно нерастворимых компонентов применим закон Дальтона, согласно которому общее давление пара над раствором равно сумме парциальных давлений его компонентов, т. е. для бинарной смеси можно записать



$$p = p_A + p_B \quad (7.6)$$

где  $p$  – полное давление смеси паров (газов);  $p_A$  и  $p_B$  – парциальные давления паров компонентов  $A$  и  $B$ .

Особенностью разделения бинарных взаимно нерастворимых жидкостей при перегонке и ректификации является то, что при неизменном давлении паров смеси температура кипения каждого компонента остается постоянной и не зависит от состава смеси. Когда один из компонентов выкипает полностью, температура кипения жидкости скачком становится равной температуре кипения оставшегося компонента. Содержание летучего компонента в паровой фазе при кипении смеси остается постоянным и не зависит от отношения их в жидкой фазе до того момента, пока один компонент не выкипит полностью. На рис. 7.3

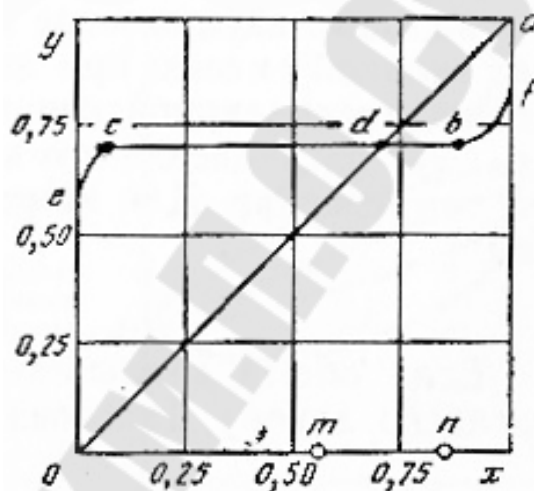


Рис. 7.3. Диаграмма равновесия для взаимно нерастворимых компонентов

представлена фазовая диаграмма  $y, x$ , на которой зависимость содержания низкокипящего компонента в парах от содержания его в жидкости изображается кривой  $ecdbf$ . Пересечение ее с диагональю в точке  $d$  соответствует равновесному состоянию, когда содержание низкокипящего компонента в парах и жидкой фазе одинаково. Точка  $d$  называется *точкой азеотропной смеси*, а жидкая смесь, соответствующая этому состоянию, – *азеотропной смесью*. Температура кипения азеотропной смеси остается постоянной до полного вскипания всей смеси.

Азеотропные смеси характеризуются тем, что ни один компонент их не может быть выделен перегонкой в чистом виде, так как составы паров и жидкой смеси одинаковы. Если летучего компонента в первоначальной смеси больше, чем в азеотропной (точка  $n$ ), то после перегонки, когда из жидкости образуется смесь паров с составом азеотропной смеси (точка  $n$  смещается вправо), остается жидкий остаток из низкокипящего компонента. Если же низкокипящего компонента в первоначальной жидкой смеси меньше, чем в азеотропной

(точка  $m$ ), то при перегонке она смещается влево и жидкий остаток представляет собой высококипящий компонент.

*Частично растворимыми* называются системы из двух или нескольких жидкостей, взаимно растворяющихся в пределах некоторых интервалов концентраций, зависящих от температуры, а вне этих пределов образующих два или более несмешивающихся слоя. Взаимная растворимость компонентов системы является функцией температуры и может увеличиваться для одних систем с повышением температуры, для других – с ее понижением. Наиболее распространены системы, в которых наблюдается увеличение взаимной растворимости компонентов при повышении температуры (например, системы фенол – вода, фурфурол – вода и др.). Примером жидкостей, у которых при повышении температуры взаимная растворимость понижается, могут служить системы эфир – вода, триэтиламин – вода. Более подробные сведения о частично растворимых системах приведены в [7, 37, 52].

*Смеси из взаимно растворимых жидкостей*, т. е. таких жидкостей, которые растворимы друг в друге в любых соотношениях, разделяют на две группы:

1) смеси жидкостей, в которых силы сцепления между молекулами обоих компонентов такие же, что и между молекулами каждого из компонентов (идеальные смеси);

2) смеси с положительным или отрицательным отклонением сил сцепления между молекулами низкокипящего и высококипящего компонентов от сил сцепления между молекулами каждого из компонентов (неидеальные или реальные смеси, т. е. отклоняющиеся от закона Рауля, см. с. 229).

Идеальные смеси – такие системы, для которых выполняется закон Рауля, т. е. парциальное давление пара каждого компонента ( $p_A$  и  $p_B$ ) над жидкой смесью при любой постоянной температуре равно произведению молекулярной концентрации данного компонента в жидкой фазе ( $x_A$ ,  $x_B$ ) на давление его паров над чистой жидкостью ( $P_A$ ,  $P_B$ ) при той же температуре. Для компонента  $A$  бинарной смеси закон Рауля имеет вид

$$p_A = P_A x_A \quad (7.7)$$

Если общее давление над смесью  $p$ , то для состояния равновесия согласно закону Дальтона можно написать

$$y_A = P_A x_A / p \quad (7.8)$$

Так как  $x_B = 1 - x_A$ , то по законам Рауля и Дальтона

$$p = p_A + p_B = P_A x_A + P_B (1 - x_A). \quad (7.9)$$

В этом случае

$$y_A = \frac{P_A x_A}{P_A x_A + P_B (1 - x_A)}. \quad (7.10)$$

Важной характеристикой для определения равновесных соотношений в системах является *относительная летучесть*, которая характеризуется коэффициентом  $a = p_A / p_B$ , тогда

$$y_A = \frac{ax_A}{ax_A + (1 - x_A)}. \quad (7.11)$$

или

$$\frac{y_A}{1 - y_A} = a \frac{x_A}{1 - x_A}, \quad (7.12)$$

где величина  $y_A / (1 - y_A)$  выражает отношение количества низкокипящего компонента к количеству высококипящего компонента в паре, а  $x_A / (1 - x_A)$  – отношение количества низкокипящего компонента к количеству высококипящего компонента в жидкости. Из уравнения следует, что относительное содержание низкокипящего компонента в паре в  $a$  раз больше его содержания в жидкости. Чем больше относительная летучесть смеси  $a$ , тем резче различаются составы паровой и жидкой фаз.

Из уравнения (7.9), выражающего законы Рауля и Дальтона, видно, что при постоянной температуре парциальные давления компонентов, а также общее давление паров над смесью находятся в линейной зависимости от  $x_A$  – молярного содержания низкокипящего компонента в жидкости. На рис. 7.4 [37] при  $t = \text{const}$  прямые  $OB$  и  $CA$  выражают изменения парциальных давлений компонентов ( $p_A, p_B$ ), а прямая  $AB$  – изменение общего давления над раствором. Вертикальные отрезки  $CB$  и  $OA$  соответствуют давлению насыщенных паров чистых компонентов ( $p_A$  и  $p_B$ ).

Температура кипения смеси заданного состава  $x_A$  является функцией давления пара. Для того чтобы определить ее, строят по значениям давлений насыщенных паров чистых компонентов (из справочников) изобары  $AB, A_1B_1, A_2B_2$  и т. д., выражающие общее давление паров при температурах  $t, t_1, t_2$  и т. д. Линии парциальных

давлении  $p_A$  и  $p_B$  получают, соединяя прямыми точки  $A, A_1, A_2$  и т. д. с точкой  $C$ , точки  $B, B_1, B_2$  и т. д. – с точкой  $O$ . Далее проводят горизонтальную прямую  $MN$ , соответствующую внешнему давлению  $p$ . Из точки на оси абсцисс, соответствующей  $x_A$  восстанавливают вертикаль до пересечения с прямой  $MN$  в точке  $D$ , через которую проходит изотерма  $t = \text{const}$ . При этой температуре общее давление пара смеси

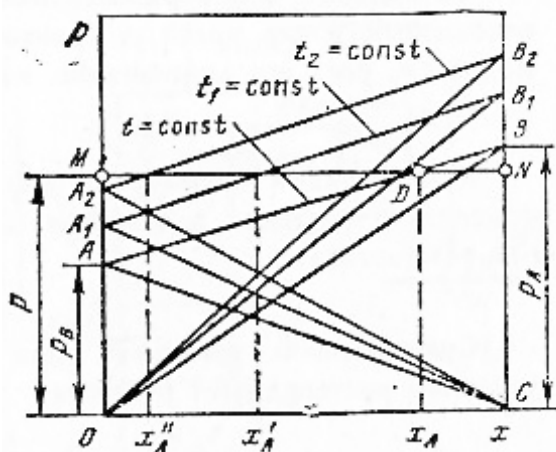


Рис. 7.4. Изобары парциальных давлений компонентов и общего давления ( $p, x$ -диаграмма)

равно внешнему давлению, и, следовательно, смесь состава  $x_A$  кипит при температуре  $t$ . Аналогично можно определить температуру кипения смеси состава  $x'_A$ , равную  $t$ , смеси состава  $x''_A - t_2$  и т. д.

– температура  $t$ . Откладывая по оси ординат температуры кипения  $t_1, t_2, \dots, t_n$  для смесей состава  $x_1, x_2, \dots, x_n$  и соединяя точки  $A_1, A_2, \dots, A_n$  плавной кривой, получаем линию  $AA_1A_2 \dots A_nB$ , называемую *линией кипения*. Далее откладываем по оси абсцисс составы паров  $y_1, y_2, \dots, y_n$ , соответствующие температурам  $t_1, t_2, \dots, t_n$ , и, соединяя точки  $B_1, B_2, \dots, B_n$ , получаем линию  $AB_1B_2 \dots B_nB$ , называемую *линией конденсации*.

Ординаты линий кипения соответствуют температурам кипения смесей, составы которых определяются абсциссами этой линии. Ординаты линии конденсации выражают температуры конденсации паров, составы которых соответствуют абсциссам этой линии. Чтобы найти состав пара для бинарной смеси, надо отложить на оси абсцисс состав этой смеси и из этой точки провести вертикаль до пересечения с линией кипения; далее из точки пересечения провести горизонталь до пересечения с линией конденсации. Абсцисса последней точки пересечения определяет искомый состав пара.

Определив температуры кипения и составы паров по зависимостям (7.9), можно построить  $t-x, y$ - и  $y, x$ -диаграммы. На диаграмме  $t-x, y$  (рис. 7.5,а) по оси абсцисс отложены составы жидкости  $x$  и паров  $y$ , по оси ординат

Определив температуры кипения и составы паров по зависимостям (7.9), можно построить  $t-x, y$ - и  $y, x$ -диаграммы. На диаграмме  $t-x, y$  (рис. 7.5,а) по оси абсцисс отложены составы жидкости  $x$  и паров  $y$ , по оси ординат

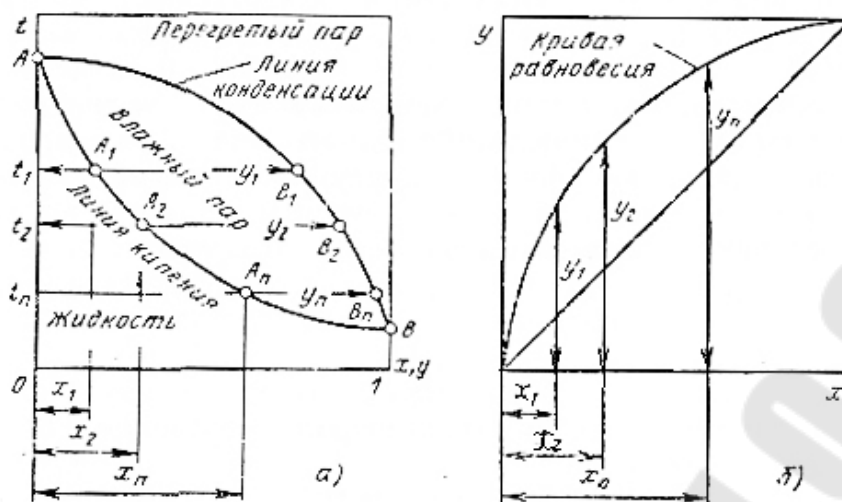


Рис. 7.5. Фазовая диаграмма (а) и диаграмма равновесия (б) для бинарных смесей

Как видно из рис. 7.5, а, температуры кипения смесей ниже температуры кипения чистого высококипящего компонента, изображаемой ординатой точки  $A$ , и выше температуры кипения чистого низкокипящего компонента, изображаемой ординатой точки  $B$ , причем по мере увеличения в смеси содержания низкокипящего компонента температура кипения смеси понижается. Из рис. 7.5, б видно, что абсциссы линий конденсации при тех же ординатах больше абсцисс линий кипения, т. е. содержание низкокипящего компонента в парах больше содержания его в жидкости. При испарении смеси температура кипения не остается постоянной, как при испарении чистых жидкостей. Так, смесь состава  $x_1$  начинает кипеть при температуре  $t_1$ ; состав паров при этом будет  $y_1$ . Так как в пары переходит преимущественно низкокипящий компонент, то смесь обедняется этим компонентом и температура ее кипения повышается. Одновременно происходит изменение состава паров в сторону понижения в них содержания низкокипящего компонента (см. на линии  $BA$  точки  $A_2, A_1, A$ ).

Область на рис. 7.5, а между линиями кипения и конденсации является областью влажного пара, в которой одновременно существуют жидкость и пар. Ниже линии кипения – область жидкости, выше линии конденсации – перегретый пар. Диаграмма на рис. 7.5, а называется *фазовой диаграммой*.

В практике часто применяют  $y, x$ -диаграмму равновесия, в которой по оси абсцисс отложены составы жидкости  $x$ , по оси ординат –

равновесные с этим значением  $x$  составы паров  $y$  (рис. 7.5, б). Зависимость  $y$  от  $x$  выражена *линией равновесия*. Кроме этой линии на диаграмме проведена вспомогательная диагональ. Линия равновесия расположена выше диагонали, следовательно, ординаты точек на линии равновесия больше их абсцисс, т. е. пары всегда обогащены низкокипящим компонентом. Чем ближе линия равновесия к диагонали, тем меньше различаются составы пара и жидкости и тем труднее разделяется смесь при перегонке и ректификации.

Кривая равновесия может быть получена с помощью фазовой диаграммы или аналитически по формуле (7.12). Для расчета коэффициента относительной летучести можно пользоваться уравнением Мельпольдера и Хиддингтона [67]

$$\lg a = \frac{t_{\text{нк}} - t_{\text{вк}}}{T} \left( 4,09 - 1,15 \lg p + \frac{T}{179 \lg p - 380} \right), \quad (7.13)$$

где  $T$  – рабочая температура, К;  $p$  – давление в системе, Па;  $t_{\text{вк}}$ ,  $t_{\text{нк}}$  – температуры кипения высококипящего и низкокипящего компонентов соответственно, °С.

*Реальные* (неидеальные) *взаимно растворимые смеси* с полной взаимной растворимостью не следуют закону Рауля. Отклонения от этого закона в каждой из фаз могут быть положительными или отрицательными и связаны с изменением активности молекул в растворе, обусловленной химическим взаимодействием между ними, диссоциацией, гидратацией (в водных растворах) и т. д. Степень отклонения свойств реального раствора от свойств идеального раствора определяется коэффициентом активности  $\gamma$ , равным отношению активности компонента раствора к его концентрации. В отличие от идеального раствора, для которого  $\gamma_A = \gamma_B = 1$ , парциальные давления компонентов  $A$  и  $B$  неидеальной бинарной смеси составляют

$$p_A = P_A x_A \gamma_A; \quad p_B = P_B (1 - x_A) \gamma_B. \quad (7.14)$$

Для смесей с положительным отклонением от закона Рауля  $\gamma > 1$  линия общего давления над смесью проходит выше прямой для идеального раствора. Соответственно изменения парциальных давлений компонентов также изображаются выпуклыми кривыми. Для смесей с отрицательным отклонением от закона Рауля  $\gamma < 1$  линии парциальных давлений компонентов и линия общего давления представляют собой вогнутые кривые. Для ряда смесей отклонения от закона Рауля настолько велики, что на кривой полного давления появляется макси-

мум (при положительных отклонениях) или минимум (при отрицательных отклонениях) (рис. 7.6).

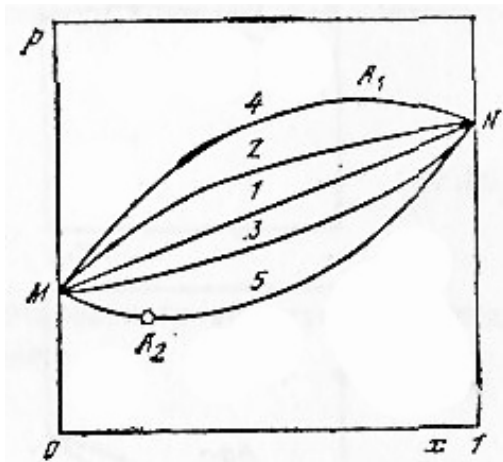


Рис. 7.6. Диаграмма  $p, x$  для смесей, отклоняющихся от идеальных. Кривые полного давления:  
 1 – для идеальной смеси; 2 – для смеси с положительными отклонениями; 3 – для смеси с отрицательными отклонениями; 4 – для смеси с максимумом полного давления; 5 – для смеси с минимумом полного давления

Согласно первому закону Коновалова поднимающиеся ветви полного давления пара (ветвь  $MA_1$  на кривой 4 и ветвь  $A_2N$  на кривой 5) соответствуют обогащению пара низкокипящим компонентом, а опускающиеся ветви (ветвь  $A_1N$  на кривой 4 и ветвь  $MA_2$  на кривой 5) – обогащению пара высококипящим компонентом. Свойства таких смесей характеризуются вторым законом Коновалова: максимуму кривой общего давления пара соответствует минимум температуры кипения, а минимуму кривой общего давления пара соответствует максимум температуры кипения. При таких температурах состав равновесного пара над смесью равен составу жидкости ( $y = x$ ). Такие смеси носят название *азеотропных*.

Типичные диаграммы  $p, x, y; t, x, y; y, x$  для систем с минимумом температуры кипения показаны на рис. 7.7, а и с максимумом температуры кипения – на рис. 7.7, б. Точка, в которой кривая, состава фаз пересекает диагональ на диаграмме  $y, x$ , называется *азеотропной точкой*. Ей соответствует состав смеси, которая при данном давлении не может быть разделена перегонкой на составляющие ее компоненты.

Составы азеотропных смесей зависят от температуры (давления). Это свойство дает возможность разделять, азеотропные смеси путем изменения давления при перегонке и ректификации. С изменением давления азеотропная точка перемещается на равновесной кривой. При совпадении этой точки с правым верхним углом квадранта диаграммы в большинстве случаев азеотропную смесь удастся разделить.

**7.2.2. Основы кинетики процессов массообмена.** В процессах массопередачи определяющую роль играет перенос вещества из одной фазы в другую. Общим для них является то, что в них участвуют

не менее двух фаз, причем компонент (или компоненты) переходит из одной фазы в другую через границу раздела между фазами (межфазная поверхность). Этот переход часто сопровождается переносом компонентов в противоположном направлении. Таким образом, в процессе массопередачи происходит перераспределение вещества между фазами (массообмен). Переход вещества из одной фазы в другую через границу раздела называется *массопередачей*, а перенос вещества в объеме фазы к границе раздела или в противоположном направлении – *массоотдачей*.

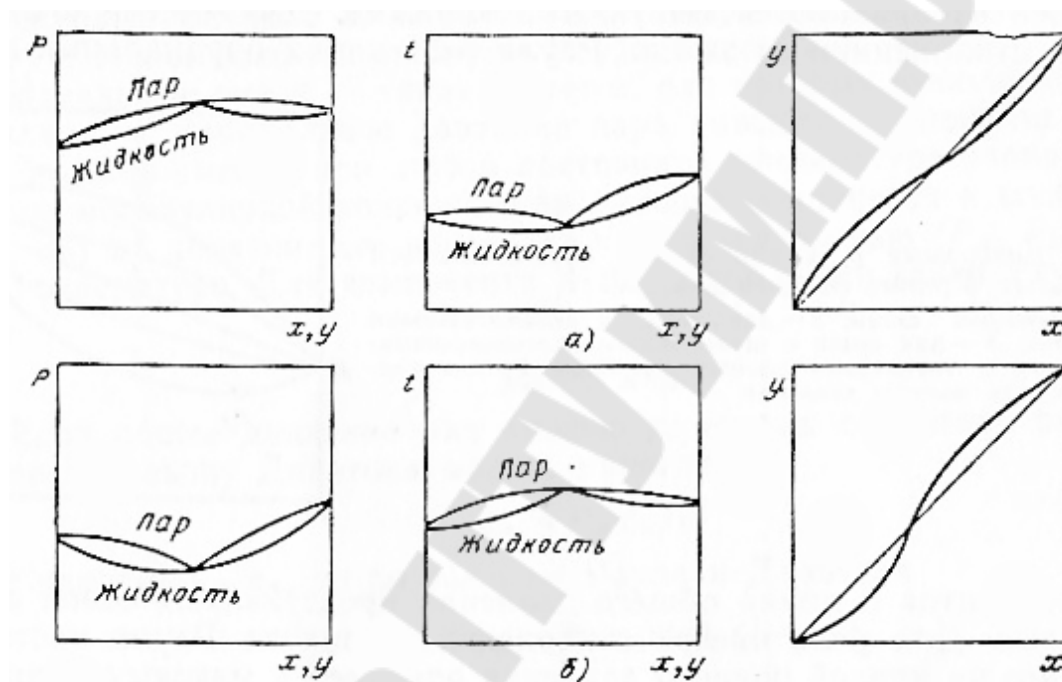


Рис. 7.7. Диаграммы  $p, x, y; t, x, y; y, x$  для азеотропных смесей:  $a$  – с минимумом температуры кипения;  $б$  – с максимумом температуры кипения

Перенос вещества к границе раздела фаз осуществляется молекулярной и конвективной диффузией. Для неподвижного слоя (идеального) процесс молекулярной диффузии определяется законом Фика: масса (количество) вещества  $dM$ , продиффундировавшего за единицу времени через элементарную поверхность  $dF$  (нормальную к направлению диффузии), пропорциональна градиенту концентрации  $dC/dn$  этого вещества:

$$dM = -D(dC / dn)dF, \quad (7.15)$$



где  $D$  – коэффициент диффузии.

Движущей силой процесса молекулярной диффузии является градиент концентраций  $dC/dn$ . Среднее значение градиента концентраций приближенно равно

$$(dC/dn)_{cp} = \Delta C / \delta, \quad (7.16)$$

где  $\Delta C$  – изменение концентраций по толщине слоя;  $\delta$  – толщина слоя.

По закону конвективной диффузии количество вещества  $dM$ , перешедшего в единицу времени из фазы к поверхности раздела фаз, пропорционально поверхности фазового контакта  $dF$  и разности концентрации в потоке  $C_\phi$  и на границе раздела фаз  $C_{гр}$ :

$$dM = \beta(C_\phi - C_{гр})dF \quad (7.17)$$

где  $\beta$  – коэффициент массоотдачи.

*Коэффициент массоотдачи* – количество вещества, перешедшего через единицу поверхности в единицу времени при разности концентраций в ядре потока и на границе раздела фаз, равной единице. Коэффициент массоотдачи определяется гидродинамическими, физико-химическими факторами, а также геометрией и размерами системы.

При переходе компонента из одной фазы в другую скорость перехода пропорциональна площади поверхности соприкосновения фаз  $F$ , времени  $\tau$ , а также разности концентраций веществ, которая является движущей силой процесса массообмена.

Количество вещества  $dM$ , перешедшего из одной фазы в другую можно определить по зависимости

$$dM = k dF \Delta d\tau, \quad (7.18)$$

то же за единицу времени

$$dM = kdF \Delta, \quad (7.19)$$

где  $k$  – коэффициент массопередачи.

Движущая сила  $\Delta$  может быть выражена в виде разности молярных ( $y^*-y$ ) и ( $x^*-x$ ) или объемных ( $C^*-C$ ) концентраций, где  $y^*$  и  $x^*$  – равновесные молярные доли в паре и жидкости;  $C^*$  и  $C$  – равновесная и фактическая концентрации компонента в одной из фаз. Если  $C > C^*$ , то  $C - C^* = \Delta$ .

В соответствии с направлением процессов массопереноса от одной фазы к другой введем следующие обозначения;  $k_y$  – коэффициент массопередачи при условии, что компонент паровой фазы  $y$  переходит в жидкую;  $k_x$  – коэффициент массопередачи в случае, когда компонент жидкой фазы  $x$  переходит в паровую;  $\beta_x, \beta_y$  – коэффициенты массоотдачи со стороны жидкой и паровой фаз соответственно. Исходя из принятых обозначений установим связь между коэффициентами массопередачи и массоотдачи. При этом примем, что на границе раздела фаз достигается равновесие. Допустим, что паровая фаза переходит в жидкую, поэтому движущая сила массопередачи будет определяться в концентрациях паровой фазы.

При установившемся процессе массопередачи количество вещества, переходящего из одной фазы в другую, можно определить по уравнениям

$$M = k_y F (y - y^*); \quad (7.20)$$

$$M = k_x F (x^* - x). \quad (7.21)$$

Кроме того, примем, что равновесная зависимость  $y^* = f(x)$  близка к линейной, т. е. линию равновесия (или отдельные ее участки) можно описать уравнением

$$y^* = a + mx, \quad (7.22)$$

где  $m$  – тангенс угла наклона линии равновесия;  $a$  – постоянный коэффициент.

В этом случае процесс массопередачи для элемента фазового контакта можно описать уравнением

$$dM = k_y (y - y^*) dF, \quad (7.23)$$

или

$$y - y^* = \frac{dM}{k_y dF}. \quad (7.24)$$

Конвективная диффузия со стороны паровой и жидкой фаз описывается уравнениями

$$dM = \beta_y (y - y_{rp}) dF;$$

$$dM = \beta_x (x_{rp} - x) dF,$$

или

$$y - y_{\text{гр}} = \frac{dM}{\beta_y dF}; \quad (7.25)$$

$$x_{\text{гр}} - x = \frac{dM}{\beta_x dF}, \quad (7.26)$$

где  $y_{\text{гр}}$ ,  $x_{\text{гр}}$  – молярные концентрации пара и жидкости у границы раздела фаз соответственно.

Полагая, что на границе раздела фаз имеет место состояние равновесия, получаем

$$y_{\text{гр}} = a + mx_{\text{гр}}. \quad (7.27)$$

Из уравнений (7.22) и (7.27) имеем

$$m(x_{\text{гр}} - x) = y_{\text{гр}} - y^*. \quad (7.28)$$

Тогда 
$$y_{\text{гр}} - y^* = m(x_{\text{гр}} - x) = \frac{mdM}{\beta_x dF} \quad (7.29)$$

$$y - y^* = \left( \frac{1}{\beta_y} + \frac{m}{\beta_x} \right) \frac{dM}{dF}. \quad (7.30)$$

Сопоставив уравнения (7.24) и (7.30), получим зависимость между коэффициентом массопередачи  $k_y$  и коэффициентами массоотдачи  $\beta_y$ :

$$\frac{1}{k_y} = \frac{1}{\beta_y} + \frac{m}{\beta_x}. \quad (7.31)$$

Первое слагаемое  $1/\beta_y$  соответствует сопротивлению массопереносу в паровой фазе, а второе  $m/\beta_x$  – сопротивлению массопереносу в жидкой фазе.

При выражении коэффициента массопередачи в концентрации жидкой фазы аналогичные расчеты могут быть представлены в виде зависимости

$$\frac{1}{k_x} = \frac{1}{\beta_x} + \frac{1}{\beta_y m}. \quad (7.32)$$

Для определения соотношения между  $k_x$  и  $k_y$  разделим уравнение (7.31) на (7.32). Тогда

$$k_x = mk_y. \quad (7.33)$$

Произведем оценку средней движущей силы процесса массопередачи, для чего положим, что процесс массопередачи протекает в противоточном колонном аппарате при следующих условиях:

- 1) линия равновесия – кривая  $y^* = f(x)$ ;
- 2) расходы фаз постоянны, т. е.  $G = const$  и  $L = const$ ;
- 3) коэффициенты массопередачи не изменяются по высоте аппарата ( $k_x = const, k_y = const$ ), хотя в действительности, если линия равновесия кривая, значения  $k_x$  и  $k_y$  должны изменяться; когда эти изменения невелики, средние значения  $k_x$  и  $k_y$  можно считать практически постоянными.

Рассмотрим перенос из паровой фазы  $y$  в жидкую фазу  $x$ . Расход фазы составляет  $G$ , а ее концентрация изменяется от  $y_n$  (низ аппарата) до  $y_k$  (верх аппарата). В результате массопередачи на элементе поверхности  $dF$  концентрация фазы  $y$  уменьшится на  $dy$  и масса  $dM$  вещества, которая перейдет в другую фазу, составит

$$dM = -Gdy. \quad (7.34)$$

Знак минус перед правой частью уравнения указывает на уменьшение концентрации в фазе  $y$ .

Та же масса  $dM$  вещества перейдет в фазу  $x$ , концентрация которой повысится на величину  $dx$ . Тогда для элемента поверхности  $dF$  согласно уравнению (7.34) и уравнению массопередачи (7.23) можно записать

$$dM = -G dy = k_y (y - y^*) dF. \quad (7.35)$$

Разделив переменные  $y$  и  $F$  и проинтегрировав это выражение в пределах изменения концентраций для всего аппарата от  $y_n$  до  $y_k$  и поверхности контакта фаз соответственно от 0 до  $F$ , получим

$$\int_{y_k}^{y_n} \frac{dy}{y - y^*} = \frac{k_y}{G} F. \quad (7.36)$$

По уравнению материального баланса масса распределяемого вещества, перешедшего из фазы  $y$  в фазу  $x$ , для всего аппарата составляет

$$M = G(y_n - y_k)$$

тогда

$$\int_{y_k}^{y_H} \frac{dy}{y - y^*} = \frac{k_y F}{M} (y_H - y_k), \quad (7.37)$$

или

$$M = k_y F (y_H - y_k) \bigg/ \int_{y_k}^{y_H} \frac{dy}{y - y^*}. \quad (7.38)$$

Сопоставив уравнение (4.38) с уравнением массопередачи (7.19), можно установить, что средняя движущая сила процесса равна

$$\Delta_{cp}^y (y_H - y_k) \bigg/ \int_{y_k}^{y_H} \frac{dy}{y - y^*}. \quad (7.39)$$

Аналогично выражается средняя движущая сила в концентрациях фазы  $x$ :

$$\Delta_{cp}^x (x_k - x_H) \bigg/ \int_{x_H}^{x_k} \frac{dx}{x^* - x}. \quad (7.40)$$

В частном случае, когда линия равновесия является прямой, средняя движущая сила определяется как средняя логарифмическая из движущих сил массопередачи у концов аппарата, т. е.

$$\Delta_{cp} = \frac{\Delta_1 - \Delta_2}{\ln \Delta_1 / \Delta_2}, \quad (7.41)$$

где  $\Delta_1$  и  $\Delta_2$  – значения движущей силы на входе и выходе из аппарата.

Интегралы в знаменателе уравнений (7.39) и (7.40) называют *числами единиц переноса* и обозначают

$$n_y = \int_{y_k}^{y_H} \frac{dy}{y - y^*} \quad (7.42)$$

$$n_x = \int_{x_H}^{x_k} \frac{dx}{x^* - x}. \quad (7.43)$$

Из уравнений видно, что между числом единиц переноса и средней движущей силой существуют зависимости

$$n_y = \frac{y_n - y_k}{\Delta_{cp}^y}, \quad (7.44)$$

$$n_x = \frac{x_k - x_n}{\Delta_{cp}^x}. \quad (7.45)$$

Согласно этим зависимостям число единиц переноса характеризуется изменением рабочей концентрации фазы, приходящимся на единицу движущей силы. Вместе с тем можно заключить, что одну единицу переноса можно рассматривать как участок аппарата, для которого изменение концентрации одной из фаз равно средней движущей силе на этом участке.

**Пример 7.1.** Определить коэффициенты массоотдачи в паровой и жидкой фазах при ректификации смеси толуол – ксилол в колонне с сетчатыми тарелками. Колонна работает при следующих условиях: расхода пара  $V = 23,5$  моль/ч; расход жидкости  $L = 17,95$  моль/ч; молярная доля низкокипящего компонента в паровой фазе  $y = 0,916$ ; молярная доля низкокипящего компонента в жидкой фазе  $x = 0,1116$ ; средняя температура в колонне  $t = 112^\circ\text{C}$ ; диаметр колонны  $d = 675$  мм.

**Решение.** 1. Определение коэффициента массоотдачи в паровой фазе. Для указанной колонны коэффициент массоотдачи можно определить по формуле [101]

$$\text{Sh} = 2 \text{Re}^{0,9} \text{Sc}^{0,25},$$

где  $\text{Sh} = \beta_y l / D_{\text{п}}$  – число Шервуда;  $\text{Re} = w l \rho_{\text{п}} / \mu_{\text{п}}$  – число Рейнольдса;  $\text{Sc} = \mu_{\text{п}} / (\rho_{\text{п}} D_{\text{п}})$  – число Шмидта;  $l = [2\sigma_{\text{ж}} / (\rho_{\text{ж}} g)]^{0,5}$  – линейный размер.

Для соответствующей смеси на таблиц [75, 101] имеем: динамическая вязкость пара  $\mu_{\text{п}} = 9,2 \cdot 10^{-6}$  н·с/м<sup>2</sup>; поверхностное натяжение  $\sigma_{\text{ж}} = 1,9 \cdot 10^{-2}$  Н/м; плотность  $\rho_{\text{ж}} = 778,3$  кг/м<sup>3</sup>; коэффициент диффузии в паровой фазе  $D_{\text{п}} = 1,63 \cdot 10^{-2}$  м<sup>2</sup>/ч; молекулярные массы толуола  $M_T = 92,13$  кг/кмоль, ксилола  $M_K = 106,16$  кг/кмоль; коэффициент диффузии в жидкой фазе  $D_{\text{ж}} = 1,55 \cdot 10^{-5}$  м<sup>2</sup>/ч; динамическая вязкость жидкости  $\mu_{\text{ж}} = 2,7 \cdot 10^{-4}$  Н·с/м<sup>2</sup>.

Плотность пара определяем по формуле для идеального газа

$$\rho_{\text{п}} = MP / (RT),$$

где  $M$  – средняя масса пара, которую находим по уравнению (7.3):

$$M = M_T y + M_K (1 - y) = 0,916 \cdot 92,13 + (1 - 0,916) \cdot 106,16 = 93,3$$

кг/кмоль;

$$\rho_{\text{п}} = \frac{93,3 \cdot 1,01325 \cdot 10^5}{8,314 \cdot 10^3 (273 + 112,0)} = 2,95 \text{ кг/м}^3;$$

$$Sc = \frac{3,6 \cdot 10^3 \cdot 9,2 \cdot 10^{-4}}{2,95 \cdot 1,63 \cdot 10^{-2}} = 0,689.$$

Определяющий линейный размер

$$l = \left( \frac{2 \cdot 1,9 \cdot 10^{-2}}{778,3 \cdot 9,81} \right)^{0,5} = 2,22 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Определим скорость пара в колонне [101]:

$$w = \frac{V \cdot 22,4 (273 + l)}{3600 (\pi d^2 / 4) \cdot 273} = \frac{23,5 \cdot 22,4 \cdot 385}{900\pi \cdot 0,675^2 \cdot 273} = 0,58 \text{ м/с.}$$

Тогда

$$Re = \frac{0,58 \cdot 2,22 \cdot 10^{-3} \cdot 2,95}{9,2 \cdot 10^{-4}} = 413;$$

Коэффициент массоотдачи в паровой фазе

$$\beta_y = \frac{Sh D_{\text{п}}}{l} = \frac{411 \cdot 1,63 \cdot 10^{-2}}{2,22 \cdot 10^{-3}} = 3018 \text{ м/ч.}$$

2. Определим коэффициент массоотдачи в жидкой фазе. Коэффициент массоотдачи можно определить по формуле [101]

$$Sh = 3,8 \cdot 10^4 Sc^{0,62}$$

где

$$Sc = \mu_{\text{ж}} / (\rho_{\text{ж}} D_{\text{ж}}); \quad Sh = \beta_x l / D_{\text{ж}}.$$

При  $l = 1 \text{ м}$

$$Sc = \frac{3,6 \cdot 10^3 \cdot 2,7 \cdot 10^{-4}}{778,3 \cdot 1,55 \cdot 10^{-5}} = 80,6;$$

$$Sh = 3,8 \cdot 10^4 \cdot 80,6^{0,62} = 57,8 \cdot 10^4.$$

Тогда коэффициент массоотдачи в жидкой фазе

$$\beta_x = \frac{\text{Sh} D_{\text{ж}}}{l} = \frac{5,78 \cdot 10^5 \cdot 1,55 \cdot 10^{-5}}{1} = 8,96 \text{ м/ч.}$$

**Пример 7.2.** Определить коэффициент массопередачи, отнесенный к паровой фазе, для тарельчатой ректификационной колонны. Подлежащая ректификации смесь состоит из четыреххлористого углерода и толуола. Концентрация кубового остатка  $x_w = 0,022$ , а дистиллята  $x_D = 0,9$ . Заданы коэффициенты массоотдачи  $\beta_y = 1000$  кмоль/ $(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \Delta y)$  и  $\beta_x = 400$  кмоль/ $(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \Delta x)$ , а также коэффициент относительной летучести  $\alpha = 2,7$ .

**Решение.** Так как относительная летучесть постоянна, то, продифференцировав уравнение (7.11), получим

$$m = \frac{dy^*}{dx} = \frac{\alpha [1 + (\alpha - 1)x] - (\alpha - 1)x}{[1 + (\alpha - 1)x]^2} = \frac{\alpha}{[1 + (\alpha - 1)x]^2}.$$

Задавая переменной  $x$  различные значения в пределах между  $x_w$  и  $x_D$ , находим наклон линии равновесия. Так, при  $x = 0,022$

$$m = \frac{dy^*}{dx} = \frac{2,7}{[1 + (2,7 - 1) \cdot 0,022]^2} = 2,51.$$

Подставляя  $\beta_y$ ,  $\beta_x$  и  $m$  в уравнение (7.31), получаем коэффициенты массопередачи, отнесенные к паровой фазе, в интервале концентрации низкокипящего компонента:

|                            |       |      |       |       |       |       |
|----------------------------|-------|------|-------|-------|-------|-------|
| $x$ .....                  | 0,022 | 0,1  | 0,3   | 0,5   | 0,7   | 0,9   |
| $m$ .....                  | 2,51  | 1,97 | 1,84  | 0,79  | 0,563 | 0,422 |
| $\frac{1}{k_y} 10^2$ ..... | 1,63  | 1,49 | 1,296 | 1,198 | 1,14  | 1,106 |
| $k_y$ .....                | 61,3  | 67,1 | 77,2  | 83,5  | 87,7  | 90,4  |

### 7.3. Перегонные установки

Составы жидких и паровых фаз, образующихся при перегонке, как правило, значительно различаются своими концентрациями, но при этом все компоненты исходной смеси оказываются представленными в обеих разделившихся фазах.



В промышленных условиях перегонка обычно проводится при постоянном давлении. При постепенной перегонке (рис. 7.8, а) образующаяся в процессе испарения паровая фаза непрерывно удаляется из системы в момент ее образования. Однократная перегонка (рис. 7.8, б) осуществляется таким образом, чтобы образовавшиеся в системе паровая и жидкая фазы оставались в ней до наступления состояния равновесия, после чего их разделяют. Многократная перегонка (рис. 7.8, в) состоит в повторении процессов однократной перегонки с целью более полного разделения исходной смеси.

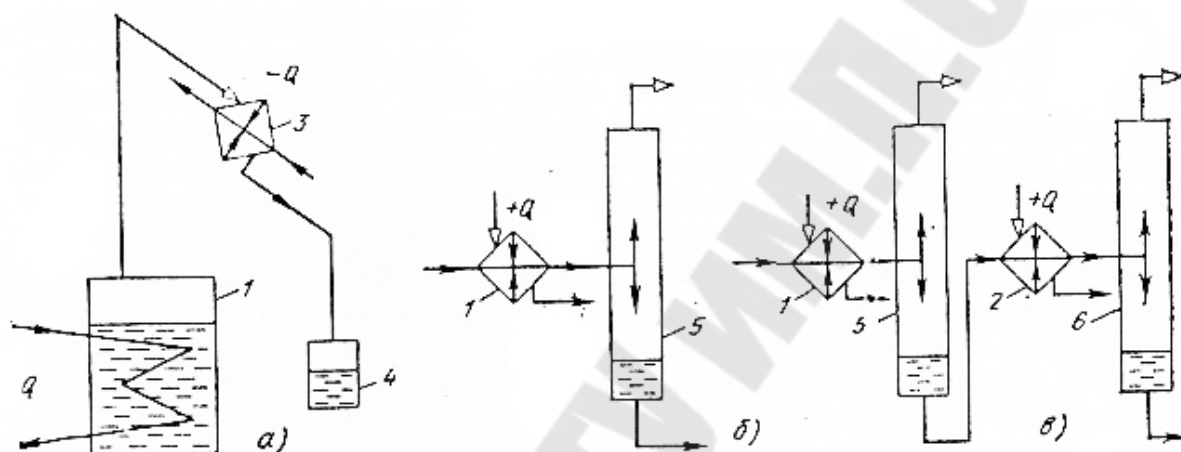


Рис. 7.8. Основные способы перегонки:  
 а – постепенная; б – однократная; в – многократная; 1, 2 – испаритель; 3 – конденсатор; 4 – приемник; 5, 6 – разделительный сосуд (сепаратор)

Постепенная перегонка бинарных смесей чаще всего является периодическим процессом, при котором образуются бесконечно малые порции пара (жидкости), поскольку бесконечно мало изменение температуры системы. Обозначим число молей исходной загрузки  $g$ :

$$g = \sum_i g_i . \quad (7.46)$$

При бесконечно малом изменении температуры исходная загрузка изменится на величину  $dg$ :

$$dg = \sum_i dg_i . \quad (7.47)$$

При этом соответствующие порции компонентов  $dg_i$  перейдут из жидкой фазы в паровую, а концентрации любого компонента смеси составят:

$$\text{в паровой фазе} \quad y = \frac{dg_i}{\sum dg_i} = \frac{dg_i}{dg},$$

$$\text{в жидкой фазе} \quad x = \frac{g_i}{\sum g_i} = \frac{g_i}{g}.$$

Так как образовавшаяся паровая фаза находится в равновесии с жидкой, то

$$y_i = k_i x_i \quad (7.48)$$

где  $k_i$  – константа фазового равновесия данного компонента смеси, которая зависит от давления, температуры и свойств компонента; для идеальных растворов  $k_i = p_i / p$

Отсюда следует, что

$$\frac{dg_i}{dg} = k_i \frac{g_i}{g}. \quad (7.49)$$

Обозначив  $F, F_v$  общее количество исходной загрузки и  $i$ -го компонента в исходной загрузке, после интегрирования уравнения (7.49) получим

$$\ln \frac{g_i}{F_i} = k_i \ln \frac{g}{F}. \quad (7.50)$$

Для  $k$ -го компонента

$$\ln \frac{g_k}{F_k} = k_k \ln \frac{g}{F}. \quad (7.51)$$

Так как  $k_i / k_k = \alpha$ , то из уравнений (7.50) и (7.51) получим

$$\ln \frac{g_i}{F_i} = \alpha \ln \frac{g_k}{F_k}. \quad (7.52)$$

Если обозначить долю отгона (см. ниже) в дистиллят  $e = (F - g) / F$ , то  $g_i = F(1 - e)x_i$ ;  $g = F(1 - e)$  и  $F_i = Fx_{i,F}$ , где  $x_{i,F}$  – концентрация компонента в исходной смеси, а уравнение (7.52) примет вид

$$\ln \frac{(1-e)x_i}{x_{i,F}} = \alpha \ln \frac{(1-e)x_k}{x_{k,F}}. \quad (7.53)$$

Данное уравнение позволяет рассчитывать процесс постепенной перегонки. Для бинарной смеси уравнение (7.53) имеет вид

$$\ln \frac{(1-e)x}{x_F} = \alpha \ln \frac{(1-e)(1-x)}{1-x_F}, \quad (7.54)$$

где  $x_F$  – состав низкокипящего компонента в исходной смеси.

Для расчета предварительно задаются температурой в конце процесса, затем по уравнению (7.53) определяют составы  $x$  и проверяют их в соответствии с уравнением

$$\sum_i k_i x_i = 1. \quad (7.55)$$

При *однократной перегонке* бинарной смеси (рис. 7.8, б) материальный баланс имеет вид

$$F = D + W. \quad (7.56)$$

Так как общее число кмолей компонентов системы до и после перегонки остается неизменным, а меняется лишь их распределение между фазами, можно составить уравнение материального баланса по числу кмолей низкокипящего компонента:

$$Fx_F = Dy + Wx, \quad (7.57)$$

где  $x_F$ ,  $y$ ,  $x$  – молярные доли низкокипящего компонента в исходной смеси  $F$ , паре  $D$  и кубовой жидкости  $W$  соответственно.

Совместное решение уравнений (7.56) и (7.57) позволяет получить основные соотношения между количествами и составами сырья и продуктами перегонки:

$$\frac{F}{y-x} = \frac{W}{y-x_F} = \frac{D}{x_F-x}, \quad (7.58)$$

откуда

$$\frac{D}{F} = \frac{x_F-x}{y-x} = e. \quad (7.59)$$

Отношение  $D/F = e$  – *доля отгона в дистиллят*, т. е. отношение массы образовавшихся паров к массе исходной смеси.

Аналогичное соотношение можно записать и в молярных единицах. В этом случае уравнение (7.57) приобретает вид

$$x_F = ey + (1 - e)x. \quad (7.60)$$

Задача расчета однократной перегонки часто формулируется так: дан исходный раствор известного состава, требуется отогнать от него определенную долю компонента и рассчитать, каковы должны быть составы образующихся фаз и температура процесса при заданном давлении.

Определение составов равновесных фаз, отвечающих заданной степени отгона  $e$ , можно определить согласно уравнению (7.60):

$$y = -\frac{1 - e}{e}x + \frac{x_F}{e}. \quad (7.61)$$

*Многokратная перегонка* (рис. 7.8,в) состоит из двух и большего числа однократных перегонок. В каждом из этих процессов вновь образовавшаяся фаза отделяется от равновесного остатка исходной смеси, а последний подвергается дальнейшему тепловому воздействию для проведения следующей ступени процесса.

Схему многokратной перегонки можно рассмотреть на примере работы двухступенчатой установки непрерывного действия (рис. 7.9) [52].

Бинарная смесь поступает в подогреватель 1 с параметрами, соответствующими точке  $A$ , и подогревается до состояния кипения, соответствующего точке  $B$ . В перегонном аппарате 2 получаются пары смеси, соответствующие точке  $C$ . Далее пары с концентрацией  $x_2$  поступают в конденсатор 3. Конденсация паров бинарной смеси протекает при  $x_2 = \text{const}$ , но с понижением ее температуры от  $t_1$  до  $t_2$ . Далее перегнанный дистиллят поступает во вторую ступень – перегонный аппарат 2, где получаются еще более концентрированные пары ( $x_3 > x_2$ ); из аппарата второй ступени 2 пары поступают в дефлегматор 4, в котором происходит частичная конденсация паров (линия  $EF$ ) и получается влажный пар, соответствующий точке  $F$ . Он является смесью сухого пара с концентрацией, соответствующей точке  $H$ , и жидкости с концентрацией, соответствующей точке  $G$ . Доля пара в смеси соответствует отрезку  $FG$ , а доля жидкости – отрезку  $FH$ . Затем влажный пар поступает в сепаратор 5, в котором от него отделяется жидкость. Жидкость с концентрацией  $x_4 < x_3$  поступает в бак 6, а пары с концентрацией  $x_5 > x_3$  направляются в конденсатор 3, где пре-

вращаются в дистиллят, и из него поступают в бак готового продукта 6. Необходимо отметить, что при дефлегмации и последующей сепарации смеси паров достигается более высокая концентрация, но получается меньшее количество продукта, чем при простой конденсации.

Если перегонка происходит в установке периодического действия, то содержание низкокипящего компонента в кубе 2 постепенно уменьшается, причем как в кипящей жидкой смеси, так и в получаемых из нее парах дальнейшая перегонка идет при переменной все увеличивающейся температуре.

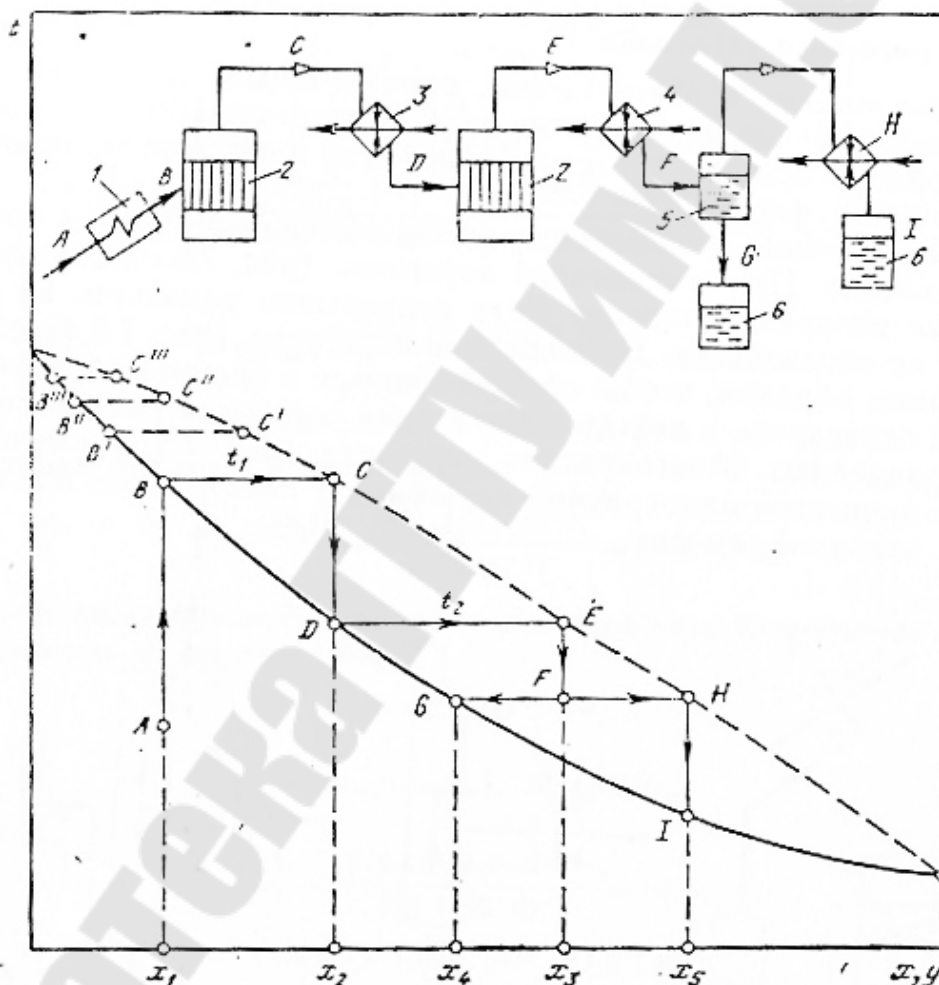


Рис. 7.9. Схема двухступенчатой перегонной установки и ее процесс на  $t-x, y$ -диаграмме:

- 1 – подогреватель; 2 – перегонный аппарат; 3 – конденсатор;
- 4 – дефлегматор; 5 – сепаратор; 6 – емкость

Содержание низкокипящего компонента в жидкости в начале кипения и в последующие моменты времени определяется на кривой кипения точками  $B, B', B''$  и т. д.; соответственно содержание этого компонента в парах определяется точками  $C, C', C''$  и т. д. на линии конденсации. Содержание низкокипящего компонента в парах все время уменьшается и в некоторый момент становится равным его первоначальному содержанию в кипящей жидкости, а затем – еще меньше (точка  $C'''$ ); тогда дальнейшая перегонка смеси становится экономически нецелесообразной.

В качестве примера рассмотрим разделение многокомпонентной смеси на схеме с однократной перегонкой. При разделении таких смесей любой компонент будет выделяться в определенном соотношении между паровой и жидкой фазами. Материальный баланс для любого компонента запишется в виде

$$x_{i,F} = ek_i x_i + (1 + e)x_i, \quad (7.62)$$

откуда

$$x_i = \frac{x_{i,F}}{1 + e(k_i - 1)}. \quad (7.63)$$

Если просуммировать концентрации по всем компонентам, то

$$\sum_i x_i = \sum_i \frac{x_{i,F}}{1 + e(k_i - 1)} = 1. \quad (7.64)$$

Пользуясь полученным уравнением, можно методом итерации определить долю отгона  $e$  при заданных температуре и давлении. Если в уравнении (7.63) выразить  $x_i$ , через  $y_i$ , то согласно уравнению (7.48) получим

$$\sum y_i = \sum \frac{k_i x_{i,F}}{1 + e(k_i - 1)} = 1. \quad (7.65)$$

#### 7.4. Ректификационные установки

Процессы в ректификационных колоннах могут быть описаны системой уравнений гидродинамики, тепло- и массопередачи, материального баланса и фазового равновесия. Вследствие сложности и нелинейности такой системы нашли применение приближенные методы расчета ректификационных колонн. Для расчета колонн со ступенчатым и непрерывным контактом жидкой и паровой фаз широко ис-

пользуют два метода: на основе ступеней контакта (*метод теоретических тарелок*) и на основе коэффициентов массопередачи (*метод числа единиц переноса*).

Метод теоретических тарелок получил наибольшее применение для разделения как бинарных, так и многокомпонентных смесей. Основным преимуществом этого метода перед методом числа единиц переноса является его простота в связи с использованием допущения о постоянстве некоторых физических свойств и потоков системы в пределах небольшого изменения концентрации компонентов, например для одной ступени контакта или для слоя насадки небольшой высоты. Такое упрощение модели процесса позволяет достаточно легко рассчитывать массопередачу как для бинарных, так и для многокомпонентных смесей со ступенчатым и непрерывным контактами фаз.

Работа ректификационной колонны характеризуется материальными балансами потоков смесей каждого ее компонента. Расчет колонны для разделения бинарной смеси обычно ведут по количествам вещества, отнесенным к 1 кг или 1 кмолью готового продукта – ректификата. На рис. 7.2 представлена принципиальная схема ректификационной колонны с указанием материальных потоков:  $F$  – число молей исходной смеси;  $R$ ,  $R'$  – число молей возвращающейся флегмы соответственно в верхнюю и в нижнюю части колонны (флегмовые числа);  $W$  – количество остатка, моли;  $V$  – число молей пара, поднимающегося с какой-либо тарелки колонны.

В расчетах ректификационной колонны принимают следующие допущения, которые мало искажают условия протекания процесса и конечные результаты, но значительно упрощают расчет:

1) количество пара, движущегося в аппарате снизу вверх, одинаково в любом сечении аппарата;

2) при конденсации пара на верхней тарелке и в дефлегматоре не происходит существенного изменения состава пара и, следовательно, состав пара, уходящего из ректификационной колонны, равен составу дистиллята, т. е.  $y_D = x_D$ ;

3) состав пара  $y_W$ , поднимающегося из перегонного куба в колонну, равен составу жидкости  $x_W$ , стекающей в куб из нижней части колонны, т. е.  $y_W = x_W$ ;

4) теплоты смешения компонентов разделяемой смеси равны нулю;

5) в процессе ректификации отсутствуют материальные и тепловые потери;

б) смесь, подлежащая разделению, поступает в колонну нагретой до температуры кипения на питающей тарелке.

При установившемся режиме работы колонны массы потоков жидкости и пара остаются неизменными, поэтому можно составить следующие уравнения материального баланса для всей колонны:

$$F = D + W; \quad (7.66)$$

для низкокипящего компонента

$$Fx_F = Dy_D + Wx_W. \quad (7.67)$$

Тогда для первой (верхней) тарелки можно написать следующее уравнение материального баланса:

$$Vy_2 + Rx_D = Vy_1 + Rx_1. \quad (7.68)$$

Исходя из того, что  $V = R + D$ , получим  $(R + 1)y_2 = Rx_1 + x_D$ ,

или 
$$y_2 = \frac{R}{R+1}x_1 + \frac{x_D}{R+1}.$$

Тогда для  $n$ -й тарелки

$$y_{n+1} = \frac{R}{R+1}x_n + \frac{x_D}{R+1}, \quad (7.69)$$

или в общем виде

$$y = \frac{R}{R+1}x + \frac{x_D}{R+1}. \quad (7.70)$$

Уравнение (7.70) называется *уравнением рабочей линии* для укрепляющей части колонны. Оно устанавливает связь между концентрациями потоков пара и жидкости в любом произвольном сечении колонны.

Проводя аналогичные рассуждения для  $m$ -й тарелки (рис. 7.2), можно получить уравнение рабочей линии исчерпывающей части колонны, которое в общем виде имеет вид

$$y = \frac{R+F}{R+1}x + \frac{F-1}{R+1}x_W. \quad (7.71)$$

Уравнения (7.70) и (7.71) являются уравнениями прямых линий в  $y, x$ -координатах.

Произведем построение рабочих линий на диаграмме  $y, x$  (рис. 7.10). Отложим на оси  $Ox$  точки  $A, B$  и  $C$ , соответствующие составам остатка  $x_W$ , сырой смеси  $x_F$  и дистиллята  $x_D$ . Проведем через эти точки вертикали  $AW, BF$  и  $CD$ . На оси ординат отложим отрезок



$b = x_D / (R + 1)$ , соответствующий свободному члену в уравнении (7.70). Точку  $E$  на оси ординат и точку  $D$  пересечения вертикали  $CD$  с диагональю соединим прямой  $DF$ . Точку  $F$  пересечения этой прямой с вертикалью  $BF$  соединим с точкой  $W$  пересечения вертикали  $AW$  с диагональю (точки  $W$  и  $D$  лежат на диагонали и согласно принятым допущениям). В соответствии с уравнениями (7.70) и (7.71) отрезок  $FD$  является рабочей линией, укрепляющей секции колонны, а отрезок  $WF$  – рабочей линией исчерпывающей секции колонны.

Если изменять флегмовое число, то будет изменяться положение рабочих линий. При бесконечном флегмовом числе (колонна работает «на себя») отбор дистиллята не производится, рабочая линия совпадает с диагональю, так как при  $R = \infty$  отрезок  $b$  обращается в нуль. В этом случае движущая сила процесса будет максимальна. Движущая сила, выраженная в концентрациях (составах) паровой фазы, изображается на диаграмме  $y, x$  вертикальным отрезком между данной точкой на рабочей линии и линией равновесия.

С уменьшением флегмового числа будет уменьшаться движущая сила процесса, определяемая расстоянием между рабочей и равновесной линиями. Уменьшение флегмового числа может привести к тому, что точка пересечения рабочих линий верхней и нижней колонн попадет на равновесную линию. Это положение рабочих линий соответствует *минимальному флегмовому числу*; тогда движущая сила процесса равна нулю (в точке  $F$ ). Минимальное флегмовое число можно определить через тангенс угла наклона рабочей линии к оси абсцисс (рис. 7.11).

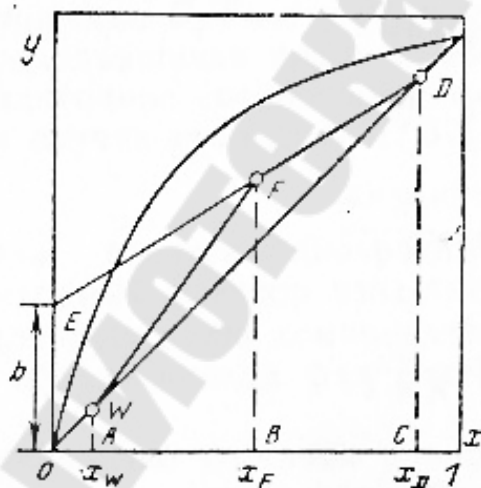


Рис. 7.10. Построение рабочей линии ректификационной колонны

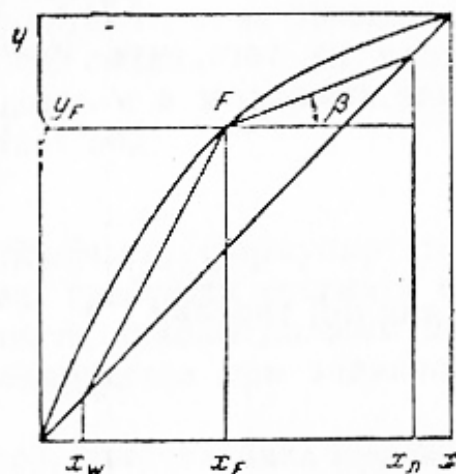


Рис. 7.11. К выводу минимального флегмового числа

Помня допущение  $x_D = y_D$ , можно записать

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{x_D - y_F}{x_D - x_F}. \quad (7.72)$$

С другой стороны, из уравнения рабочей линии для верхней части колонны (7.70)

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{R_{\min}}{R_{\min} + 1}. \quad (7.73)$$

Таким образом,

$$\frac{R_{\min}}{R_{\min} + 1} = \frac{x_D - y_F}{y_D - x_F}. \quad (7.74)$$

После преобразований получим

$$R_{\min} = \frac{x_D - y_F}{y_F - x_F}. \quad (7.75)$$

В предельном случае, когда движущая сила процесса равна нулю, требуется бесконечно большая поверхность соприкосновения фаз, т. е. бесконечно большое число тарелок в колонне (бесконечно большая ее высота). При этом расход греющего пара, который при прочих равных условиях пропорционален флегмовому числу, будет наименьшей. С увеличением флегмового числа высота аппарата будет уменьшаться, а расход греющего пара и охлаждающего хладоносителя в дефлегматоре и холодильнике возрастать. Вместе с тем с увеличением  $R$  должно возрастать количество орошающей жидкости и должен приниматься большим диаметр аппарата (при прочих равных условиях).

Для реальных ректификационных колонн так называемое *рабочее флегмовое число*  $R$  задают в пределах  $R_{\infty} > R > R_{\min}$ . Обычно принимают значения  $R = (1,2 \div 2,5)R_{\min}$ . Отношение  $R/R_{\min}$  называется *коэффициентом избытка флегмы*.

При проектировании ректификационной колонны флегмовое число можно изменять в весьма широких пределах – тем самым назначать тот или иной режим работы колонны. В зависимости от степени орошения должны меняться размеры колонны, конденсатора, кипятильника, расходы пара, хладоносителя, энергии на подачу орошения и хладоносителя. При этом учет всех факторов достаточно труден, требует выбора и анализа критериев оптимизации. Однако в качестве первого приближения при поиске оптимального режима раз-

деления в ректификационной колонне можно использовать простой и достаточно точный метод, предложенный А. Н. Плановским [75].

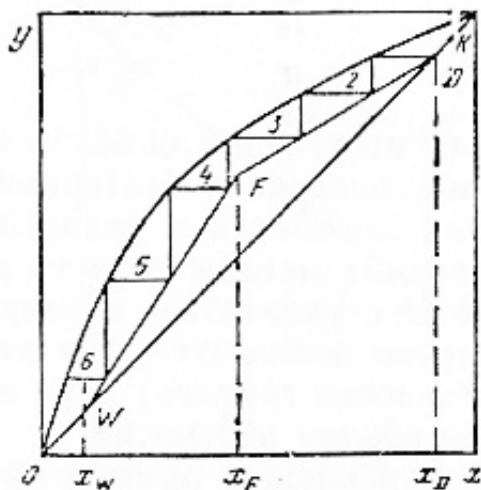


Рис. 7.12. Определение теоретического числа тарелок по диаграмме равновесия

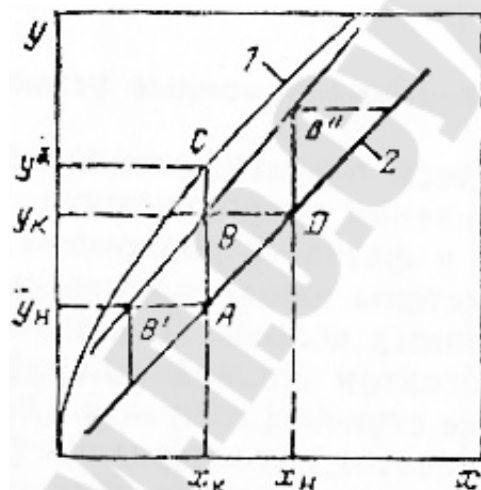


Рис. 7.13. Схема работы тарелки:

1 – линия равновесия;  
2 – рабочая линия

Метод А. Н. Плановского основан на наличии пропорциональности между высотой колонны и числом единиц переноса  $n_x$ , с одной стороны, и между площадью поперечного сечения колонны и выходом из колонны пара, определяемым величиной  $(R + 1)$ , с другой; отсюда вытекает пропорциональная зависимость между объемом колонны и произведением  $n_x (R + 1)$ . Оптимальное флегмовое число можно определить, построив график функции

$$n_x (R + 1) = f(R). \quad (7.76)$$

Число единиц переноса  $n_x$ , которое соответствует единице движущей силы, изменяется при изменении флегмового числа. Выбирая произвольные значения  $R$  (при условии  $R > R_{\text{мин}}$ ), можно по зависимости (7.76) построить график, из которого минимальное значение кривой определяет  $R_{\text{опт}}$ . Методика определения оптимального флегмового числа рассмотрена в [7, 74, 101].

Графическое определение теоретического числа тарелок  $n$  для разгонки бинарной смеси производят по диаграмме равновесия (рис. 7.12). Для этого в квадрате  $y, x$ -координат проводят диагональ  $OK$  и вертикальные прямые  $x = x_W$ ,  $x = x_D$  и  $x = x_F$ , отмечают точки  $D$  и  $W$ . Согласно уравнениям (7.70) и (7.71) проводят рабочие линии для укрепляющей и исчерпывающей секций колонны и получают точку  $F$ , которая является точкой пересечения двух рабочих линий и соответствует составу сырой смеси. Определение теоретического числа тарелок производят проведением из точки  $D$  горизонтальных до линии равновесия и вертикальных до рабочей линии отрезков между кривой равновесия и рабочими линиями  $DF$  и  $FW$ : горизонталь 1, затем горизонталь 2 и т. д. Последнюю горизонталь проводят так, чтобы она пересекла вертикальную прямую  $x = x_W$ . Число полученных при построении ступеней соответствует числу теоретически необходимых тарелок ректификационной колонны. Каждый горизонтальный участок ступени соответствует изменению концентрации флегмы, на тарелке, а вертикальный – изменению концентрации паров на этой тарелке. Число горизонталей от точки  $D$  до точки  $F$  соответствует числу тарелок в укрепляющей секции, от точки  $F$  до точки  $W$  – исчерпывающей секции.

Полученное графическим методом число тарелок из-за несовершенства аналитического описания процессов тепло- и массообмена увеличивают в некоторых случаях до 2 раз. опыты многих исследователей показали, что КПД тарелки в первую очередь определяется площадью поверхности контакта паровой и жидкой фаз; скоростью прохождения пара и жидкости через колонну; расстоянием между тарелками; высотой слоя жидкости на тарелке, через который барботируют пары; давлением и его изменением по высоте в колонне; физико-химическими свойствами перегоняемой смеси и т. д.

Реальное число тарелок определяют как

$$n = n_T / \eta, \quad (7.77)$$

где  $n_T$ , и  $n$  – теоретическое и реальное выбираемое число тарелок;  $\eta$  – КПД тарелки, который выбирают путем оптимизации из экономических расчетов, обычно в пределах от 0,5 до 0,9.

В связи с тем, что КПД тарелок в ректификационных колоннах может изменяться в довольно широких пределах, в последнее время стали использовать более универсальный метод определения действительного числа тарелок с помощью числа единиц переноса или *методом кинетической кривой*.

Рассмотрим схему работы тарелки на графике (рис. 7.13) [74]. Для этого построим кривую равновесия  $I$  и рабочую линию процесса 2. Уравнение рабочей линии связывает концентрации пара и жидкости над и под тарелкой для любой тарелки. Выделим в ректификационной колонне какую-либо тарелку, для которой значения  $y_n$  и  $y_k$ ,  $x_n$  и  $x_k$  будут такими, как показано на графике. Пар, барботируя через жидкость на тарелке, не приходит в состояние равновесия с жидкостью на ней, поэтому  $y_k < y^*$ . Концентрация жидкости в случае полного ее перемешивания меняется скачком до  $x_k$ ; этому изменению соответствует штриховая линия  $BD$ . Концентрация пара изменяется  $y_n$  до  $y_k$ ; этому изменению соответствует линия  $AB$ .

Начальной движущей силой по пару будет разность  $y^* - y_n$ , конечной –  $(y^* - y_k)$ . Тогда соответственно число единиц переноса для тарелки будет

$$n_y = \ln \frac{y^* - y_n}{y^* - y_k}, \quad (7.78)$$

Из рассматриваемого графика и уравнения (7.78) следует

$$e^{n_y} = \frac{y^* - y_k}{y^* - y_n} = \frac{CA}{CB}, \quad (7.79)$$

или

$$CB = CA / e^{n_y}. \quad (7.80)$$

Зная величину  $e^{n_y}$ , можно найти положение точки  $B$ . Выше и ниже расположенные ступени изобразятся на диаграмме аналогичными ступенями, причем концентрация жидкости, стекающей с вышерасположенной тарелки, определяется значением  $x_n$ , а концентрация жидкости, покидающей тарелки  $ABD$ , будет начальной концентрацией жидкости для нижерасположенной тарелки. Зная для двух соседних тарелок значения  $e^{n_y}$ , можно также найти положение точек  $B'$  и  $B''$ . Линия, проходящая через эти точки, носит название *кинетической кривой*. Следовательно, чтобы найти реальное число тарелок колонны, достаточно между кинетической кривой и рабочими линиями вписать ступенчатую ломаную линию в интервале рабочих концентраций; число ступеней этой ломаной равно искомому числу реальных тарелок колонны.

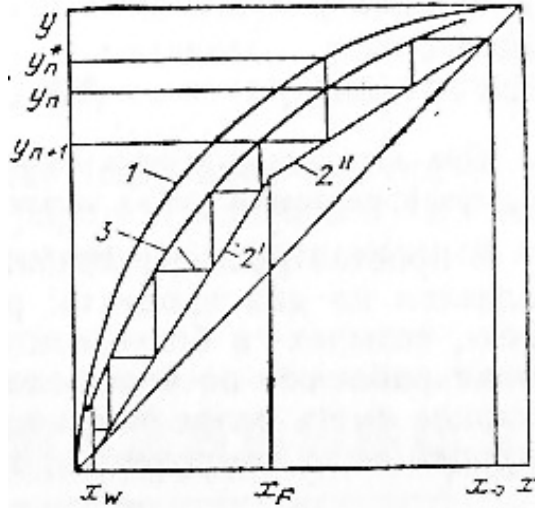


Рис. 7.14. Расчет числа действительных тарелок с помощью кинетической кривой:

- 1 – равновесная линия; 2',
- 2'' – рабочие линии колонны;
- 3 – кинетическая кривая

В общем случае действительное число тарелок можно определить по ступенчатой линии (рис. 7.14), которая характеризует фактическое изменение концентраций, по высоте колонны; при этом точки кинетической кривой определяются на основании уравнения

$$E = (y_n - y_{n-1}) / (y_n^* - y_{n-1}); \quad (7.81)$$

где  $E$  – относительный коэффициент извлечения, связанный с числом единиц переноса следующим образом:

$$n_y = -\ln(1 - E). \quad (7.82)$$

Для бинарной смеси число единиц переноса  $n_y$  можно определить по формуле

$$n_y = k_y S_6 / C \quad (7.83)$$

где  $k_y$  – коэффициент массопередачи;  $S_6$  – площадь тарелки, на которой барботирует пар, определяемая как разность между площадью колонны и площадью сечений, занятых сливными устройствами;  $G$  – расход пара в колонне, определяемый по формуле  $G = G_D (R + 1)$ , где  $C_D$  – расход дистиллята.

В настоящее время для определения теоретического числа тарелок при расчете многокомпонентных смесей применяют метод «от тарелки к тарелке», суть которого сводится к последовательному определению равновесной и рабочей концентраций от одной тарелки до другой [101]. При этом для расчета концентраций на  $i$ -й тарелке испаряющей секции колонны используют формулы:

для равновесной концентрации

$$y_i = \frac{\alpha_i x_i}{\sum \alpha_i x_i}; \quad (7.84)$$

для рабочей концентрации

$$x_i = \frac{R+1}{R+F} y_i + \frac{F-1}{R+F} x_{w,i}; \quad (7.85)$$

для укрепляющей секции колонны:

для равновесной концентрации

$$x_i = \frac{y_i / \alpha_i}{\sum y_i / \alpha_i}; \quad (7.86)$$

для рабочей концентрации

$$y_i = \frac{R}{R+1} x_i + \frac{1}{R+1} x_{D,i}. \quad (7.87)$$

При завершении расчета оценивается сходимость расчетных и заданных значений на первой, последней или на питательной тарелке колонны.

В простой ректификационной колонне исходная бинарная смесь разделяется на два продукта: ректификат и остаток. При разделении трех-, четырех- и более компонентных смесей ректификационные установки работают по более сложной схеме. Поскольку в каждой простой колонне смесь разделяется на два продукта, для разделения смеси, состоящей из  $n$  компонентов, требуется  $n-1$  простых колонн.

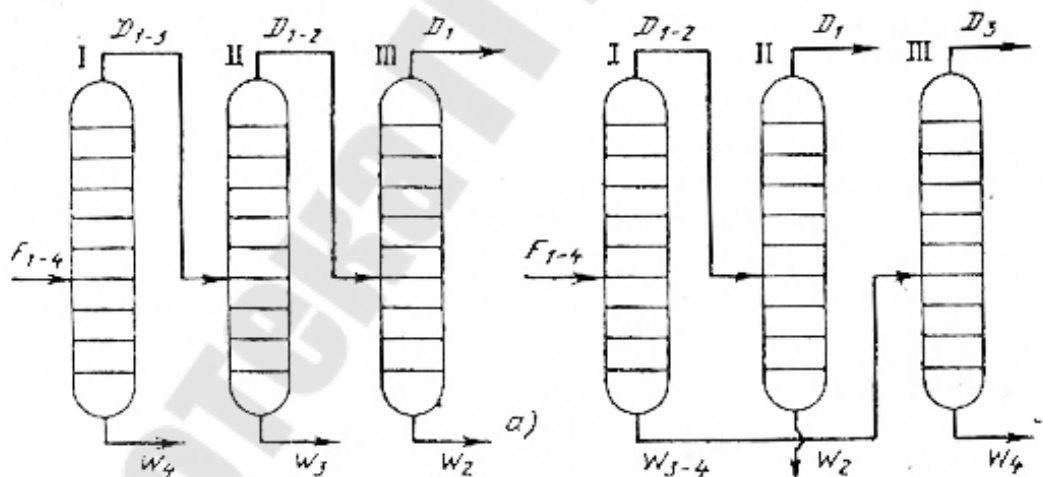


Рис. 7.15. Два основных варианта схем соединения простых колонн при ректификации четырехкомпонентной смеси:  
 а – последовательное соединение; б – последовательно-параллельное соединение; I, II, III – номера колонн

При этом колонны могут быть соединены различным образом, что и определяет последовательность выделения компонентов из смеси. С увеличением числа компонентов число возможных вариантов соединения колонн быстро возрастает. На рис. 7.15 приведены два основных варианта схем соединения простых колонн при разделении четырехкомпонентной смеси: последовательный и последовательно-параллельный. Комбинированием приведенных двух основных вариантов можно получать различные схемы. При этом методы расчета колонн для многокомпонентных смесей сводятся к расчету колонн как для бинарных смесей. Параметры в этих случаях определяются по принципу аддитивности.

Работа ректификационной колонны связана, как указывалось выше, с обменом энергией между контактирующими фазами. Составим уравнение теплового баланса ректификационной колонны:

$$Q_R + Q_F + Q_1 = Q_D + Q_W + Q_{o.c.}, \quad (7.88)$$

где  $Q_R$  – теплота, подаваемая в колонну с флегмой;  $Q_F$  – теплота, вводимая в колонну с сырой смесью;  $Q_1$  – теплота, подводимая в испаритель ректификационной колонны;  $Q_D$ ,  $Q_W$  – теплота, уходящая с парами низкокипящего компонента и остатком, выходящим из колонны, соответственно;  $Q_{o.c.}$  – потери в окружающую среду.

Расчет составляющих теплового баланса производят с учетом процессов тепломассопереноса, описанных в гл. 2.

**Пример 7.3.** В ректификационной тарельчатой колонне при атмосферном давлении происходит разделение 42 000 кг/сут бинарной смеси четыреххлористый углерод – толуол. Концентрация низкокипящего компонента (четырёххлористый углерод): в исходной смеси  $x_F = 0,22$ ; в дистилляте  $x_D = 0,89$ ; в остатке  $x_W = 0,022$ .

Определить действительное число тарелок и высоту колонны, если коэффициенты массоотдачи, отнесенные к активной поверхности тарелки, равны:  $\beta_y = 1000 \text{ кмоль} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{ч}^{-1} (\Delta y)^{-1}$ ;  $\beta_x = 400 \text{ кмоль} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{ч}^{-1} (\Delta x)^{-1}$ .

**Решение.** Составим материальный баланс. Часовой расход исходной смеси  $F_m = 42\,000 / 24 = 1750 \text{ кг/ч}$ .

Определяем молярные расходы исходной смеси и остатка, отнесенные к расходу дистиллята. Расход  $F$  исходной смеси



$$F = \frac{F_m x_F}{M_{\text{уг}}} + \frac{F_m (1 - x_F)}{M_{\text{.....}}} = \frac{1750 \cdot 0,22}{154} + \frac{1750 \cdot 0,78}{92} = 17,3 \text{ кмоль/ч.}$$

Обозначив количество дистиллята через  $D$ , а остатка – через  $W$ , имеем  $F = D + W$ ;  $x_F F = x_D D + x_W W$ , откуда  $17,3 = D + W$ ;  $0,22 \cdot 17,3 = 0,89D + 0,022W$ .

Тогда  $W = 13,35$  кмоль/ч;  $D = 3,95$  кмоль/ч.

Расходы, отнесенные к расходу дистиллята, равны  $F = 4,38$  кмоль/кмоль;  $W = 3,38$  кмоль/кмоль;  $D = 1$  кмоль/кмоль.

Построение линии равновесия производим на основании равновесных данных для смеси четыреххлористый углерод – толуол (табл. 7.1 и рис. 7.5.б).

Оптимальное флегмовое число определяем по методике, изложенной на с. 243, и для рассматриваемых условий оно равно  $R_{\text{опт}} = 3,25$  кмоль/кмоль.

Рабочие линии строим по рис 7.10, исходя из условий, что они должны проходить через точки  $D$  и  $W$  и пересекаться в точке  $F$ . Начальная ордината рабочей линии для укрепляющей части определена следующим образом:

$$b = \frac{x_D}{R+1} = \frac{0,89}{3,25+1} = 0,209.$$

Для построения кинетической кривой используем уравнения (7.80) и (7.83). Примем, что  $S_0 = 0,253 \text{ м}^2$ .

Таблица 7.1

**Равновесные данные для смеси четыреххлористый углерод – толуол**

| Температура, °С | Равновесные молярные доли |               | Температура, °С | Равновесные молярные доли |               |
|-----------------|---------------------------|---------------|-----------------|---------------------------|---------------|
|                 | в жидкости<br>$x$         | в пару<br>$y$ |                 | в жидкости<br>$x$         | в пару<br>$y$ |
| 76,7            | 1                         | 1             | 95              | 0,329                     | 0,571         |
| 80              | 0,859                     | 0,946         | 100             | 0,227                     | 0,435         |
| 85              | 0,658                     | 0,843         | 105             | 0,120                     | 0,250         |
| 90              | 0,500                     | 0,734         | 110,62          | 0                         | 0             |

Таблица 7.2

**К построению кинетической кривой**

|                             |                         |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|-----------------------------|-------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| $x$                         | 0,022                   | 0,10 | 0,20 | 0,30 | 0,40 | 0,50 | 0,60 | 0,70 | 0,80 | 0,90 |
| $k_y$                       | 61,3                    | 67,1 | 72,7 | 77,2 | 80,7 | 83,5 | 85,7 | 87,7 | 89,2 | 90,4 |
| $G = D(R_{\text{опт}} + 1)$ | $3,95(3,25 + 1) = 16,8$ |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| $n_y = k_y S_6 / G$         | 0,92                    | 1,01 | 1,09 | 1,16 | 1,21 | 1,28 | 1,29 | 1,32 | 1,43 | 1,36 |
| $CA / CB = e^{n_y}$         | 2,50                    | 2,74 | 2,97 | 3,19 | 3,35 | 3,60 | 3,63 | 3,74 | 3,82 | 3,90 |
| $CA$ , мм                   | 4,0                     | 5,5  | 6,0  | 9,6  | 12,5 | 14,0 | 13,8 | 12,0 | 9,2  | 6,0  |
| $CB = CA / e^{n_y}$ ,<br>мм | 1,60                    | 2,00 | 2,02 | 3,01 | 3,73 | 3,89 | 3,80 | 3,21 | 2,41 | 1,54 |

По результатам расчета коэффициента массопередачи по высоте колонны (см. пример 7.2) можно получить необходимые для построения кинетической кривой отрезки  $CB$  (рис. 7.13). Результаты расчета сведены в табл. 7.2. Размеры  $CA$  берем непосредственно из построенной кривой равновесия. Кинетическая кривая получается соединением всех полученных точек  $B$  при разных значениях  $x$ . Между рабочими линиями и кинетической кривой строим (рис. 7.14) соответствующие ступеньки. По нашим заданным условиям количество ступенек составляет 18.

Высота колонны  $H$  определяется из расчета расстояния между тарелками  $h_T$ . Примем  $h_T = 0,450$  м [7], тогда

$$H = n_g h_T = 18 \cdot 0,450 = 8,1 \text{ м.}$$

**7.5. Конструкции ректификационных колонн**

Выбор конструкции ректификационных колонн зависит от технологических схем, направления относительного движения газа и жидкости и способа образования поверхности контакта фаз. Взаимодействие газа (пара) и жидкости на каждой ступени может происходить в противотоке, прямотоке или в перекрестном токе фаз. Конструкции контактных устройств со схемами взаимодействия фаз показаны на рис. 7.16.

По внутреннему устройству ректификационные колонны бывают тарельчатыми, насадочными и роторными (с вращающимися деталями).

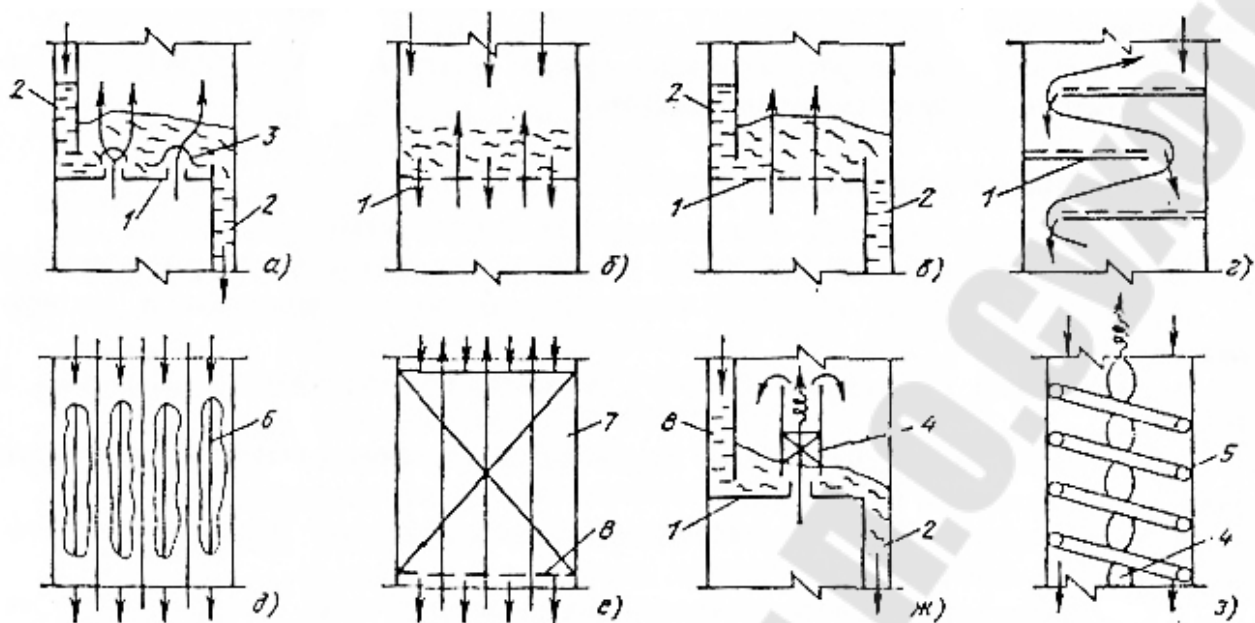


Рис. 7.16. Конструкции контактных устройств со схемами газа (пара) и жидкости:

тарелка: *а* – колпачковая; *б* – решетчатая (ситчатая) провальная; *в* – ситчатая; *г* – каскадная промывная; *д* – с плоскопараллельной насадкой; *е* – насадочная; *ж* – с прямоточно-контактным устройством; *з* – вихревая; *1* – основание тарелки; *2* – переливы; *3* – колпачок; *4* – закручиватель потока газа; *5* – то же жидкости; *6* – листовая насадка; *7* – слой насадки; *8* – опорная решетка

**Тарельчатые колонны.** Тарельчатым колоннам, составляющим основную группу аппаратов с поверхностью контакта, образуемой в процессе движения потоков, свойственны общие закономерности в структуре потоков на тарелках. В свою очередь от гидродинамической структуры потоков, определяющих перемешивание на тарелках, зависит эффективность тарельчатых колонн.

Тарельчатые колонны выполняют в виде вертикальных цилиндров, внутри которых одна под другой размещено определенное число горизонтальных перегородок-тарелок, обеспечивающих возможность встречного течения и контакта жидкости и пара (газа). Такого типа колонны имеют диаметр 0,5-8 м и высоту от 6 до 180 м в зависимости от вида разделяемых продуктов, производительности и т. д. В колоннах устанавливают следующие типы тарелок: провальные, колпачковые, сетчатые, клапанные, струйные и т. д. Некоторые конструкции тарелок показаны на рис. 7.17.

В колпачковой тарелке (рис. 7.16, *a*) пар (газ) проходит снизу через паровые патрубки и выходит через прорези колпачков 3 в жидкость, барботируя через нее. При этом на тарелке конденсируется пар и одновременно испаряется жидкость.

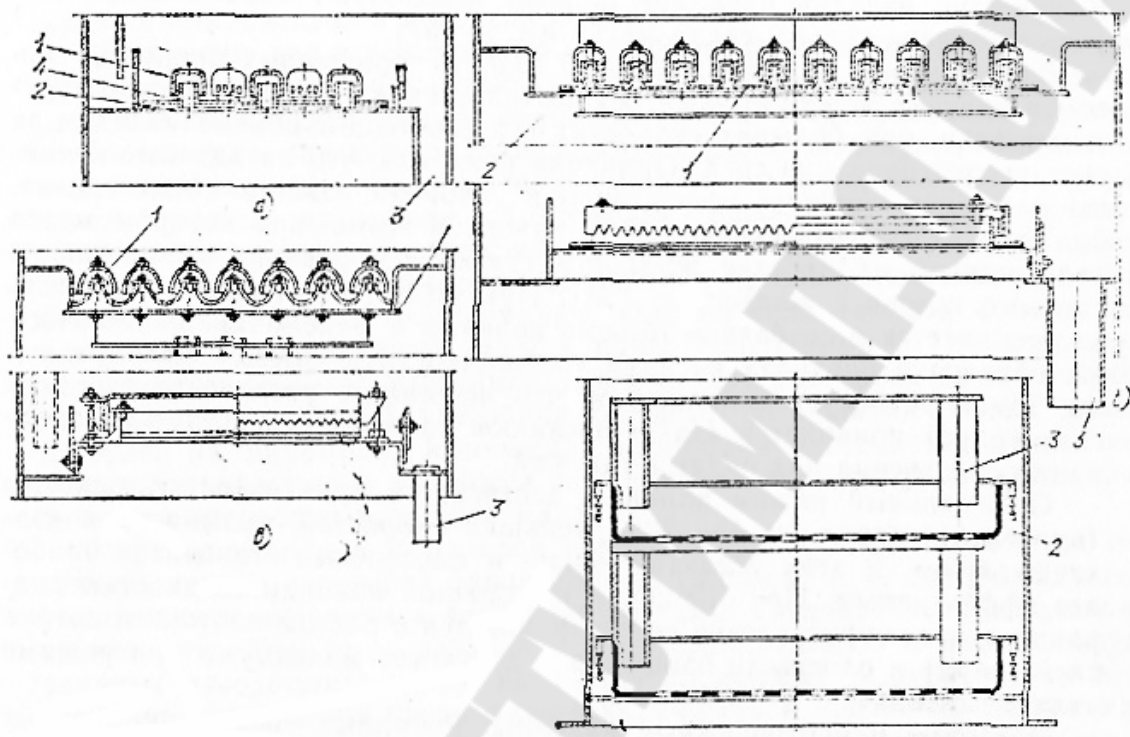


Рис 7.17. Конструкции тарелок:

*a* – с капсульными круглыми колпачками; *б* – с туннельными колпачками; *в* – с желобчатыми колпачками; *г* – ситчатая тарелка; 1 – колпачок; 2 – основание тарелки; 3 – сливной патрубок; 4 – патрубок для прохода пара

Отличительной особенностью тарельчатых колпачковых колонн является наличие перекрестного тока между жидкостью и газом (паром). Необходимый уровень жидкости на тарелках обеспечивается сливными перегородками. Жидкость движется вдоль тарелки от питающего патрубка к сливной перегородке и пронизывается газом, движущимся с нижней тарелки на вышележащую. В качестве сливной перегородки в колоннах используют сливные трубки или специальные порожки, высота выступа которых над тарелкой определяет высоту уровня жидкости на ней.

В колоннах с провальными тарелками (рис. 7.16, *б*) одновременно происходит барботаж пара или газа через слой жидкости и частичное «проваливание» жидкости. Газ (пар) движется снизу вверх только

через часть отверстий пульсирующим потоком. Количество пропускающих газ или жидкость отверстий определяется статическим давлением жидкости на тарелке. Конструктивно отверстия могут выполняться круглыми, в виде параллельных щелей, укладкой круглых прутков или трубок в ряд или в виде спирали.

В тарельчатых ситчатых колоннах (рис. 7.16, в) пар (газ) проходит через отверстие о тарелках снизу вверх, удерживая статическим подпором жидкость на них. Для уменьшения уровня жидкости и уменьшения эффекта обратного перемешивания ситчатые тарелки могут быть выполнены уступами (каскадом), по которым протекает жидкость (рис. 7.16, з).

**Насадочные колонны.** Насадочные колонны отличаются наибольшей простотой устройства. Колонна представляет собой цилиндр с опорными решетками, на которые засыпают насадку в беспорядке, навалом. В качестве насадки наиболее широко используют керамические или металлические кольца, седла, сетки и т. д. [67].

В насадочных колоннах (рис. 7.16, д, е) при малых скоростях потоков контакт между фазами осуществляется на смоченной поверхности насадки, при больших скоростях – в свободном объеме насадки за счет диспергирования сред. Практика показала, что насадочные колонны работают наиболее эффективно в условиях режима «подвешивания», близкого к «захлебыванию», т. е. такого режима, при котором масса задержанной на насадке жидкости становится равной силе трения газового потока с жидкостью [38]. При этом орошающая жидкость задерживается в свободном объеме колонны в максимальном количестве, образуя в проходах насадки газожидкостную смесь – плотную пену. Такой режим отличается тем, что небольшое увеличение скорости газа (пара) приводит к «захлебыванию» колонны вследствие преобладания сил трения над силами тяжести.

Оптимальный режим колонны достигается при скоростях газового (парового) потока, на 15-20% меньших скоростей, вызывающих «захлебывание». В этих условиях тепло- и массообмен становится наиболее эффективным. При орошении насадочной колонны жидкостью гидравлическое сопротивление ее увеличивается с ростом плотности потока газа (пара) и плотности орошения и достигает максимума при режиме «захлебывания».

**Роторные и центробежные колонны.** Роторные ректификационные колонны представляют собой аппараты, в которых разделение реагирующих между собой потоков пара и жидкости с образованием межфазового контакта осуществляется при воздействии на эти потоки

вращающегося устройства (ротора). По способу создания поверхности межфазового контакта роторные колонны разделяются на две группы: роторные распылительного типа и пленочные (рис. 7.16, ж, з).

В роторных колоннах распылительного типа вращающийся ротор распределяет в объеме колонны или ее отдельной ступени жидкость в виде струй и капель, что вызывает образование развитой поверхности межфазового контакта. Под действием вращательного движения повышается турбулизация паровой фазы, что интенсифицирует процесс массообмена.

В пленочных роторных колоннах жидкая фаза с помощью ротора распределяется по твердой поверхности, образуя пленку. Ротор служит не только для распределения жидкой фазы, но и для активной турбулизации паровой фазы. В некоторых конструкциях пленочных роторных колонн турбулизующее воздействие ротора передается также и на жидкую фазу. Для колонн обоих типов характерны низкие гидравлические сопротивления и высокие коэффициенты массоотдачи.

К недостаткам роторных колонн можно отнести ограниченность их высоты и диаметра (из-за сложности изготовления и требований, предъявляемых к прочности и жесткости ротора), а также высокие эксплуатационные расходы на привод ротора.

Пленочные колонны. Пленочные колонны выполняют в виде отдельных труб или системы труб по типу кожухотрубчатого теплообменника. В настоящее время эти аппараты применяются для ректификации под вакуумом смесей, обладающих малой термической стойкостью (например, различные мономеры и полимеры, а также другие продукты органического синтеза). По конструкции пленочные колонны аналогичны перегонным аппаратам.

**Вспомогательные устройства ректификационных колонн.** В колоннах непрерывного действия куб служит для испарения части стекающей вниз жидкости, являясь кипятивником. По устройству такие кипятивники сходны с кипятивниками выпарных аппаратов. При небольших поверхностях теплообмена применяют кипятивники в виде змеевика или горизонтальной трубчатки, устанавливаемой в нижней части колонны, причем греющий пар подается в трубы. При больших поверхностях теплообмена применяют выносные кубы с естественной циркуляцией разгоняемой смеси, аналогичные по устройству выпарным аппаратам с выносным кипятивником.

Дефлегматоры выполняют обычно в виде вертикальных или горизонтальных кожухотрубчатых теплообменников. Чаще всего охлаждающая вода проходит по трубам, а пары движутся в межтрубном

пространстве. Дефлегматоры могут быть выносными или состыкованными с верхом укрепляющей части ректификационной колонны.

Подогреватели исходной смеси и конденсаторы готового продукта представляют собой обычные трубчатые теплообменники. Расчет кипятильников, дефлегматоров, подогревателей и конденсаторов производят аналогично расчету кожухотрубчатых теплообменников.

Расчет и конструкция разделительных сосудов-сепараторов – соответствует сепарационным устройствам выпарных аппаратов.

### Контрольные вопросы

1. В чем отличие перегонки жидких смесей от выпаривания?
2. Какие виды перегонки Вы знаете? Чем перегонка отличается от ректификации?
3. Назовите основные аппараты, которыми различаются перегонные и ректификационные установки.
4. Какие смеси подчиняются закону Дальтона, а какие – закону Дальтона и Рауля?
5. Что такое азеотропная смесь? Каким образом можно разделить азеотропную смесь на составляющие компоненты?
6. Какое различие между идеальными и реальными смесями? Что выражает коэффициент активности  $\gamma$ ?
7. Как определяется движущая сила процесса массопередачи в перегонных и ректификационных установках?
8. Укажите соотношение между  $k_x$  и  $k_y$ . Какова физическая сущность тангенса угла наклона линии равновесия?
9. Какая взаимосвязь между числом единиц переноса и средней движущей силой массопереноса?
10. Какова физическая сущность доли отгона  $e$  при перегонке? Как она зависит от температуры и давления?
11. Какие методы разделения смесей применяют при ректификации?
12. Какие допущения делаются при расчете ректификационных колонн для разделения бинарных смесей? Оцените погрешность при их расчете.
13. Сформулируйте физическую интерпретацию числа единиц переноса и уравнений рабочих линий.
14. Составьте общее уравнение материального баланса для ректификационной колонны по низкокипящему компоненту.

15. Поясните физический смысл минимального, оптимального и рабочего флегмовых чисел.

16. Какова сущность кинетической кривой и чем она отличается от равновесной?

17. Как связан относительный коэффициент извлечения с числом единиц переноса в ректификационных колоннах?

18. Какие способы и схемы применимы для разделения многокомпонентных смесей?

19. Составьте уравнения для каждого из членов теплового баланса ректификационной колонны.

20. Какие типы ректификационных колонн Вы знаете? Как в них осуществляется взаимодействие пара (газа) и жидкости?

21. Какие аппараты являются вспомогательными в ректификационных установках?



## Глава восьмая

### УСТАНОВКИ ДЛЯ ТРАНСФОРМАЦИИ ТЕПЛОТЫ

#### 8.1. Классификация, принципы действия и области применения трансформаторов теплоты

В установках для трансформации теплоты (трансформаторах теплоты) производится отвод энергии от объектов с низкой температурой к объектам с более высокой температурой, обычно большей температуры окружающей среды  $T_{о.с}$  или равной ей. Из термодинамики известно, что такой процесс должен сопровождаться затратой энергии извне.

В зависимости от значений температур объектов с низкой  $T_n$  и высокой  $T_b$  температурами по отношению к температуре окружающей среды трансформаторы теплоты разделяют на три основные группы.

При  $T_n < T_{о.с}$  и  $T_b > T_{о.с}$  осуществляется отвод теплоты от объекта с низкой температурой с целью его охлаждения. Такие трансформаторы теплоты называют *холодильными установками*. При температурах отвода теплоты  $T_n \leq 12$  К установки называют *криогенными*. При  $T_n \approx T_{о.с}$  и  $T_b > T_{о.с}$  назначение установки состоит в переносе теплоты к объекту с температурой более высокой, чем  $T_{о.с}$ . Такие установки называют *тепловыми насосами*.

При  $T_n < T_{о.с}$  и  $T_b > T_{о.с}$  установка работает по комбинированной схеме, сочетающей холодильную установку и тепловой насос.

Эффективность холодильной установки определяется количеством теплоты, отведенной от объекта с температурой  $T_n$  и называется *холодильной мощностью* (холодопроизводительностью):

$$q_0 = T_n \Delta s, \quad (8.1)$$

где  $\Delta s$  – разность энтропии в процессах подвода или отвода теплоты.

Эффективность теплового насоса определяется количеством теплоты, подведенной к объекту с температурой  $T_b$ :

$$q = T_b \Delta s. \quad (8.2)$$

Теоретическая основа трансформаторов теплоты связана с использованием обратного термодинамического цикла. На рис. 8.1 по-

казаны такие циклы соответственно для холодильной, теплонасосной и комбинированной установок. При этом принято, что все процессы, составляющие циклы, идеальные, т. е. в данном случае рассматривается идеальный обратный обратимый цикл Карно.

Принцип работы трансформатора теплоты обобщенно может быть представлен следующей последовательностью процессов. В процессе 1-2 осуществляется повышение давления рабочего тела с помощью подвода работы извне. Далее необходим отвод теплоты на температурном уровне  $T_B$  (процесс 2-3 – охлаждение или конденсация рабочего тела). В процессе 3-4 происходит расширение в определенном диапазоне давлений, и, наконец, цикл замыкается процессом 4-1, в котором к рабочему телу подводится теплота на нижнем температурном уровне  $T_H$ . Такой цикл чаще всего используется при оценке показателей идеальных и действительных трансформаторов теплоты, в которых могут быть использованы циклы, значительно отличающиеся от цикла Карно.

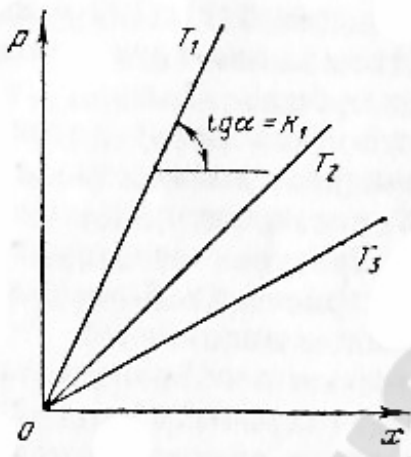


Рис. 8.1. Идеальный обратный обратимый цикл холодильной (а), теплонасосной (б) и комбинированной (в) установок

Области применения трансформаторов теплоты широки и разнообразны. Холодильные установки, в которых осуществляется охлаждение объектов до температур  $T_H$  в интервале 293-120 К, используют в пищевой промышленности, сельском хозяйстве и торговле для хранения и транспорта продукции; в системах кондиционирования воздуха производственных и бытовых помещений для обеспечения комфортных условий для людей и технологического оборудования; в медицинской, биологической и фармацевтической отраслях промышленности при производстве и хранении биологических продуктов, а также при изготовлении препаратов, содержащих летучие вещества; в химической промышленности при производстве искусственного волокна и пластмасс; в горной промышленности и строительстве при сооружении плотин, подземных сооружений и туннелей, для замораживания водоносных грунтов и пльвунов; для создания искусственных ледяных катков.

Криогенные установки, в которых необходима температура 120 К и ниже, используют: в металлургии, где продукты разделения воз-

духа – кислород, азот, инертные газы – широко применяют для интенсификации процессов выплавки чугуна, стали и других металлов и сплавов; в машиностроении, при обработке металлов в среде с низкой температурой с целью увеличения их твердости и износоустойчивости, а также при дроблении материалов и сборке деталей; в химической промышленности при разделении газовых смесей и сложных растворов; в газовой промышленности при разделении газовых смесей и получения гелия, при получении, хранении и транспорте сжиженных газов, а также для выделения из них ценных продуктов; в авиации и космонавтике при обеспечении кислородом экипажа, работающего на больших высотах, и при получении топлива и окислителей; в энергетике для создания и эксплуатации современных электротехнических устройств (сверхпроводящих или с очень малым электрическим сопротивлением); в радиотехнике и электронике для обеспечения оптимальных условий эксплуатации приборов и их чувствительных элементов; в медицине при создании специального криохирбургического инструментария.

Тепловые насосы и комбинированные установки (ТНУ) в последнее время получают широкое распространение при утилизации низкопотенциальной теплоты (уровень температур  $t = 10 \div 50^\circ\text{C}$ ).

ТНУ для систем утилизации низкопотенциальной теплоты разрабатывают и совершенствуют в двух направлениях: для централизованного теплоснабжения проектируют крупные парокомпрессионные ТНУ и водогрейные котлы; для децентрализованного теплоснабжения целесообразно использовать ТНУ малой мощности парокомпрессионного и термоэлектрического типов. Такие установки применяют в сельском хозяйстве, в промышленности, в жилищно-бытовом секторе.

Классификация трансформаторов теплоты может быть проведена обобщенно для холодильных установок и тепловых насосов ввиду того, что теоретические основы их работы одинаковы. По принципу действия наибольшее распространение получили трансформаторы теплоты термомеханического типа, в которых используют процессы повышения и понижения давления рабочего тела. Эти установки делятся на компрессионные, сорбционные и струйные. Кроме термомеханических находят применение также трансформаторы теплоты электромагнитного типа, принцип работы которых основан на использовании постоянных или переменных электрического или магнитного полей [71]. Более распространены термоэлектрические трансформаторы теплоты, основанные на использовании эффекта Пельтье. Сведения о

них можно получить в специальной литературе [71].

*Компрессионные установки* могут быть паро- (или газо-) жидкостными и газовыми в зависимости от характера изменения состояния рабочего тела. В паро- и газожидкостных установках сжатие рабочего тела осуществляют при температурах ниже критической, в газовых – при температурах выше критической. Для процесса сжатия в компрессионных установках обычно используют электрическую или механическую энергию.

*В сорбционных установках* (они могут быть как абсорбционными, так и адсорбционными) давление рабочего тела повышается в результате последовательно осуществляемых процессов поглощения рабочего агента сорбентом, сопровождающегося отводом теплоты, и дальнейшего выделения рабочего агента с помощью подвода теплоты (десорбция). В качестве носителя энергии в установках сорбционного типа используют пар, горячую воду или газы.

*Струйные установки* основаны на использовании кинетической энергии рабочего потока для повышения давления сжимаемого агента. Струя рабочего пара или газа, выходящая с большой скоростью из сопла, эжектирует сжимаемый поток (всасывание), затем происходит сжатие смеси в диффузоре.

По характеру процесса трансформации теплоты установки могут быть разделены на две группы: работающие по повысительной или по расщепительной схеме. В повысительной схеме теплота подводится к установке на нижнем температурном уровне  $T_n$ , а отводится на уровне  $T_b$ . В установках с расщепительной трансформацией теплота подводится к установке на некотором среднем температурном уровне  $T_{cp}$ ; далее имеются два потока – один на низком температурном уровне  $T_n$ , другой – на высоком  $T_b$ . В отличие от схем с повысительной трансформацией в расщепительной установке необходимы два цикла: одни – прямой для получения работы, другой – обратный, в котором используется работа для отвода теплоты со среднего температурного уровня  $T_{cp}$  на верхний  $T_b$ .

В качестве показателей эффективности трансформаторов теплоты используют коэффициенты, представляющие собой отношение эффекта, созданного установкой, к затрате энергии на ее работу. Для идеальной холодильной установки такой коэффициент представляет собой отношение холодильной мощности установки  $q_0$  к затраченной работе  $l$  и называется *холодильным коэффициентом*  $\varepsilon$ :

$$\varepsilon = q_0 / l = T_H / (T_B - T_H). \quad (8.3)$$

Для аналогичной характеристики теплового насоса соответственно используют соотношение

$$\varphi = q_B / l = T_B / (T_B - T_H), \quad (8.4)$$

называемое *коэффициентом трансформации*.

Оба коэффициента не могут быть названы КПД установок, так как не удовлетворяют требованиям, предъявляемым к этому критерию [71] (в частности, оба могут иметь численные значения, большие единицы, что противоречит второму закону термодинамики). В формулах сопоставляются качественно различные виды энергии – теплоты и работы. Известно, что качество вида энергии определяется его способностью превращаться в другой вид энергии. Если работа в идеальном процессе может быть полностью превращена в другой вид энергии, то теплота даже в идеальном процессе лишь частично превращается, например, в работу. Степень такого превращения теплоты в работу характеризуется *работоспособностью* или *эксергией* потока теплоты и существенно зависит от температурного уровня потока теплоты, а также от температуры окружающей среды.

Соответствующие показатели трансформаторов теплоты – эксергетические  $\eta$  – наряду с коэффициентами  $\varepsilon$  и  $\varphi$  широко применяют при анализе этих установок и определяют следующими формулами [71]:

для холодильной установки

$$\eta_0 = q_0 \omega_{q_0} / l; \quad (8.5)$$

для теплонасосной установки

$$\eta_0 = q_B \omega_{q_B} / l; \quad (8.6)$$

где  $\omega_q$  – температурная функция или коэффициент работоспособности теплоты, определяемая как

$$\omega_q = (T - T_{o.c.}) / T; \quad (8.7)$$

здесь  $T$  – температурный уровень потока теплоты.

Вещества, применяемые в холодильных и теплонасосных установках (хладагенты и хладоносители), должны удовлетворять некоторым общим для трансформаторов теплоты требованиям [71].

Для хладагентов основные требования сводятся к следующему:

1) давление конденсации  $p_k$  при заданной температуре в конденсаторе должно быть ниже критического  $p_{кр}$ , что облегчает конструкцию компрессора, снижает утечки, увеличивает КПД компрессора;

2) давление в испарителе  $p_0$  должно быть равно атмосферному или чуть выше, чтобы не было подсоса наружного воздуха и атмосферной влаги в установку, ухудшающих теплообмен между хладагентом и хладоносителем и вызывающих коррозию;

3) хладагент должен иметь большую удельную холодильную мощность  $q_0$ , что снижает потери от дросселирования;

4) удельный объем паров на входе в компрессор должен быть малым, если используется поршневой компрессор (это уменьшает его габариты), и, наоборот, достаточно большим, если в установке применяется турбокомпрессор (это при прочих равных условиях позволяет изготовить проточную часть компрессора с высоким КПД);

5) хладагент должен иметь малую вязкость для получения высоких коэффициентов теплоотдачи, уменьшения гидравлических сопротивлений и обеспечения малых утечек через неплотности;

6) хладагенты должны быть нетоксичными, негорючими, взрывобезопасными, химически инертными и стабильными.

По степени безвредности хладагенты разделяют на классы [71]: чем выше класс безвредности, тем слабее воздействие паров агента на организм человека. Особенно ядовиты сернистый ангидрид и аммиак. Наиболее распространенные хладагенты и их свойства приведены в табл. 8.1.

Воду используют как рабочее тело в пароэжекторных и абсорбционных холодильных установках. Достоинства аммиака как хладагента объясняются его малым удельным объемом и большой удельной теплотой парообразования. Аммиак токсичен, но его утечки легко обнаруживаются вследствие резкого запаха.

Широкое применение в современных холодильных и теплонасосных установках находят хладоны (фреоны) – галоидопроизводные предельных углеводородов. Они химически инертны и взрывобезопасны. Хладоны получают заменой атомов водорода в насыщенных углеводородах ( $C_nH_{2n+2}$ ) атомами фтора, хлора и брома ( $C_nH_xF_yCl_zBr_u$ ). При этом  $x + y + z + u = n$ . Полностью классификация и свойства фреонов приведены в [71]. Фреоны Ф-12 и Ф-22 наибольшее распространение получили в компрессионных холодильных

установках в диапазоне температур испарения  $t_0 = -22 \div -60^\circ\text{C}$ . В современных установках предпочтение отдают Ф-22, имеющему большую объемную холодильную мощность по сравнению с Ф-12. Фреоны Ф-11, Ф-21, Ф-113 имеют высокую нормальную (при атмосферном давлении) температуру кипения  $t_s$ , и поэтому их целесообразно использовать в теплонасосных установках.

В настоящее время в холодильных и теплонасосных установках применяют многокомпонентные смеси фреонов с другими веществами (азотом, метаном, этаном и др.). Применение смесей позволяет улучшать условия теплообмена благодаря снижению конечной разности температур [71]. Проведенные исследования показали, что можно подобрать по предъявляемым к хладагенту требованиям оптимальный состав и свойства смеси [71].

Специфика использования рабочих тел в абсорбционных установках будет показана ниже.

Таблица 8.1

### Физические параметры хладагентов

| Хладагент                     | Обозначение | Молекулярная масса $\mu$ | Нормальная температура кипения $t_s$ , $^\circ\text{C}$ | Критическая температура $t_{кр}$ , $^\circ\text{C}$ | Критическое давление $P_{кр}$ , МПа | Критический объем $V_{кр}$ , л/кг | Температура затвердевания $t$ , $^\circ\text{C}$ | Показатель адiabаты $r$ |
|-------------------------------|-------------|--------------------------|---|---|-------------------------------------|-----------------------------------|--|-------------------------|
| Вода $H_2O$                   | –           | 18,02                    | 100,0   | 374,15  | 22,6                                | 3,26                              | 0,0  | 1,33                    |
| Аммиак $NH_3$                 | –           | 17,03                    | -33,35  | 132,4   | 11,5                                | 3,130                             | -77,7  | 1,30                    |
| Диоксид углерода $CO_2$       | –           | 44,01                    | -78,52  | 31,0  | 7,5                                 | 2,156                             | -56,6  | 1,30                    |
| Сернистый ангидрид $SO_2$     | –           | 64,06                    | -10,10  | 157,2   | 8,0                                 | 1,920                             | -75,2  | 1,26                    |
| Монофтортрихлорметан $CFCl_3$ | Ф-11        | 137,39                   | 23,7  | 197,78  | 4,5                                 | 1,805                             | -111,0   | 1,13                    |
| Дифтордихлорметан $CF_2Cl_2$  | Ф-12        | 120,92                   | -29,8   | 112,04  | 4,2                                 | 1,793                             | -155,0   | 1,14                    |
| Монофтордихлорметан $CHFCl_2$ | Ф-21        | 102,92                   | 8,90  | 178,5   | 5,3                                 | 1,915                             | -135,0   | 1,16                    |
| Тetraфторметан $CF_4$         | Ф-14        | 88,01                    | -128,0  | -45,5   | 3,8                                 | 1,580                             | -184,0   | 1,22                    |

|                                      |       |        |       |       |     |       |        |      |
|--------------------------------------|-------|--------|-------|-------|-----|-------|--------|------|
| Дифтормонохлорметан $CHF_2Cl$        | Ф-22  | 86,48  | -40,8 | 96,0  | 5,0 | 1,905 | -160,0 | 1,16 |
| Хлористый метил $CH_3Cl$             | Ф-40  | 50,49  | -23,7 | 143,1 | 6,8 | 2,7   | -97,6  | 1,20 |
| Трифтортрихлорэтан $CFCl_2 - CF_2Cl$ | Ф-113 | 187,39 | 47,7  | 214,1 | 3,5 | 1,735 | -36,6  | 1,09 |
| Дифтормонохлорэтан $CH_3 - CF_3Cl$   | Ф-142 | 100,48 | -9,2  | 136,4 | 4,2 | 2,30  | -130,8 | 1,13 |
| Этан $C_2H_6$                        | Ф-170 | 30,06  | -88,6 | 32,1  | 5,0 | 4,7   | -183,2 | 1,25 |
| Пропан $C_3H_8$                      | Ф-290 | 44,1   | -42,1 | 96,8  | 4,3 | 4,46  | -187,1 | 1,13 |

Хладоносители (теплоносители) используют в системах трансформатор теплоты – потребитель в случае большого расстояния между ними или если в силу технических или технологических условий непосредственная связь между трансформатором теплоты и потребителем затруднена или невозможна. Использование промежуточных хладоносителей позволяет повысить аккумулирующую способность трансформатора теплоты, иметь более простое и надежное регулирование и благоприятные условия для автоматизации системы. В то же время при наличии хладоносителей возникает необходимость защиты от коррозии труб, аппаратуры и оборудования; вследствие появления разности температур необходимо поддерживать более низкие температуры кипения в испарителе (в холодильных установках) при той же температуре у потребителя, дополнительно затрачивать энергию на транспорт хладоносителя. В качестве промежуточных хладо- или теплоносителей в трансформаторах теплоты применяют водные растворы (рассолы) хлористого натрия  $NaCl$  и хлористого кальция  $CaCl_2$ , а также этиленгликоль; в низкотемпературных установках – фреон Ф-30.

Условия надежной эксплуатации установок определяют требования к хладо- и теплоносителям: низкая температура замерзания, небольшая вязкость для снижения потерь в трубопроводах, большая теплоемкость для уменьшения расхода и потерь при теплообмене, химическая стойкость и малая коррозионная активность, высокая теплопроводность, нетоксичность, взрывобезопасность.

Температура затвердевания растворов солей зависит от массовой концентрации соли в воде. В установках обычно поддерживают высокую концентрацию соли, что снижает растворимость кислорода в



растворе. Свойства рассолов приведены в [71]. В табл. 8.2 приведены свойства рассолов солей  $NaCl$  и  $CaCl_2$ .

Таблица 8.2

**Свойства рассолов, применяемых в качестве хладоносителей**

| Показатель                                  | Рассол        |               |
|---|---------------|---------------|
|   | $NaCl$        | $CaCl_2$      |
| Температура замерзания раствора соли, °С    | -3,5 ÷ -21,2  | -3,0 ÷ -25,7  |
| Отношение массы соли к массе раствора $\xi$ | 0,056 – 0,231 | 0,059 – 0,238 |
| Удельная теплоемкость, кДж/(кг·К)           | 3,88 – 3,34   | 3,5 – 2,93    |
| Вязкость, Па·с                              | 3433 – 6376   | 4905 – 9319   |

Водные растворы этиленгликоля при концентрации 50-70% позволяют иметь температуру начала замерзания  $-57,2 \div -67,2$  °С.

## 8.2. Холодильные установки

**8.2.1. Компрессионные холодильные установки.** Согласно приведенной выше классификации в компрессионных холодильных установках в качестве внешнего источника используют электрическую или механическую энергию. Компрессионные установки наиболее распространены среди холодильных установок всех типов и отличаются большим многообразием. Хорошие технико-экономические показатели, компактность, широкий диапазон регулирования параметров и автоматизации, возможности проектирования и производства установок в поэлементном и агрегатированном исполнениях позволяют широко их использовать в различных стационарных и транспортных объектах и системах.

В зависимости от типа процесса изменения состояния рабочего тела компрессионные холодильные установки разделяют на паровые (точнее, парожидкостные) и газовые.

**Паровые компрессионные холодильные установки.** В установках этого типа процессы протекают в области влажного пара, что позволяет реальные циклы этих установок максимально приблизить к циклу Карно. Схема простейшей установки такого типа и последовательность процессов изменения состояния рабочего тела представлены на рис. 8.2.

Вначале рассмотрим работу идеальной установки. Пары хлада-

гента в состоянии, характеризуемом точкой 1, поступают в компрессор  $Kp$ , где при подводе извне работы  $l_k$  происходит сжатие пара до давления  $p_k$ . Далее в конденсаторе  $Kн$  пары охлаждаются до температуры  $T_k$ , а затем при этой температуре происходит их конденсация. В переохладителе (термины «переохладитель» и «переохлаждение» здесь используются условно по традиции, сохранившейся с первых холодильных установок. На самом деле в этом теплообменнике никакого «переохлаждения», т.е. перехода вещества в метастабильное состояние, не происходит. Правильнее этот теплообменник называть охладителем.) По жидкость охлаждения до температуры  $T_4$  за счет источника холода с более низкой температурой, чем  $T_k$  (или, как это будет показано далее, с помощью теплообмена с обратным потоком в компрессор). Далее жидкость поступает в дроссель  $Др$ , дросселируется с понижением давления с  $p_k$  до  $p_0$  и температуры до  $T_0$ . Процесс дросселирования отличает цикл рассматриваемой идеальной установки от цикла Карно, изображенного на рис. 8.1, в котором процесс расширения протекает по изэнтропе, что соответствует расширению в детандере с отдачей работы внешнему потребителю.

В большинстве пароконденсационных холодильных установок условия для использования детандера отсутствуют из-за малых расходов хладагента и соответственно малогабаритной проточной части машины, наличия жидкой фазы и возможности гидравлических ударов. Замена детандера дросселем вызывает снижение холодильной мощности и КПД установки, причем потери возрастают с ростом отношения давлений цикла  $p_k / p_0$ .

В состоянии, характеризуемом точкой 5, рабочее тело поступает в отделитель жидкости  $Ож$  – сепаратор, где жидкая и паровая фазы разделяются. Жидкость поступает в испаритель  $И$ , в котором к ней подводится теплота  $q_0$  от охлаждаемого объекта, испаряется и в виде парожидкостной смеси поступает в верхнюю часть отделителя жидкости. Из отделителя пары хладагента поступают во всасывающий патрубок компрессора, тем самым цикл замыкается.

Величины, характеризующие работу холодильной установки, легко определить из диаграммы  $T, s$ .

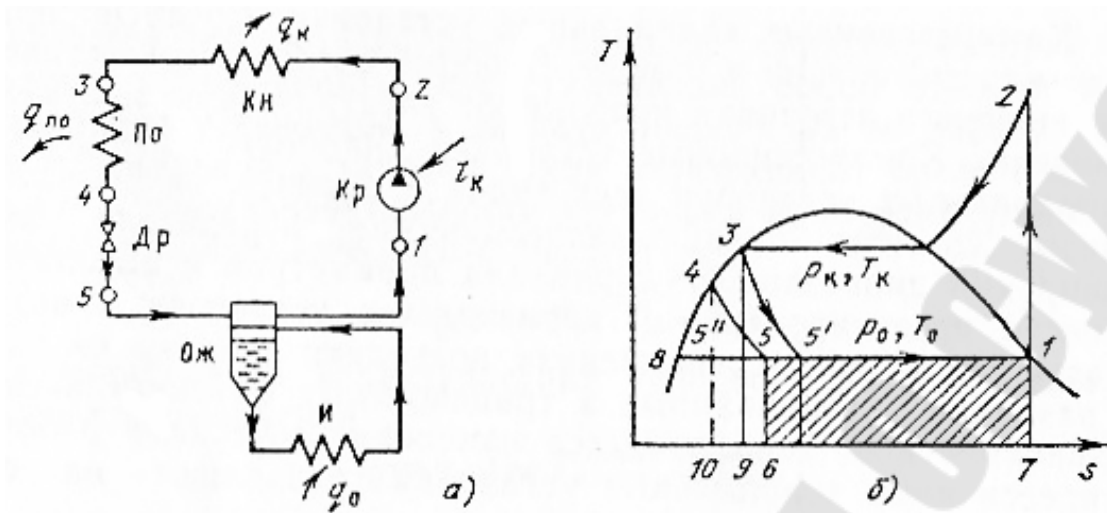


Рис. 8.2. Схема паровой компрессионной холодильной установки (а) и последовательность процессов в установке в  $T, s$ -диаграмме (б)

Холодильная мощность установки, т. е. удельное количество теплоты, подведенной к установке на температурном уровне  $T_0$ , кДж/кг (площадь  $F_{1-5-6-7}$ ).

$$q_0 = h_1 - h_5. \quad (8.8)$$

Нетрудно показать, что отсутствие переохлаждения 3-4 снижает холодильную мощность, так как процесс дросселирования заканчивается в точке 5'. Также очевидно увеличение холодильной мощности при замене дросселя детандером (процесс 4-5''). Затрата работы в компрессоре при условии, что процесс в нем протекает обратимо, изэнтропно (площадь  $F_{1-8-4-3-2}$ ):

$$l_k = h_2 - h_1. \quad (8.9)$$

Теплота, отведенная в конденсаторе (площадь  $F_{2-3-9-7}$ ),

$$q_k = h_2 - h_3. \quad (8.10)$$

Теплота, отведенная в переохладителе (площадь  $F_{3-4-10-9}$ ),

$$q_{п.о} = h_3 - h_4.$$

Энергетический баланс такой установки запишется в виде

$$l_k + q_0 = q_k + q_{п.о}, \quad (8.11)$$

холодильный коэффициент

$$\varepsilon = q_0 / l_k. \quad (8.12)$$

В реальной установке на характер протекания процессов и показатели установки оказывают влияние потери, вызываемые необратимостью процессов сжатия и теплообмена. Цикл реальной установки в сравнении с циклом идеальной установки, работающей без потерь, показан на рис. 8.3. Процесс сжатия в компрессоре сопровождается потерями, отклоняющими действительный процесс сжатия от изоэнтропного (процесса 1–2'), а работа сжатия возрастает. Работа сжатия может увеличиться также вследствие необходимости осуществления, так называемого сухого хода компрессора, т.е. обеспечения начала сжатия (точка 1) в области сухого насыщенного или даже перегретого пара. Это необходимо для того, чтобы избежать попадания жидкости в полость компрессора и возможных вследствие этого гидравлических ударов.

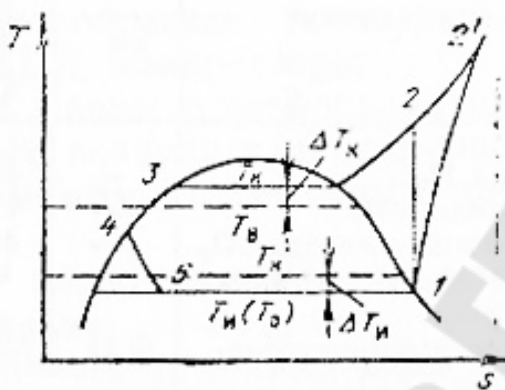


Рис. 8.3. Цикл реальной паровой компрессионной холодильной установки в  $T, s$ -диаграмме

Таким образом, действительная работа, подводимая извне к компрессору, определится как

$$l = l_k / (\eta_i \eta_{эм}), \quad (8.13)$$

где  $\eta_i$  – внутренний относительный КПД компрессора, учитывающий внутренние потери;  $\eta_{эм}$  – электро-механический КПД компрессора, учитывающий механические потери и электрические потери привода.

Кроме потерь в процессе сжатия в реальной установке существуют потери от необратимости теплообмена в конденсаторе и испарителе. Вследствие разности температур в испарителе  $\Delta T_n$  температура кипения хладагента  $T_0$  должна быть ниже температуры потребителя холода  $T_n$ . Аналогичная разность температур существует и в конденсаторе, что вызывает превышение температуры  $T_k$  над температурой верхнего источника  $T_b$  (обычно равной температуре окружающей среды):

$$\Delta T_k = T_k - T_b.$$

Термодинамически целесообразно максимально снижать разность  $\Delta T_u$ , что в большей степени способствует снижению расхода энергии на получение единицы холодильной мощности, чем уменьшение  $\Delta T_k$  [71]. Потери от конечной разности температур могут быть значительно снижены, если в качестве хладагентов использовать многокомпонентную смесь; при этом компоненты можно подобрать таким образом, что протекание процесса изменения температуры кипения смеси в конденсаторе будет практически эквидистантным ходу изменения температуры нагреваемой воды или воздуха [71]. Потери от необратимости теплообмена также увеличивают затраты работы в цикле, что в конечном итоге приводит к уменьшению холодильного коэффициента и КПД установки, которые зависят в основном от температур, определяющих ее работу, т.е. температур конденсации  $T_k$  и испарения  $T_0$ . На графиках рис. 8.4 показаны зависимости  $\varepsilon = f(t_k, t_0)$  и  $\eta_e = f(t_k, t_0)$ . С повышением  $t_0$  (т. е. ухудшением «качества» холода) при постоянной температуре  $t_k$  холодильный коэффициент резко возрастает (увеличивается количественный показатель холода). При этом значение  $\varepsilon$  может меняться в диапазоне от 1 до 10. При фиксированных значениях  $t_0$   $\varepsilon$  растет с уменьшением температуры  $t_k$ . График  $\varepsilon = f(t_k, t_0)$  не дает информации о предпочтительности того или иного режима работы установки, так как в числителе выражения для  $\varepsilon$  не учитывается качество произведенного холода. На-

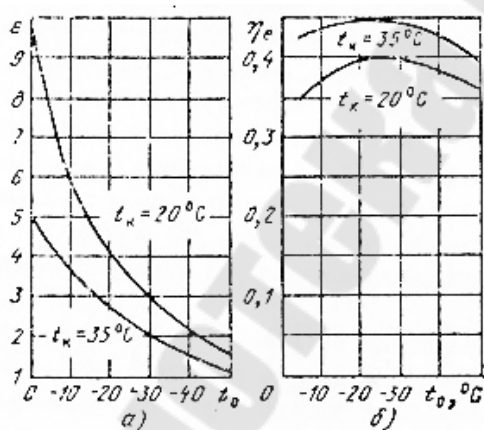


Рис. 8.4. Зависимость холодильного коэффициента (а) и эксергетического КПД (б) от температур конденсации и испарения

против, зависимость  $\eta_e = f(t_k, t_0)$  имеет четко выраженный экстремум, позволяющий выбрать оптимальный режим эксплуатации установки, а также объективно сопоставить по энергетическим показателям установки, работающие на различных температурных уровнях.

Расчет одноступенчатой парокомпрессионной холодильной установки проводят по следующим заданным величинам: холодильной мощности установки  $Q_0$ ; температурной характеристике охлаждаемого объекта, при этом может быть задана темпера-

тура испарения  $t_0$  или закон изменения температуры хладагента от входа в испаритель  $t_{x1}$ , до выхода из него  $t_{x2}$ ; температуре отвода теплоты в окружающую среду  $t_b = t_{o.c}$  с информацией о пределах изменения этой температуры по длине теплообменника.

Далее, выбирают хладагент, тип и схему установки, задают по рекомендациям или на основании технико-экономических расчетов разность температур  $\Delta T_u$  и  $\Delta T_k$ , а также оценивают КПД компрессора  $\eta_i$  и  $\eta_{эм}$ . Если имеется источник с температурой  $t < t_{o.c}$ , определяют целесообразность установки переохладителя конденсата в схеме установки.

В соответствии со схемой установки характерные точки процессов наносят на  $T, s$ -диаграмме. Затем проводят расчет установки, определяя:

1) температуры испарения и конденсации:

$$t_0 = t_{x2} - \Delta T_u; \quad (8.14)$$

$$t_k = t_{b2} - \Delta T_k, \quad (8.15)$$

где  $t_{x2}$  и  $t_{b2}$  – соответственно температуры хладагента на выходе из испарителя и охлаждающей среды на выходе из конденсатора;

2) на диаграмме состояния по характерным точкам – удельную холодильную мощность установки

$$q_0 = h_1 - h_5; \quad (8.16)$$

3) массовый расход хладагента, кг/с,

$$G = Q_0 / q_0; \quad (8.17)$$

4) объемную подачу компрессора на входе, м<sup>3</sup>/с,

$$V_1 = Gv_1, \quad (8.18)$$

где  $v_1$  – удельный объем хладагента по параметрам точки 1 (рис. 8.3);

5) мощность компрессора, кВт,

$$N_k = N / (\eta_i \eta_{эм}), \quad (8.19)$$

где  $N$  – мощность компрессора в идеальном изэнтропном процессе, кВт:

$$N = G(h_2 - h_1); \quad (8.20)$$

6) тепловую нагрузку конденсатора, кДж/с,

$$Q_k = G_{qk} = G(h_2 - h_3); \quad (8.21)$$

7) тепловую нагрузку переохладителя, кДж/с.

$$Q_{п.о} = G_{qп.о} = G(h_3 - h_4); \quad (8.22)$$

8) холодильный коэффициент установки

$$\varepsilon = Q_0 / N_k; \quad (8.23)$$

9) эксергетический КПД установки

$$\eta_b = \varepsilon \omega_q;$$

$$\omega_q = (T_{cp} - T_{o.c}) / T_{cp},$$

где  $T_{cp}$  – средняя температура подвода теплоты в испарителе, достаточно точно может быть определена как  $T_{cp} = (T_{x1} + T_{x2}) / 2$ .

Для контроля расчетов в итоге составляют тепловой баланс установки:

$$Q_0 + N_k = Q_k + Q_{по}. \quad (8.24)$$

По величинам  $N_k$ ,  $Q_k$ ,  $Q_0$  и  $Q_{по}$  подбирают или рассчитывают компрессор установки, а также определяют тип и размеры конденсатора, испарителя и переохладителя [90].

### **Многоступенчатые компрессионные холодильные установки.**

Для достижения относительно низких температур ( $t = -30 \div -60^\circ\text{C}$ ) применяют многоступенчатые холодильные установки. Необходимость создания этих установок диктуется, прежде всего, ухудшением показателей одноступенчатых установок с понижением требуемого уровня охлаждения и как следствие – повышением отношения давлений в цикле, ростом потерь в компрессоре (уменьшаются коэффициент подачи и КПД) и увеличением потерь от необратимости процесса в теплообменниках, особенно в испарителе. Поэтому одноступенчатые паровые компрессионные холодильные установки используют лишь при температурах испарения, не превышающих отношение давлений в цикле  $p_k / p_0 \approx (7 \div 10)$ . Кроме того, основанием для применения многоступенчатых компрессионных установок является возможность получения в них холода разных температурных уровней. В многоступенчатых установках, как следует из термодинамики, затраты на получение холода на разных уровнях меньше, чем при раздель-

ном получении холода на соответствующих уровнях в одноступенчатых установках, так как трансформация потока теплоты осуществляется в меньшем интервале температур.

Схема двухступенчатой паровой компрессионной установки и ее действительный цикл в  $T, s$ -диаграмме показаны на рис. 8.5. Установка состоит из двух последовательно включенных циклов для производства холода на двух температурных уровнях  $T_0'$  и  $T_0''$  и включает элементы, аналогичные использованным в схеме, рассмотренной ранее на рис. 8.2.

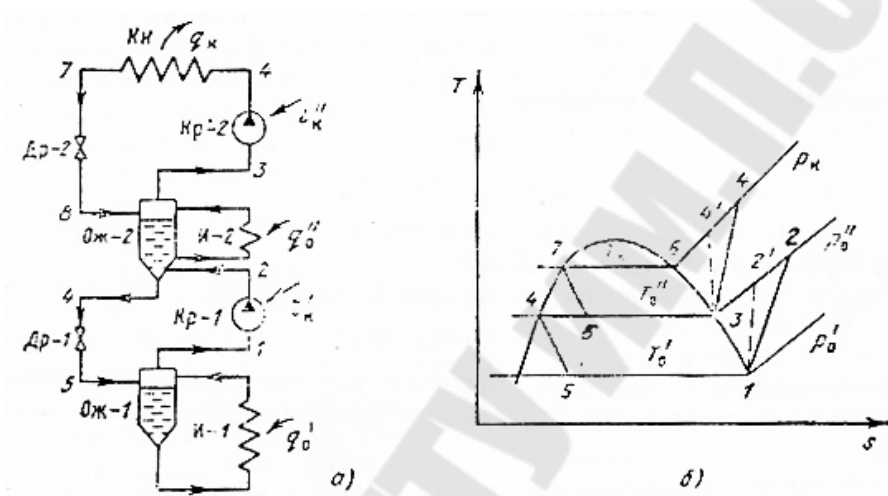


Рис. 8.5. Схема двухступенчатой паровой компрессионной установки (а) и ее цикл в  $T, s$ - диаграмме (б)

Пар хладагента из отделителя жидкости  $OЖ-1$  поступает в компрессор  $Kp-1$  верхней (первой) ступени, где сжимается до давления  $p_0''$  с повышением температуры до  $T_2$ . Далее хладагент направляется в отделитель жидкости  $OЖ-2$ , служащий одновременно конденсатором нижней ступени, и разделяется здесь на два потока: один через дроссель  $Др-1$  направляется в отделитель жидкости  $OЖ-1$  и испаритель  $И$  – первой ступени, где к нему подводится теплота, равная холодильной мощности  $q_0'$  на температурном уровне  $T_0'$ . Другой поток при температуре  $T_0''$  поступает в испаритель  $И-2$  второй ступени, где реализуется холодильная мощность  $q_0''$ . Далее пар хладагента в состоянии, характеризуемом точкой 3, сжимается в компрессоре  $Kp-2$  и



конденсируется в конденсаторе  $Kн$ . Полученная жидкость дросселируется в дросселе  $Др-2$  и в состоянии, соответствующем точке 8, направляется в  $Ож-2$ . Основные показатели многоступенчатых холодильных установок определяют по методике, аналогичной одноступенчатой установке.

Сравнительные энергетические характеристики одно- и двух-

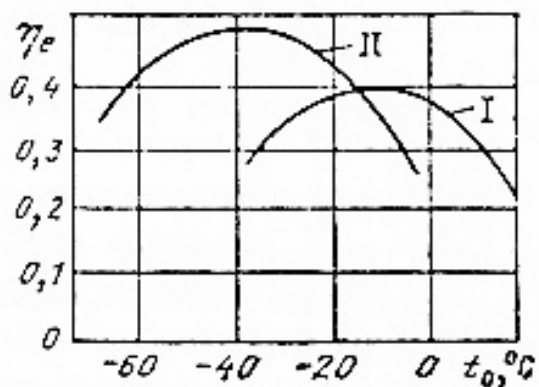


Рис. 8.6. Сопоставление КПД одно- и двухступенчатой холодильных установок.

ступенчатых холодильных установок представлены на рис. 9.6, из которого следует, что двухступенчатая установка имеет более высокий КПД (кривая I соответствует фреоновой одноступенчатой, а кривая II – фреоновой двухступенчатой установке).

При трех и более ступенях в многоступенчатых установках возможно получение температур на уровне  $-120^\circ\text{C}$ . Однако, как показывают исследования [55], использование одного рабочего тела в этих

установках снижает термодинамические показатели вследствие больших потерь при дросселировании и влечет за собой понижение давления в испарителе нижней ступени, что соответственно может привести к образованию вакуума и затвердеванию хладагента. Избегать этих трудностей можно созданием, так называемого *каскадного* цикла, в котором в нижнем каскаде используется холодильная машина, работающая на хладагенте высокого давления с низкой температурой затвердевания, например фреоне-13. В верхней части каскада работает холодильная машина на хладагенте среднего давления (например, фреоне-22), предназначенная для понижения температуры конденсации нижнего каскада.

Схемы и показатели каскадных установок приведены в [90].

**Элементы паровых компрессионных холодильных установок. Компрессоры.** По принципу действия их разделяют на машины объемного и кинетического действия. В машинах объемного действия, к которым относятся поршневые и ротационные (пластинчатые и винтовые), изменение давления рабочего тела происходит вследствие изменения объема в результате взаимодействия хладагента и перемещающегося элемента машины: поршня, пластины, винтов и т. п. В

машинах кинетического действия (турбокомпрессорах) изменение давления достигается путем использования инерционных сил в потоке хладагента.

Поршневые компрессоры применяют при холодильных мощностях установок менее 12 кВт (малые установки) до 120 кВт (крупные установки). Подача компрессора характеризуется холодильной мощностью установки, что указывается в каталогах компрессорных машин. Поршневые машины наиболее распространены среди компрессоров объемного типа. Отношение давлений в таких машинах практически не ограничено. Достоинством их является также отсутствие ограничений по минимальной подаче, причем с уменьшением размеров машины ее КПД снижается незначительно. Однако максимальная подача поршневого компрессора ограничена размерами и частотой вращения вала.

Современные поршневые компрессоры, за исключением самых малых, как правило, представляют собой двух- или многоцилиндровые машины. В зависимости от организации процесса сжатия в цилиндре поршневые компрессоры разделяют на компрессоры простого и двойного действия, а также на компрессоры прямоходные и непрямоходные. По конструкции механизма движения поршневые машины разделяются на крейцкопфные и бескрейцкопфные. В крейцкопфных машинах поршень приводится в движение от коленчатого вала через кривошипно-шатунный механизм, крейцкопф и шток. В бескрейцкопфных машинах последние два элемента отсутствуют и поршень приводится в движение непосредственно через кривошипно-шатунный механизм.

По типу привода поршневые компрессоры разделяют на машины с внешним приводом и машины со встроенным электродвигателем. У машин первого типа вал выведен из картера наружу через сальник и соединен с электродвигателем через клиноременную передачу либо через муфту. У машин со встроенным электродвигателем ротор насажен непосредственно на вал компрессора, а статор запрессован в корпус (картер). Вал не выходит из картера и сальник отсутствует. Электродвигатель находится в среде хладагента, что обеспечивает его интенсивное охлаждение.

В последнее время широкое распространение находят компрессоры с несмазываемой полостью сжатия. Уплотнение таких компрессоров выполняют в виде колец из антифрикционных самосмазывающихся материалов или со щелевым уплотнением поршня (бескон-

тактным).

Объемная подача поршневого компрессора,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$$Q = z\lambda nV_h, \quad (8.25)$$

где  $z$  – число цилиндров компрессора;  $\lambda$  – коэффициент подачи компрессора, учитывающий снижение подачи реального компрессора в сравнении с идеальным вследствие наличия мертвого пространства, теплообмена и неплотностей;  $n$  – число двойных ходов в секунду;  $V_h$  – описанный объем одного цилиндра за один ход,  $\text{м}^3$ .

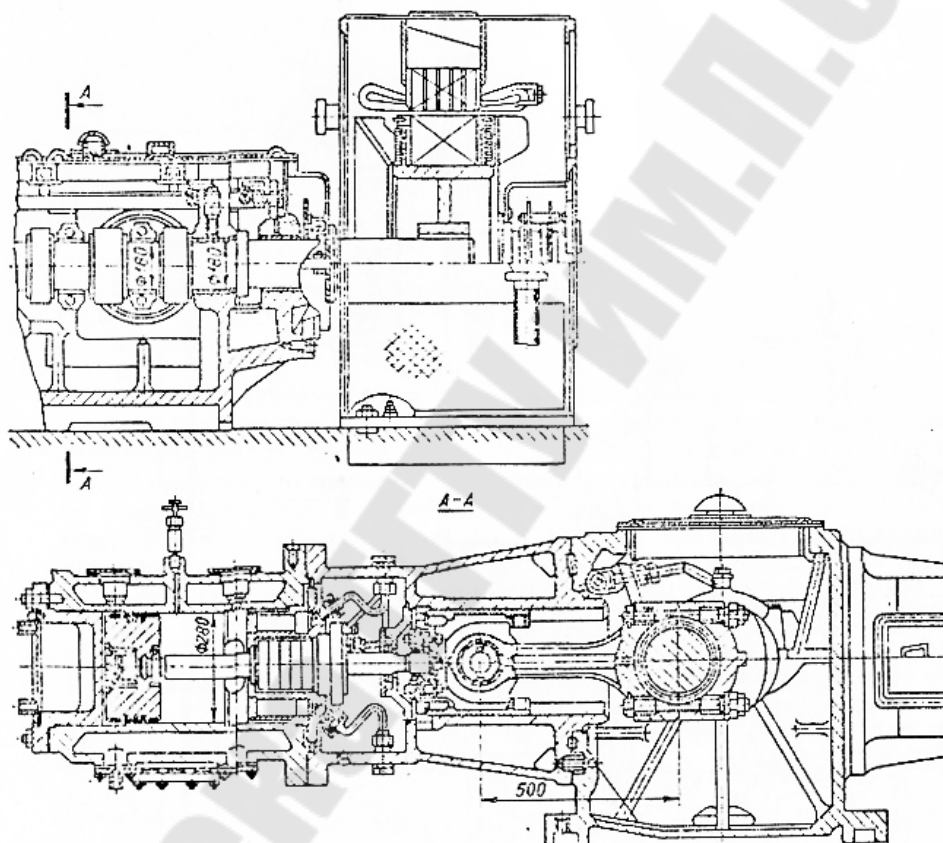


Рис. 8.7. Поршневой оппозитный аммиачный одноступенчатый компрессор

На рис. 8.7 показан крейцкопфный оппозитный аммиачный одноступенчатый компрессор двойного действия АО1200 холодильной мощностью 1400 кВт,  $n = 8,33 \text{ с}^{-1}$ . Кривошипно-шатунный механизм размещен в раме, к которой примыкают фонари с крейцкопфными параллелями. Цилиндры имеют водяное охлаждение. Компрессоры этого типа применяют для сжатия дешевых холодильных агентов (ам-

миака, этана, пропана), поскольку штоковые сальники не обладают абсолютной плотностью [91]. Приводом крейцкопфных компрессоров служат синхронные электродвигатели; ротор насаживается консольно на конец коленчатого вала.

Бескрейцкопфные компрессоры на меньшие подачи выпускают в основном в бессальниковом исполнении, что позволяет сделать их герметичными, уменьшить затраты и массу. Бессальниковый компрессор 2ФУБС12 холодильной мощностью 21,5 кВт,  $n = 24 \text{ м}^{-1}$ , работающий на фреоне-22 (ВНИИХолодмаш и ПО «Мелитопольхолодмаш») (рис. 8.8), выполнен непрямоточным в чугунном или алюминиевом корпусе с числом цилиндров 4, 6 и 8. Компрессор выполнен со встроенным двигателем, охлаждаемым всасываемым паром хладагента.

Среди ротационных компрессоров в последние годы все большее распространение находят винтовые компрессоры. В холодильной технике их рационально применять в диапазоне холодильных мощностей от 210 до 3500 кВт при работе на фреоне-22 и аммиаке [91]. Винтовые маслозаполненные холодильные компрессоры используют в агрегатах, которые содержат кроме компрессора систему смазки, электропривод, приборы автоматики, систему регулирования и управления. Винтовые компрессоры не имеют всасывающих клапанов, трущихся поверхностей в цилиндре, обладают повышенным ресурсом (около 40 000 ч).

На рис. 8.9 показан винтовой холодильный компрессор ВХ-350, маслозаполненный, с плавным золотниковым регулированием подачи. Корпус компрессора 1 выполнен из специального чугуна. Сжатие рабочего тела в винтовом компрессоре происходит в полости, образуемой цилиндрической и торцевыми стенками корпуса и винтовыми впадинами роторов 2 и 3, выполненных из стали, имеющих специальный профиль зубьев и установленных в подшипниках скольжения. Осевые усилия, действующие на роторы, воспринимаются масляными поршнями 4 и 5 и подшипниками 6 и 7. Регулирование осуществляется в широком диапазоне – от 100 до 10% подачи с изменением потребляемой мощности при помощи золотникового регулятора 8.

Ротационные пластинчатые холодильные компрессоры [91] в холодильной технике применяются главным образом в качестве ступеней низкого давления (бустер-компрессоры) в двух- и трехступенчатых холодильных установках на аммиаке и фреоне холодильной мощностью от нескольких киловатт до 900 кВт.

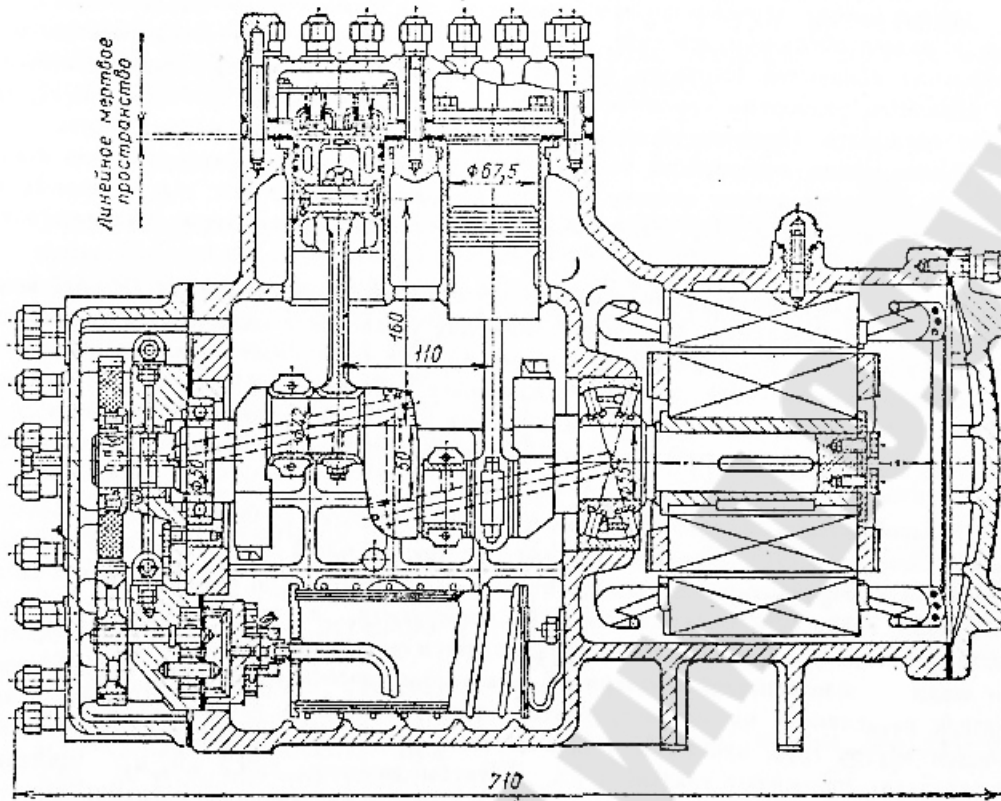


Рис. 8.8. Бессальниковый фреоновый компрессор 2ФУБС12

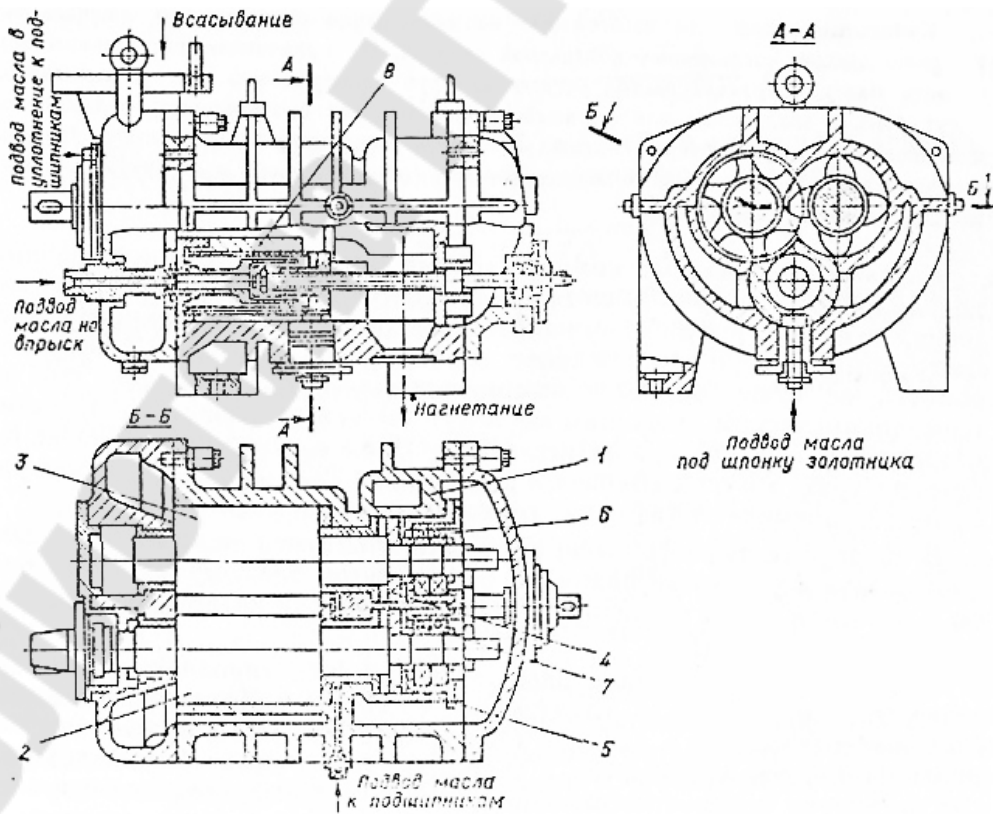


Рис. 8.9. Винтовой холодильный компрессор

Центробежные турбокомпрессоры имеют объемную подачу значительно большую, чем у машин объемного действия, поэтому их применяют и установках больших холодильных мощностей. Напротив, минимальный расход центробежного турбокомпрессора ограничен размерами проточной части, ибо с уменьшением размеров КПД их резко снижается. Имеются трудности в технологии изготовления малых машин.

Наименьшими мощностями холодильных машин с турбокомпрессорами при стандартных условиях можно считать 700 кВт на фреоне-12, 160 кВт на фреоне-11 и 85 кВт на фреоне-113 [92]. Наибольшей следует считать холодильную мощность около 20 000 кВт.

На рис. 8.10 показан аммиачный пятиступенчатый турбокомпрессор ТКА-545 конструкции ВНИИХолодмаш. Он предназначен для установок с холодильной мощностью около 3,5 мВт при  $T_0 = 253 \div 258$  К. Компрессор двухсекционный: первая секция имеет две ступени, вторая – три ступени. Расположение рабочих колес встречное, что уменьшает осевые усилия на ротор. Разность осевых усилий воспринимается упорным подшипником. Давление всасывания каждой ступени регулируется входными направляющими аппаратами.

*Теплообменники.* К теплообменным аппаратам паровых компрессионных холодильных машин относятся: испарители, в которых поступающий из дроссельного клапана хладагент кипит при подводе теплоты от охлаждаемого объекта; конденсаторы, в которых пары хладагента охлаждаются и конденсируются, и испарители-конденсаторы. Испарители по виду охлаждаемой среды делятся на испарители для отвода теплоты от жидких теплоносителей и испаритель для отвода теплоты от воздуха. Первые испарители разделяются на кожухотрубчатые затопленного типа, кожухотрубчатые с кипением внутри труб, капельные и оросительные [90]. В аммиачных кожухотрубчатых испарителях применяют гладкие стальные трубы диаметром 25×3 мм, в испарителях фреоновых холодильных установок – медные трубы с накатанными ребрами, поскольку коэффициент теплоотдачи со стороны фреона ниже, чем со стороны аммиака.

Капельные испарители изготавливают из двух отштампованных по специальному профилю листов, соединенных контактной сваркой. Их применение даст возможность снизить массу, сократить расход бесшовных труб примерно в 5 раз. Конденсаторы могут быть с воздушным или водяным (проточные или оросительные) охлаждением или



рассмотрены в основном такие установки. Газовые установки на других хладагентах описаны в [71].

Использование воздуха в качестве хладагента упрощает эксплуатацию установок, а в ряде случаев их массовые показатели, особенно удельные, отнесенные к единице холодильной мощности, лучше, чем паровых. Последнее достоинство, в частности, делает воздушные холодильные установки предпочтительными в системах промышленного и транспортного кондиционирования. Однако термодинамические показатели воздушных холодильных машин ниже, чем паровых. Поэтому при выборе установки следует проводить технико-экономический анализ.

Схема простейшей газовой установки и ее цикл в  $T, s$ -диаграмме показаны на рис. 8.11. Из-за больших расходов воздуха в них используют преимущественно трубокомпрессоры.

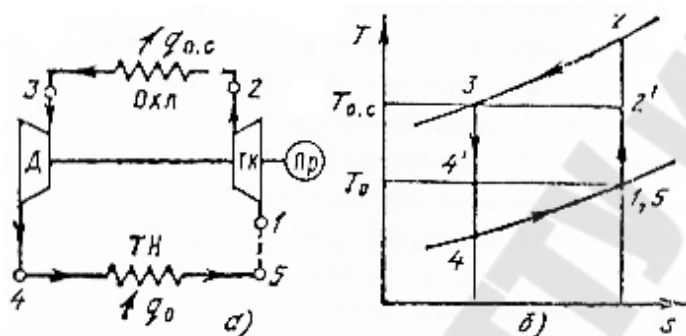


Рис. 8.11. Схема газовой холодильной установки (а) и ее цикл в  $T, s$ -диаграмме (б)

Хладагент (воздух) в состоянии, характеризуемом точкой 1, поступает в трубокомпрессор  $TK$ . Далее воздух охлаждается в охладителе (в идеальном случае до температуры окружающей среды) и поступает в расширительное устройство – детандер\*, где охлаждается с совершением внешней работы.

В зависимости от параметров установки (температуры, расхода, размеров машины и частоты вращения ротора) работа детандера может быть использована частично для привода компрессора либо отдана специальному тормозному устройству. Охлаждаемый в детандере (чаще всего турбодетандере) газ поступает в теплообменник нагрузки  $ТН$ , где к нему подводится теплота от охлаждаемого объекта, и в состоянии, характеризуемом точкой 5 (в большинстве случаев совпадающей с точкой 1), поступает в трубокомпрессор. Штриховая линия связи 1-5 показывает, что воздух после теплообменника нагрузки может быть и не возвращен в компрессор (например, в транспортных установках).

\*В газовых холодильных установках детандер – наиболее распространенный тип расширительного устройства. Применение дрос-



селя здесь невыгодно по термодинамическим соображениям, так как состояние рабочего тела далеко от критических параметров. В отдельных случаях в качестве расширительного устройства используют вихревую трубу, которая будет рассмотрена ниже.

Холодильный коэффициент цикла такой установки  $1-2-3-4$  может быть представлен в виде функции отношения характерных температур. Действительно, выражая

$$\varepsilon_{\Gamma} = \frac{q_0}{l_{\kappa} - l_{\text{дет}}}, \quad (8.26)$$

где

$$q_0 = c_p (T_1 - T_4); \quad (8.27)$$

$$l_{\kappa} = c_p (T_2 - T_1); \quad (8.28)$$

$$l_{\text{дет}} = c_p (T_3 - T_4), \quad (8.29)$$

получаем

$$\varepsilon_{\Gamma} = \frac{c_p (T_1 - T_4)}{c_p (T_2 - T_1) - c_p (T_3 - T_4)}. \quad (8.30)$$

Считаем, что удельная теплоемкость не зависит от давления и температуры, а также принимаем, что

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}; \quad \frac{T_2}{T_3} = \frac{T_1}{T_4}; \quad \frac{T_2}{T_3} - 1 = \frac{T_1}{T_4} - 1.$$

Тогда

$$\varepsilon_{\Gamma} = 1 / \left( \frac{T_2}{T_1} - 1 \right). \quad (8.31)$$

Цикл воздушной машины  $1-2-3-4$  может быть сопоставлен с циклом паровой холодильной машины  $1-2'-3'-4'$  (рис. 8.11,б), работающей в интервале температур  $T_{\text{о.с}} - T_3$  и  $T_0 - T_1$ . В этих условиях паровая машина характеризуется холодильным коэффициентом

$$\varepsilon_{\Pi} = \frac{q_0}{l} = \frac{T_1}{T_{\text{о.с}} - T_1} = 1 / \left( \frac{T_{\text{о.с}}}{T_1} - 1 \right). \quad (8.32)$$

Очевидно, что  $\varepsilon_{\Gamma} < \varepsilon_{\Pi}$ , так как в газовом цикле всегда значение

температуры  $T_{о.с}$  ниже значения  $T_2$ . Аналогично можно показать, что и КПД газовой холодильной машины всегда меньше, чем паровой [71]. Объяснить это можно необратимостью процессов теплообмена 2-3 и 4-1, протекающих при конечных разностях температур. Для использования потока воздуха, выходящего из теплообменника нагрузки с температурой  $T_1 < T_{о.с}$ , применяют схему с регенерацией, показанную на рис. 8.12. В отличие от схемы рис. 8.11 она включает в себя регенеративный теплообменник  $P$ .

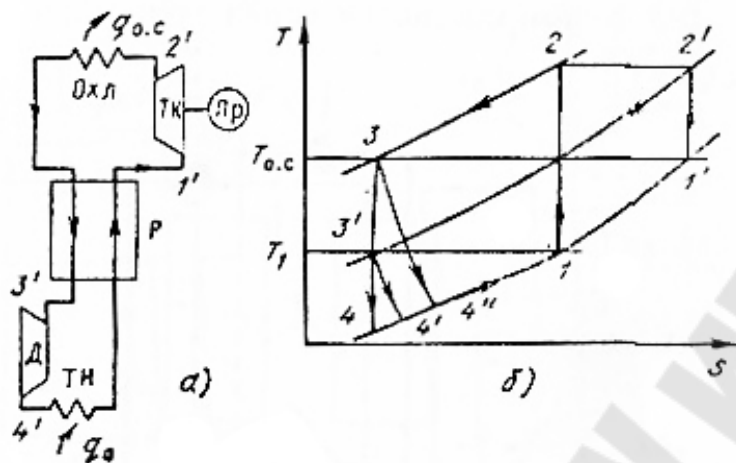


Рис. 8.12. Схема (а) и цикл (б) установки с регенерацией

Можно показать, что для циклов, составленных из идеальных процессов, при равной холодильной мощности  $q_0 = c_p (T_1 - T_4)$  значения холодильных коэффициентов простого  $\varepsilon_r$  и регенеративного  $\varepsilon_{r,p}$  циклов равны. Действительно,  $\varepsilon_{r,p}$  запишется как

$$\varepsilon_{r,p} = \frac{q_0}{l_k - l_d} = \frac{c_p (T_1 - T_4)}{c_p (T_2' - T_1') - c_p (T_3' - T_4)}. \quad (8.33)$$

Исходя из того, что  $T_2 = T_2'$ ,  $T_1 = T_3$  и  $T_3 = T_1$ , и сокращая удельную теплоемкость, принятую, как и ранее, постоянной, получаем

$$\varepsilon_{r,p} = \frac{T_1 - T_4}{(T_2 - T_1) - (T_3 - T_4)} = 1 / \left( \frac{T_2}{T_1} - 1 \right). \quad (8.34)$$

т.е.  $\varepsilon_r = \varepsilon_{r,p}$ . Преимущество регенеративного цикла в этом случае определяется лишь меньшим отношением давлений в цикле для достижения той же температуры  $T_4$  холодильной мощности  $q_0$ , что может привести к техническому упрощению машин (снижению утечек, уменьшению массы и т. д.).

Если же рассмотреть действительные процессы с учетом потерь, то при сопоставлении, например, процессов расширения в детандере в

простом и регенеративном циклах обнаруживается преимущество цикла с регенерацией, так как потери в процессе 3-4 этого цикла значительно больше даже при одинаковых КПД машины. Аналогичные рассуждения в отношении к компрессору и процессам теплообмена показывают, что КПД действительного регенеративного цикла выше, чем простого. Поэтому на практике в действующих воздушных холодильных установках применяют в основном регенеративные циклы.

Воздушные холодильные машины широко используют в транспортном кондиционировании, при обработке металлов и материалов, а так же при хранении и обработке пищевых и биопродуктов, где они обеспечивают диапазон необходимых температур от 270 до 80 К и холодильных мощностей от сотен ватт до нескольких тысяч киловатт. Среди различных вариантов подобных машин широкое распространение получила воздушная турбохолодильная машина ТХМ-300, разработанная под руководством В. С. Мартыновского, С. К. Туманского и М. Г. Дубинского. На рис. 8.13 представлена схема турбохолодильной машины ТХМ-300 с изображением процессов в ее агрегатах на  $T, s$ -диаграмме.

Воздух из атмосферы через клапан 5 поступает в ранее охлажденный регенератор 3. Водяные пары, содержащиеся в воздухе, конденсируясь, оседают на насадке из гофрированной алюминиевой ленты (процесс 0-1). Охлажденный и осушенный воздух с температурой около 193 К направляется через холодный клапан 6 в холодильную камеру 4,

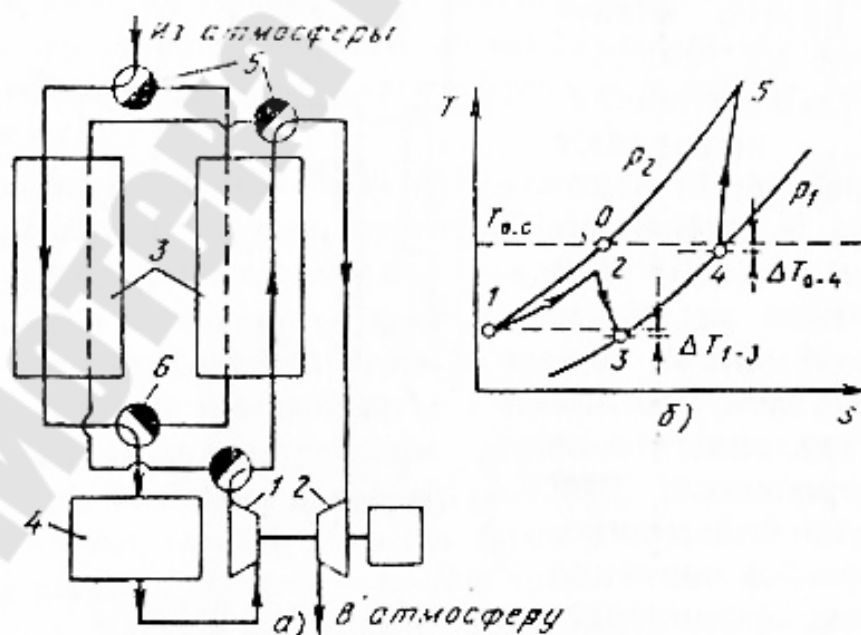


Рис. 8.13. Схема турбохолодной машины (а) и ее цикл  $T, s$ -диаграмме (б)

где нагревается вследствие теплообмена с охлаждаемыми объектами (процесс 1-2). Далее воздух расширяется в турбодетандере 1 до давления 0,05 МПа, температура его понижается до 190 К (процесс 2-3). Механическая энергия от турбины передается компрессору 2. Затем воздух направляется во второй регенератор, охлаждает его насадку, нагревается и поглощает выпавшую ранее влагу (процесс 3-4). Далее воздух сжимается в компрессоре 2 (процесс 4-5) и выбрасывается в атмосферу.

Оригинальная схема этой установки позволяет отказаться от охлаждения и очистки воздуха после компрессора; она не требует охлаждающей воды, что позволяет эксплуатировать ее в районах и условиях с дефицитом воды. Воздух перед холодильной камерой проходит только через регенератор, в результате полностью исключается попадание масла в холодильную камеру – это особенно важно при использовании установки для обработки и хранения различных стерильных материалов.

Работа установки при давлениях ниже атмосферного позволяет увеличить размеры проточной части машин, что даже при сравнительно малых массовых расходах определяет высокие значения КПД турбины и компрессора. При расходе воздуха 1 кг/с установка потребляет 75 кВт мощности и обеспечивает холодильную мощность 100 000 кДж/ч. Температура входа воздуха, подаваемого в камеру, составляет 193 К.

В последние годы большое внимание уделяется созданию турбохолодильных машин и агрегатов путем конвертирования отработавших ресурс авиационных газотурбинных двигателей в компрессорно-детандерные агрегаты. В частности, эти машины используют на предприятиях черной и цветной металлургии, комбинатах химического волокна и др. При этом в приводной турбине такого агрегата используют пар средних параметров 0,8-0,12 МПа, получаемый в различных утилизационных установках. На рис. 8.14 представлен один из вариантов схемы подобной установки, предназначенной одновременно для получения холода, теплой воды, сжатого воздуха и кондиционирования производственного помещения. Газотурбинный агрегат ГТА-I используют для сжатия воздуха от атмосферного до промежуточного давления. Приводом компрессора служит газовая турбина, переоборудованная в паровую, в которой используется пар от котла-утилизатора. В зависимости от специфики предприятия пар после

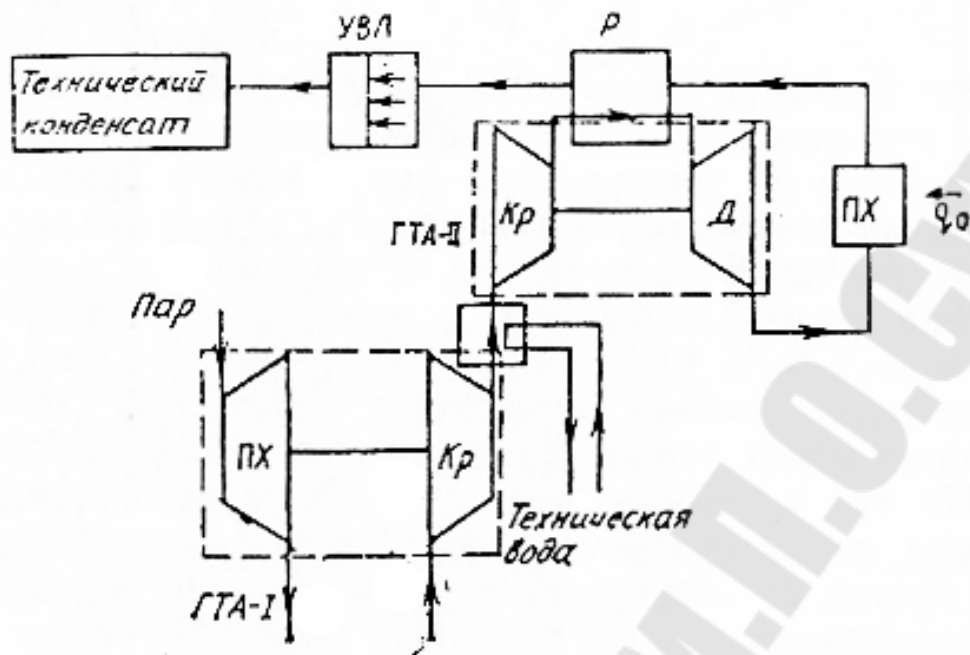


Рис. 8.14. Схема комплексной установки для получения теплоты и холода

турбины может направляться в конденсатор или при давлении 0,2-0,3 МПа – к потребителю. В последнем случае газовая турбина является более экономичной заменой используемой ранее для этих целей РОУ. Теплоту сжатия воздуха в ступенях компрессора ГТА-I используют для нагревания воды до температур 50-60 °С. Часть сжатого воздуха отбирают от компрессора также на производственные нужды. Далее воздух направляется в агрегат ГТА-II, в котором компрессор используют для дальнейшего сжатия воздуха до необходимого давления. Турбина двигателя переконструирована в турбодетандер, в котором температура понижается до необходимого потребителю холода (ПХ) значения. В установке применяют теплообменник-регенератор периодического действия; через определенное время в нем происходит переключение токов воздуха для удаления влаги, выпавшей на поверхностях теплообмена. После теплообменника воздух проходит дополнительную термовлажностную обработку и направляется для нужд кондиционирования в производственное помещение.

Вихревая труба, используемая в технике также для получения холода, может быть рассмотрена с двух позиции: как один из вариантов струйных холодильных установок или как расширительное уст-

ройство, включенное в схему воздушной холодильной установки вместо детандера. При расширении воздуха в вихревой трубе в отличие от расширения в детандере работа не отводится, и поэтому эффективность трубы всегда ниже эффективности детандера. Однако простота трубы, отсутствие движущихся частей, удобство эксплуатации и регулирования позволяют широко применять ее в тех случаях, когда не требуется высоких значений КПД, а производительность установки и расход сжатого воздуха невелики.

Схема вихревой трубы представлена на рис. 8.15. Сжатый воздух при давлении  $p_c$  и температуре  $T_c$ , обычно близкой или равной температуре окружающей среды, подводится к тангенциальному соплу, установленному в трубе. Расширившийся в сопле поток газа совершает вращательные движения внутри трубы, перемещаясь от соплового сечения  $C-C$  по периферии к горячему торцу трубы  $\Gamma-\Gamma$ , и часть потока выводится из трубы при температуре торможения  $T_\Gamma > T_c$ . Остальная часть газа движется в обратном направлении в центральной части трубы и отводится из нее через диафрагму  $D$  и холодный торец трубы  $X-X$  с температурой  $T_x < T_c$ . Давления обоих потоков примерно равны атмосферному.

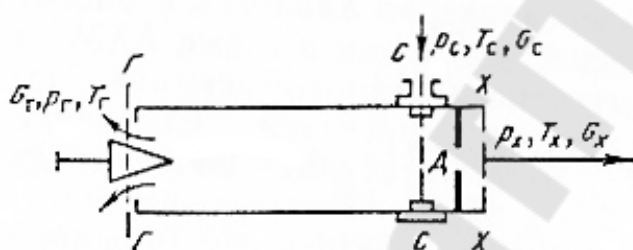


Рис. 8.15. Схема устройства вихревой трубы

Эффект разделения потока с температурой  $T_c$  и давлением  $p_c$  на горячий с  $T_\Gamma > T_c$  и холодный с  $T_x < T_c$  потоки упрощенно объясняется следующим образом [56]. В трубе движутся противотоком два вращающихся в одном направлении потока газа с раз-

личной термодинамической температурой и разными законами распределения угловых скоростей. Из-за торможения периферийного потока на пути от соплового сечения  $C-C$  до сечения  $\Gamma-\Gamma$  термодинамическая температура этого потока растет, а его тангенциальная скорость снижается. Центральный поток, движущийся противотоком к периферийному, формируется из частиц газа, поступающих из периферийного потока. Термодинамическая температура и угловая скорость центрального потока имеют наиболее высокие значения вблизи горячего конца трубы и наиболее низкие – вблизи диафрагмы  $D$ . В процессе взаимодействия центрального и периферийного потоков

происходит выравнивание их термодинамических температур и угловых скоростей, а теплота и кинетическая энергия передаются от центрального потока периферийному. В результате температура торможения периферийного потока возрастает, а температура торможения центрального потока снижается.

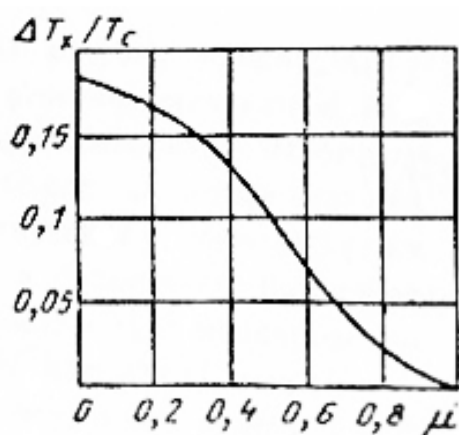


Рис. 8.16. Зависимость отношения разности температур  $\Delta T_x$  к температуре  $T_c$  от доли холодного воздуха  $\mu$

Таким образом, в вихревой трубе из общего потока охлаждается только определенная доля  $\mu = G_x / G_c$ . Изменяя долю холодного потока клапаном на горячем торце, можно менять температуру холодного и горячего потоков. На рис. 8.16 показана зависимость отношения  $\Delta T_x / T_c$  от доли холодного воздуха для трубы, показанной на рис. 8.15. Разность температур на горячем конце трубы возрастает с увеличением  $\mu$ . Вихревая труба может быть выполнена и по так называемой неадиабатной схеме, когда от периферийных слоев вихря теплота отводится в окружающую среду, например, охлаждающей водой. При таком охлаждении горячего конца трубы можно увеличить  $\mu$  до 1, при этом удельная холодильная мощность  $q_0$  возрастает.

Так, для 1 кг воздуха, расширяемого в вихревой трубе с 0,6 до 0,1 МПа при  $t_c = 20^\circ\text{C}$ , она возрастает с 23 кДж и обычной трубе до 29,5 кДж в неадиабатной трубе [56].

Так, для 1 кг воздуха, расширяемого в вихревой трубе с 0,6 до 0,1 МПа при  $t_c = 20^\circ\text{C}$ , она возрастает с 23 кДж и обычной трубе до 29,5 кДж в неадиабатной трубе [56].

Принцип работы вихревых труб использован при создании промышленных вихревых холодильных агрегатов [56]. Они сконструированы таким образом, что включают необходимую теплообменную аппаратуру и могут подключаться непосредственно к линии сжатого воздуха

**8.2.2. Абсорбционные холодильные установки.** Особенностью абсорбционных холодильных машин (АХМ) является использование для получения холода не механической или электрической энергии, а теплоты, подводимой с горячей водой, паром или дымовыми газами, часто являющимися отходами теплотехнологических производств. В этом состоит существенное преимущество АХМ по сравнению с компрессионными холодильными установками. Несмотря на то, что в аб-

сорбционной холодильной установке отсутствуют машины, необходимые для осуществления, цикла (компрессоры, детандеры), а имеющиеся в схеме установки насосы выполняют вспомогательные функции транспорта рабочего тела, за этими установками сохраняется по традиции термин «машина».

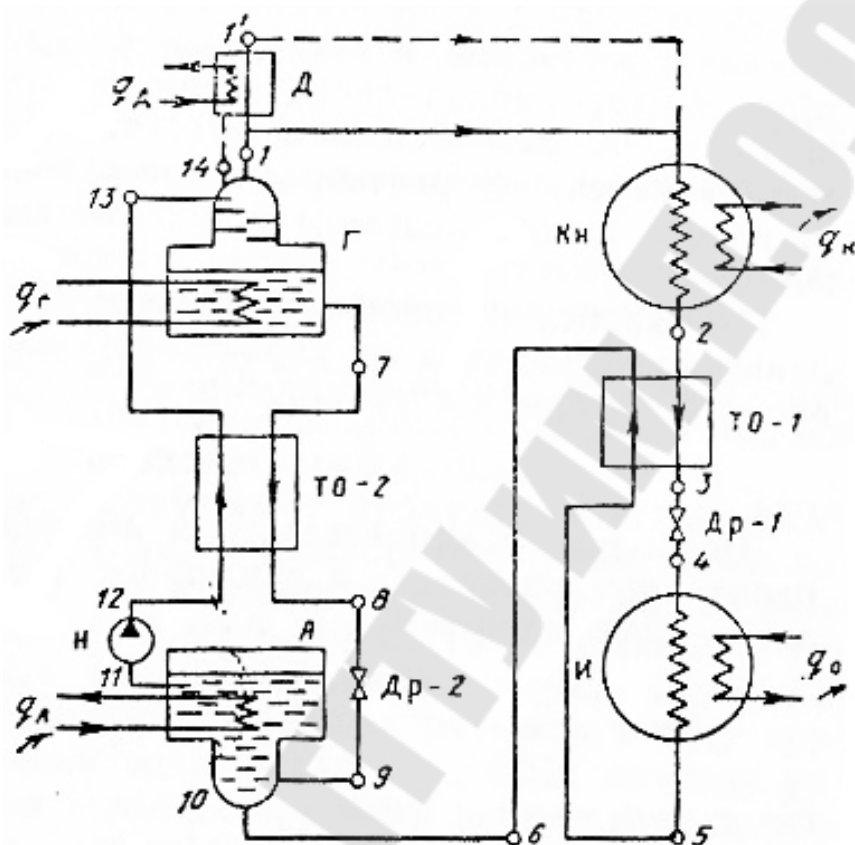


Рис. 8.17. Схема водоаммиачной абсорбционной холодильной машины

По данным [62] в процессе получения продуктов органического синтеза общее количество вторичных энергоресурсов (ВЭР) достигает около 130 МВт при потребности в холоде около 60-90 МВт на температурном уровне 273-233 К.

В АХМ повышение давления хладагента осуществляется с помощью термомеханического компрессора, работа которого основана на использовании экзотермических процессов смешения веществ и эндотермических процессов их разделения. В АХМ применяют бинарные смеси, состоящие из рабочего агента и абсорбента (поглотителя). При этом температура кипения смеси, образованной из этих



компонентов, отличается от нормальных температур кипения смешиваемых веществ. Наибольшее распространение в АХМ нашли водоаммиачный раствор и водный раствор бромистого лития.

Работу АХМ рассмотрим на примере водоаммиачной холодильной машины непрерывного действия, схема которой представлена на рис 8.17. В испарителе  $I$  за счет подведенной от охлаждаемого объекта теплоты  $q_0$  происходит кипение аммиака при температуре  $T_0$  и соответствующем ей давлении  $p_0$ . Пары аммиака поступают в абсорбер  $A$  где поглощаются абсорбентом – слабым водоаммиачным раствором поступающим из генератора  $G$  через теплообменник  $ТО-2$  и дроссель  $Др-2$ . Процесс абсорбции происходит при температуре  $T_c$  и сопровождается выделением теплоты  $q_a$ , которая отводится охлаждающей водой.

Раствор из абсорбера  $A$  насосом  $H$  подается через теплообменник  $ТО-2$  в генератор  $G$  с давлением  $p_k$  большим, чем давление в абсорбере. За счет подвода теплоты  $q_r$  в генераторе раствор перегоняется; аммиак и его пары направляются в верхнюю часть генератора и далее в конденсатор  $K$ , а слабый водоаммиачный раствор с малой концентрацией аммиака из нижней части генератора через теплообменник  $ТО-2$  и дроссели  $Др-2$  возвращается в абсорбер. Пары аммиака в конденсаторе конденсируются при температуре  $T_c$  в результате отвода теплоты  $q_k$ , и жидкий аммиак через дроссель  $Др-1$  направляется в испаритель.

Тепловой баланс установки запишется в следующем виде:

$$q_k + q_a = q_r + q_n + l_n, \quad (8.35)$$

где  $q_k$  – теплота конденсации аммиака;  $q_a$  – теплота абсорбции паров аммиака раствором в абсорбере;  $q_r$  – теплота, подведенная в генераторе;  $q_n = q_0$  – холодильная мощность или теплота, подведенная в испаритель от охлаждаемого объекта;  $l_n$  – работа насоса, затрачиваемая на перекачку раствора; в сопоставлении с потоками теплоты  $q_r$  и  $q_a$ , работа насоса невелика и при составлении баланса ею можно пренебречь.

Из баланса потоков теплоты можно найти выражение для определения коэффициента  $\varepsilon_a$ , характеризующего эффективность АХМ, называемого *тепловым коэффициентом*:

$$\varepsilon_a = q_0 / q_r. \quad (8.36)$$



На ней нанесены изобары  $p_k$  и  $p_0$ ; верхние изобары служат пограничными кривыми пара, нижние – пограничными кривыми кипящей жидкости. Между верхними и нижними кривыми находится область влажного пара при давлениях  $p_k$  и  $p_0$ .

Пары аммиака из верхней части генератора (ректификационной колонны) в состоянии  $1$ , определяемом на верхней пограничной кривой пара, направляются в конденсатор  $K$ . Для повышения концентрации пара перед конденсатором в схеме дополнительно устанавливается еще один теплообменник – дефлегматор  $D$  (протекание пара через него показано на рис. 8.17 штриховой линией). При отводе теплоты в дефлегматоре  $q_d$  температура пара снижается, а концентрация легко кипящего компонента повышается теоретически до 100% (точка  $1'$ ). В действительности состояние пара соответствует концентрациям чистого аммиака, очень близким к единице.

В процессе конденсации пара (на рис. 8.18 показано при концентрации  $\xi_{NH_3} = 1$ ) отводится теплота  $q_k$  и состояние пара после конденсатора определяется точкой  $2$ . После конденсатора по аналогии с рассмотренной ранее схемой парокompрессионной установки в схеме АХМ также целесообразна установка регенеративного теплообменника  $ТО-1$  для снижения температуры жидкости перед дросселем. Состояние  $4$  соответствует смеси пара и жидкости; соответствующие точки на диаграмме относятся:  $4ж$  – к жидкости,  $5$  – к пару.

При подводе теплоты в испарителе аммиак достигает состояния сухого насыщенного пара (состояние  $5$ ), а отрезок  $4-5$  определяет холодильную мощность  $q_0$ . В состоянии  $6$  после теплообменника  $ТО-1$  пары аммиака попадают в абсорбер, где барботажно смешиваются со слабым раствором, стекающим из теплообменника  $ТО-2$  через дроссель  $Др-2$  при концентрации  $\xi_{cp}$ , и поглощаются им (точка  $9$ ). Состояние смеси определяется по правилу смешения точкой  $10$ , расположенной на пересечении линии  $6-9$  с ординатой  $\xi_{кр}$ .

Чтобы получить из смеси в состоянии  $10$  жидкий крепкий раствор, надо отводить теплоту  $q_a$ , а состояние раствора определится точкой  $11$ . В состоянии  $13$  после нагрева в теплообменнике  $ТО-2$  раствор подается в верхнюю часть генератора  $\Gamma$ . При подогреве в генераторе за счет теплоты  $q_r$  раствор приобретает состояние  $14$ , и далее жидкость начинает кипеть. Состояние жидкости изменяется по линии  $14-7$ ; выделяющийся при этом пар аммиака покидает генератор в состоянии  $1$ .

**Методика расчета основных показателей абсорбционной холодильной установки.** Для выполнения расчета необходимо знать значения следующих величин: холодильной мощности установки  $Q_0$ ; температуры охлаждения объекта  $t_n$ ; температуры охлаждающей среды  $t_c$ ; температуры греющей среды  $t_b$ . Должны быть также известны схема установки, хладагент и абсорбент. Необходимые для расчета значения конечных разностей температур в теплообменниках определяют по справочным данным [92] или на основании технико-экономического расчета.

Расчет установки выполняют в следующей последовательности [71, 90].

1. Определяют температуры испарения и конденсации:

$$\left. \begin{aligned} t_0 &= t_n - \Delta T_n; \\ t_k &= t_c + \Delta T_k. \end{aligned} \right\} \quad (8.39)$$

В качестве температур  $t_n$  и  $t_c$  принимают соответственно температуру охлаждаемой среды на выходе из испарителя и температуру охлаждающей среды на выходе из конденсатора. По  $t_0$  и  $t_k$  определяют давления в испарителе и конденсаторе, т. е.  $p_0$  и  $p_k$ .

2. Определяют температуру крепкого раствора на выходе из абсорбера:

$$t_n = t_{сл} + \Delta t_a, \quad (8.40)$$

где  $t_{сл}$  и  $\Delta t_a$  – соответственно температура охлаждающей среды и разность температур в абсорбере. По температуре  $t_n$  и давлению  $p_0$  определяют концентрацию  $\xi_{кр}$ .

3. Находят температуру слабого раствора на выходе из генератора:

$$t_\tau = t_\Gamma - \Delta t_\Gamma \quad (8.41)$$

где  $t_\Gamma$  и  $\Delta t_\Gamma$  – соответственно температура греющей среды и разность температур в генераторе. По температуре  $t_\tau$  и давлению  $p_k$  определяют концентрацию слабого раствора  $\xi_{сл}$ .

Тепловые нагрузки теплообменных аппаратов находят из тепловых балансов.

4. Доли поступающих и выходящих потоков в генераторе определяют из следующих, соотношений:

$f$  – кратность циркуляции раствора, отношение массового расхода крепкого раствора, выходящего из абсорбера, к массовому расходу пара, поступающего в конденсатор:

$$f = \frac{G_{\text{к}}}{G_{\text{п}}} = \frac{G_{11}}{G_{1'}} = \frac{\xi_{\text{п}} - \xi_{\text{сл}}}{\xi_{\text{кр}} - \xi_{\text{сл}}} = \frac{\xi_{1'} - \xi_7}{\xi_{11} - \xi_7}, \quad (8.42)$$

где  $\xi_{\text{п}}$ ,  $\xi_{\text{сл}}$ ,  $\xi_{\text{кр}}$  – соответственно концентрации пара, слабого и крепкого растворов;  $\varphi$  – удельное количество флегмы в дефлегматор, т. е. отношение массового расхода возвращающейся в генератор флегмы к массовому расходу пара из дефлегматора;

$$\varphi = \frac{G_{\text{ф}}}{G_{\text{п}}} = \frac{G_{14}}{G_{1'}} = \frac{\xi_{\text{п}} - \xi_{\text{п.р}}}{\xi_{\text{п.р}} - \xi_{\text{ф}}} = \frac{\xi_{1'} - \xi_1}{\xi_1 - \xi_{14}}, \quad (8.43)$$

где  $\xi_{\text{п}} = \xi_1$  – концентрация пара, выходящего из дефлегматора;  $\xi_{\text{п.р}}$  – концентрация пара, равновесного флегме;  $\xi_{\text{ф}} = \xi_{14}$  – концентрация флегмы на выходе из дефлегматора.

Тепловой баланс генератора запишется в следующем виде:

$$fh_{13} + \varphi h_{14} + q_{\text{г}} = (1 + \varphi)h_1 + (f - 1)h_7, \quad (8.44)$$

где в левой части представлены тепловые потоки на входе в генераторе, в правой части – на выходе из генератора.

Решая уравнение (9.44) относительно  $q_{\text{г}}$ , получаем

$$q_{\text{г}} = h_1 - h_7 + f(h_7 - h_{13}) + \varphi(h_1 - h_{14}). \quad (8.45)$$

5. Определяют тепловой баланс дефлегматора:

$$(1 + \varphi)h_1 = q_{\text{д}} + h_{1'} + \varphi h_{14}, \quad (8.46)$$

откуда

$$q_{\text{д}} = h_1 - h_{1'} + \varphi(h_1 - h_{14}). \quad (8.47)$$

6. Определяют удельную теплоту конденсации:

$$q_{\text{к}} = h_{1'} - h_2. \quad (8.48)$$

7. Определяют удельную тепловую нагрузку теплообменника ТО-1:

$$q_{\text{ТО-1}} = h_2 - h_3 = h_6 - h_5. \quad (8.49)$$

8. Определяют удельную холодильную мощность установки:

$$q_0 = h_5 - h_3. \quad (8.50)$$

9. Определяют тепловой баланс абсорбера:

$$h_6 + (f - 1)h_8 = q_a + fh_{11}. \quad (8.51)$$

Тепловая нагрузка абсорбера

$$q_a = h_6 - h_8 + f(h_8 - h_{11}). \quad (8.52)$$

10. Определяют тепловую нагрузку теплообменника *ТО-2*:

$$q_{ТО-2} = (f - 1)(h_7 - h_8) = f(h_{13} - h_{11}). \quad (8.53)$$

11. Осуществляют проверку расчета составлением теплового баланса всей установки:

$$q_0 + q_r = q_k + q_d + q_a. \quad (8.54)$$

12. Определяют массовый расход рабочего агента:

$$G = Q_0 / q_0. \quad (8.55)$$

13. Находят тепловой коэффициент установки:

$$\varepsilon_n = q_0 / q_r. \quad (8.56)$$

14. Определяют удельный расход теплоты:

$$\bar{q} = \frac{1}{\varepsilon_a} = q_r / q_0. \quad (8.57)$$

15. Определяют тепловые нагрузки на теплообменные аппараты по формуле

$$Q_a = Gq_a, \quad (8.58)$$

где  $q_a$ ,  $Q_a$  – соответственно удельная и полная нагрузки на аппарат;  $G$  – расход хладагента через аппарат.

16. Определяют по результатам теплового расчета, температурным напорам и коэффициентам теплопередачи площади поверхностей теплообменных аппаратов.

Водоаммиачные АХМ применяют для охлаждения объектов при температурах  $(-30) \div (-60)^\circ\text{C}$ . Значения тепловых коэффициентов водоаммиачных АХМ находятся в пределах  $\varepsilon_a = 0,4 \div 0,5$ .

В холодильной технике используют также бромисто-литиевые АХМ, в которых хладагентом является вода, а абсорбентом – бромистый литий *LiBr*. Физические свойства воды и водяного пара опреде-

ляют температуры охлаждения в области от 0 до 9-10°C. Такие установки находят применение в системах кондиционирования воздуха. Особенностью бромисто-литиевых АХМ является большая разница между нормальными температурами кипения воды и раствора  $LiBr$ , поэтому упругость паров бромистого лития в генераторе мала и при кипении раствора образуются практически только пары воды. Это упрощает конструкцию генератора, и вследствие отсутствия необходимости в ректификации раствора тепловой коэффициент бромисто-литиевых машин значительно выше водоаммиачных и составляет  $\varepsilon_a = 0,6 \div 0,7$ . Кроме того, вследствие низких давлений испарения воды при температуре 0-10°C испарители бромисто-литиевых АХМ работают под вакуумом (давления испарения, соответствующие названному выше диапазону температур, составляют  $p_0 = 0,6 \div 1,2$  кПа). Давление в конденсаторе при температурах окружающей среды 20-30°C также низкое:  $p_k = 2,4 \div 4,5$  кПа. Таким образом, кипение воды в генераторе проходит при больших удельных объемах водяного пара и вызывает увеличение проходных сечений и габаритов установки.

Для интенсификации теплообмена в бромисто-литиевых установках применяют рециркуляцию раствора.

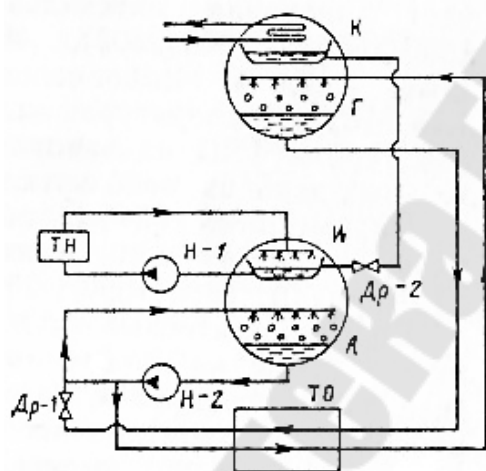


Рис. 8.19. Схема бромисто-литиевой абсорбционной холодильной машины

Схема бромисто-литиевой абсорбционной холодильной машины показана на рис. 8.19. Конструктивной особенностью ее является компоновка в блоки отдельных элементов: верхний блок включает в себя генератор Г и конденсатор К, нижний блок — адсорбер А и испаритель И. Для такой компоновки генератор и абсорбер выполняются пленочными. Вода от теплообменника нагрузки ТН, расположенного у потребителя холода, подается в разбрызгивающее устройство испарителя, где кипит при температуре  $t_0$  и соответствующем ей давлении  $p_0$ , и далее из сборника охлажденной

воды насосом Н-1 подается в теплообменник нагрузки. Пары воды из испарителя поступают в абсорбер А, абсорбируются раствором бромистого лития, который орошает теплообменную поверхность абсор-

бера. Внутри труб абсорбера циркулирует охлаждающая вода.

Раствор  $LiBr$  с повышенной концентрацией воды насосом Н-2 выкачивается из абсорбера. Часть этого потока рециркулирует снова в абсорбер для увеличения плотности орошения; другая часть через теплообменник  $ТО$  поступает на орошение поверхности теплообменника в генераторе; внутри труб этой поверхности проходит греющий теплоноситель. Испарившийся за счет подвода теплоты водяной пар поступает в конденсатор, конденсируется и через дроссель  $Др-2$  поступает в испаритель. Слабый раствор из нижней части генератора сливается через теплообменник  $ТО$  и дроссель  $Др-1$  в абсорбер; к нему подмешивается некоторое количество крепкого раствора, выходящего из абсорбера.

Рабочие процессы и определение характерных точек процесса в бромисто-литиевой АХМ в диаграмме  $h\xi$  аналогичны рассмотренным для водоаммиачной АХМ. Подробные сведения по этим установкам можно получить в [71, 90].

Выпускаемые в СССР абсорбционные холодильные машины изготавливают по специальным заказам для типовых технологических линий химических и нефтехимических производств, а серийно не выпускаются [92], что связано со спецификой источника теплоты в каждом отдельном случае, а также с индивидуальным исполнением испарителей и конденсаторов.

Параметрический ряд абсорбционных водоаммиачных машин включает значения холодильных мощностей: 580(500), 1160(1000), 1860(1600), 2900(2500), 4650(4000), 7330(6300), 9280(8000) кВт (тыс. ккал/ч). Водоаммиачные машины холодильной мощностью 1,16 МВт с температурой охлаждения 258 К работают на паре из отборов турбин ТЭЦ на заводах искусственного волокна, машиностроительных заводах, используются в строительстве.

Параметрический ряд абсорбционных бромисто-литиевых машин включает агрегаты на холодильные мощности: 290(250), 580(500), 11 160(1000), 1860(1600), 2900(2500) и 5800(5000) кВт (тыс. ккал/ч).

Бромисто-литиевые АХМ применяют в системах кондиционирования, а также на коксохимических заводах для охлаждения коксового газа перед газодувкой, на заводах резинотехнической, шинной и резиноасбестовой промышленности для отвода теплоты от технологических объектов. Особенно перспективно применение АХМ для охлаждения оборотной технологической воды, потребность в которой



на химических предприятиях возрастает.

**Элементы абсорбционных холодильных машин.** Среди разнообразного теплообменного оборудования АХМ наиболее специфичны по конструктивному оформлению, что определяется разнообразием греющих источников как по виду теплоносителя (пар, горячая вода, дымовые газы), так и по его параметрам.

Генераторы водоаммиачных АХМ по конструкции разделяют на вертикальные и горизонтальные кожухотрубчатые, элементные и двухтрубные, по принципу действия – на пленочные и затопленные. Вертикальные пленочные генераторы применяют в крупных АХМ ввиду их малой металло- и раствороемкости, малой занимаемой площади. При использовании в генераторе в качестве греющей среды дымовых газов чаще всего применяют горизонтальные кожухотрубчатые аппараты затопленного типа.

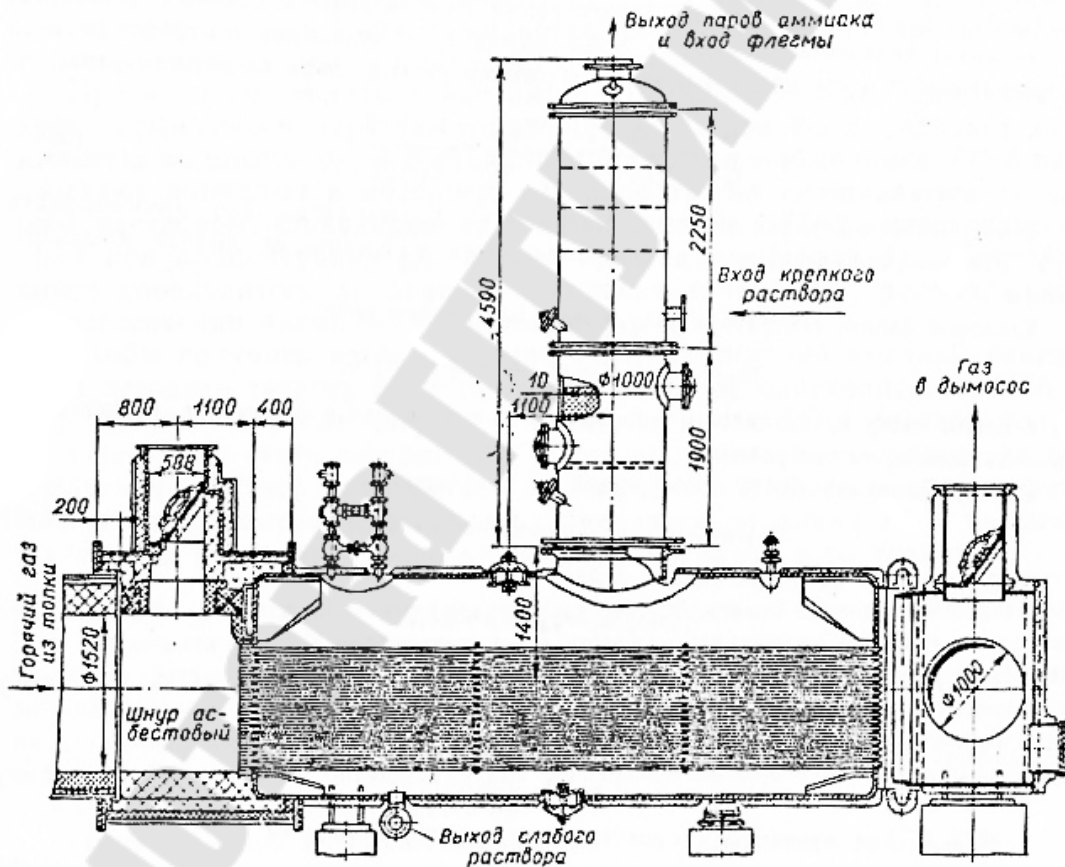


Рис. 8.20. Генератор абсорбционной холодильной машины

На рис. 8.20 показана конструкция генератора, обогреваемого теплотой отходящих дымовых газов [90, 92]. Горизонтальная часть

аппарата: котел с дымогарными трубами диаметром  $45 \times 3$  мм и двумя коробами – передним и задним, футерованными огнеупорным кирпичом. Газы из топки с температурой около  $650^\circ\text{C}$  проходят внутри

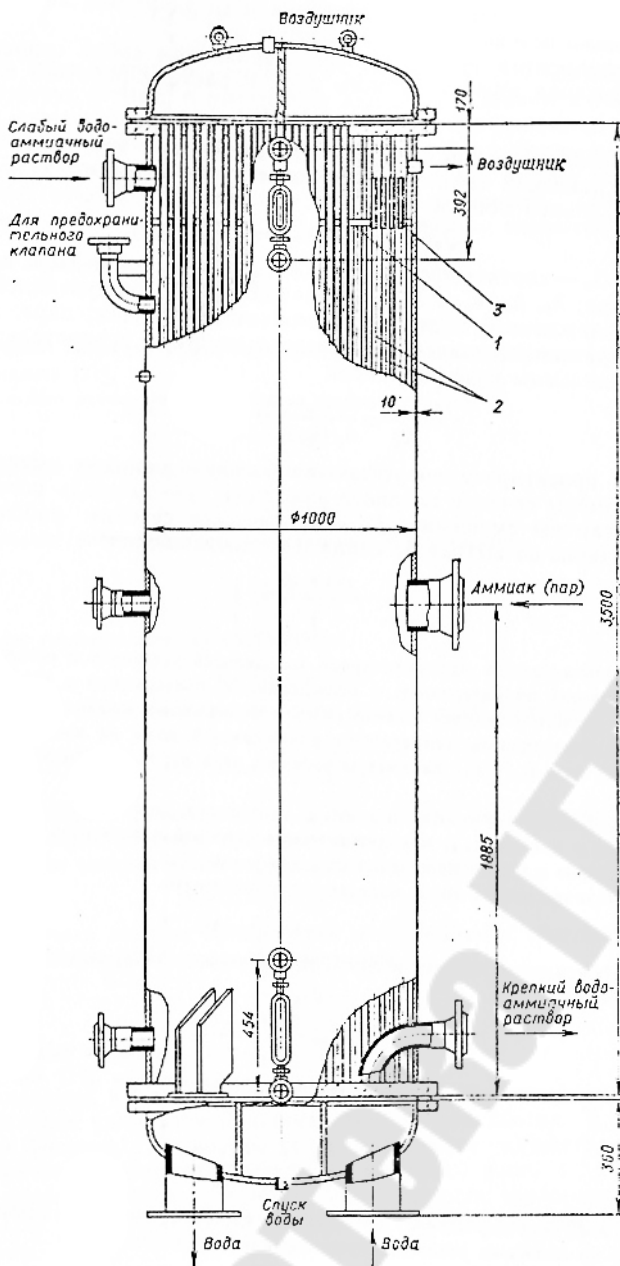


Рис. 8.21. Вертикальный кожухотрубный абсорбер

абсорбера [90]. Слабый раствор подается в межтрубное пространство на распределительную решетку 1, через которую проходят трубы абсорбера 2. В отверстиях по образующей вырезаны направляющие ка-

труб, охлаждаются до температуры  $200^\circ\text{C}$  и через задний короб направляются в дымосос. В среднюю часть вертикально расположенной ректификационной колонны поступает крепкий раствор. Образующийся пар проходит через тарелки колонны и ректифицируется, его концентрация повышается. Жидкость стекает вниз по насыпной насадке и в виде слабого раствора отводится через нижний штуцер. Уровень раствора автоматически поддерживается выше верхнего ряда дымогарных труб. Аппарат имеет защитную автоматику, прекращающую выход слабого раствора в случае остановки водоаммиачного насоса.

Абсорберы АХМ по принципу действия и конструкции классифицируются аналогично генераторам. Абсорберы пленочного типа используют в низкотемпературных установках в основном с горизонтальным расположением элементов.

В вертикальных абсорберах важно обеспечить высокую плотность орошения. На рис. 8.21 показана конструкция вертикального кожухотрубного пленочного

навки, через которые слабый раствор пленкой стекает по наружной поверхности труб. Пары аммиака подводятся в середине корпуса в межтрубное пространство и поглощаются раствором. По трубкам теплообменника проходит охлаждающая вода, которая отводит теплоту, выделяющуюся в процессе адсорбции аммиака раствором. При переполнении раствором пространства над решеткой избыток его сливается в нижнюю часть абсорбера через переливные трубы 3.

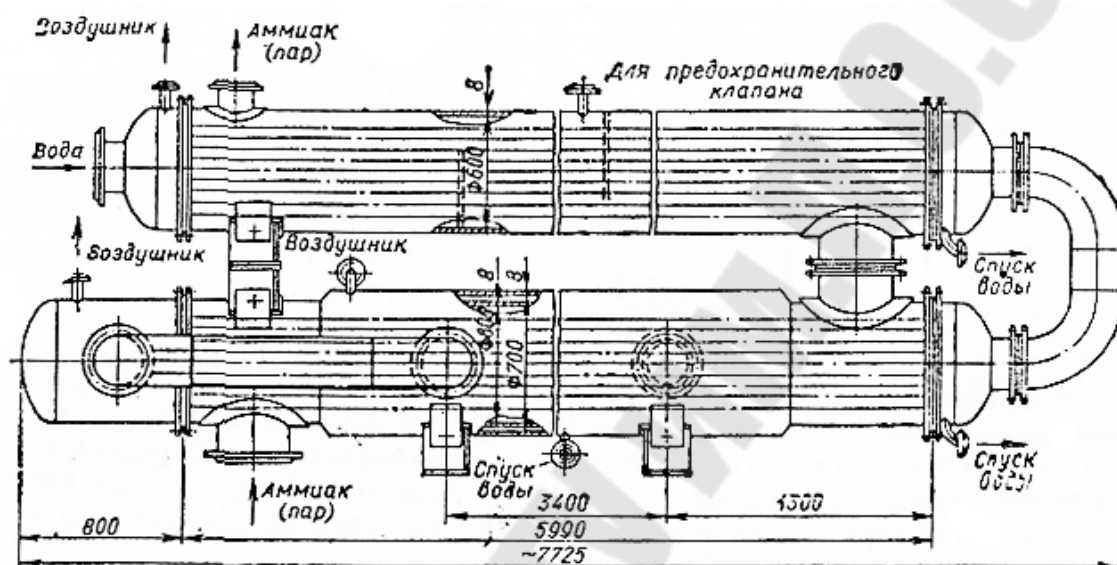


Рис. 8.22. Дефлегматор

Дефлегматор – аппарат для окончательной отгонки аммиака от паров воды и для образования флегмы – чаще всего выполняют в виде кожухотрубчатого элементного теплообменника. Дефлегматор (рис. 8.22) состоит из двух элементов, последовательно соединенных по пару и по воде [90, 92]. Нижний элемент, в который поступает пар из генератора, имеет водяную рубашку для выравнивания температуры в обечайке и трубах. Охлаждающая вода входит в трубы верхнего элемента, затем проходит по трубам нижнего элемента и после этого – в водяную рубашку. Образующаяся флегма стекает из верхнего элемента в нижний, а затем на верхние тарелки генератора.

Теплообменники АХМ изготовляют из материалов, применяемых для аппаратов аммиачных компрессионных холодильных машин.

**8.2.3. Пароэжекторные холодильные установки.** В холодильных установках этого типа для получения холода, так же как и в абсорбционных, используется теплота, подводимая преимущественно с водяным паром. Рабочим телом пароэжекторных холодильных машин

также является вода, хотя возможно использование и других веществ, например фреона [71]. Преимущества пароэжекторных холодильных установок – простота устройства, надежность и безопасность эксплуатации – позволяют широко использовать их в технике кондиционирования воздуха, для поддержания низких температур во взрывоопасных помещениях, для охлаждения технологической воды и растворов на промышленных предприятиях. Поскольку в качестве рабочего тела в пароэжекторных установках используется вода, температурный уровень производства холода определяется диапазоном  $t_0 = +5 \div +15^\circ\text{C}$ . Целесообразность использования пароэжекторных холодильных установок определяется возможностью утилизации вторичных энергоресурсов в виде пара, а также пара из отборов теплофикационных турбин, особенно в летнее время, когда отборы не загружены отпуском теплоты на отопление.

Схема пароэжекторной холодильной установки показана на рис. 8.23. Установка имеет следующие основные узлы: главный эжектор  $ГЭ$  с конденсатором  $ГК$  и испарителем  $И$ , вспомогательные эжекторы  $ВЭ$  с конденсаторами  $ВК$ , теплообменник нагрузки  $ТН$  и насосы

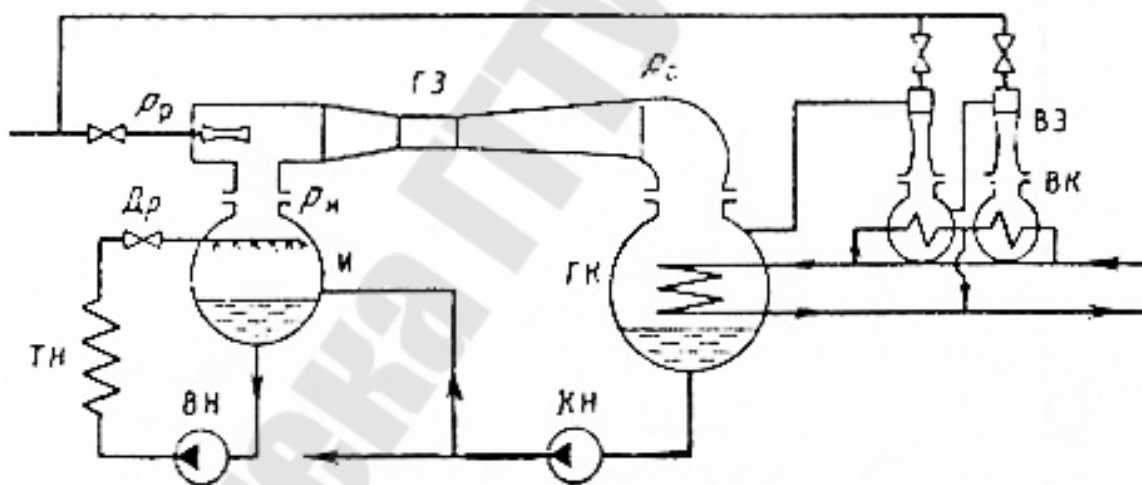


Рис. 8.23. Схема пароэжекторной холодильной установки

$ВН$  и  $КН$ . Вода, нагретая в теплообменнике нагрузки  $ТН$  вследствие подвода теплоты от охлаждаемого объекта, поступает через разбрызгивающее устройство в испаритель  $И$ , где вскипает и охлаждается до температуры  $t_0$ , соответствующем давлению в испарителе  $p_n$ . Охлажденная вода из нижней части испарителя насосом  $ВН$  снова подается в теплообменник нагрузки. Часть воды в виде пара уносится через верхнюю горловину испарителя.

Понижение давления в испарителе создается главным эжектором  $ГЭ$  путем инъекции паров из испарителя струей пара, выходящего из рабочего сопла эжектора. В камере смешения главного эжектора рабочий поток из сопла и инжектируемый поток смешиваются и направляются в диффузор, где кинетическая энергия смешанного потока уменьшается и за счет торможения растет давление до величины  $p_c$ , определяемой температурой охлаждающей воды в конденсаторе  $ГК$ . В конденсаторе смешанный поток конденсируется охлаждающей водой, конденсат перекачивается насосом  $КН$  к источнику генерации пара, а часть его возвращается в испаритель через дроссель  $Др$  для компенсации уноса воды из испарителя.

Основные элементы установки работают под вакуумом, однако часто через неплотности соединений воздух проникает из атмосферы. Поэтому для обеспечения рабочих параметров необходимо воздух непрерывно из установки отводить. Это обеспечивается двумя паровоздушными вспомогательными эжекторами  $ВЭ$ . Первый из них откачивает воздух из главного конденсатора и создает на выходе из диффузора некоторое промежуточное давление. Вторым вспомогательным эжектором транспортирует паровоздушную смесь из конденсатора первого эжектора, создавая на выходе давление, примерно равное атмосферному. Конденсаторы главного и вспомогательных эжекторов охлаждаются циркуляционной водой из магистрали.

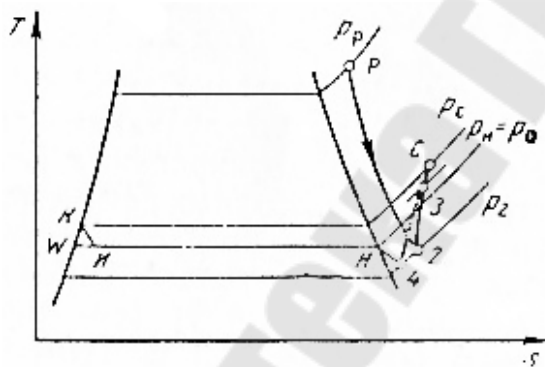


Рис. 8.24. Изображение процессов в парэжекторной установке на  $T, s$ -диаграмме

Процессы, происходящие в установке, показаны на диаграмме  $T, s$  (рис. 8.24). Процесс расширения рабочего пара в сопле, соответствующий политропе  $P-2$ , происходит в диапазоне давлений  $p_p - p_2$ . Инжектируемый поток в состоянии  $H$  выходит из испарителя, далее его давление вначале падает до значения  $p_2$ , определяемого давлением на срезе сопла, затем при смешении и частичном торможении потоков их давление растет до значения  $p_3$ , и далее в диффузоре – до значения  $p_c$ .

В конденсаторе пар охлаждается и конденсируется, часть его в

состоянии  $K$  дросселируется и направляется в испаритель при давлении  $p_0$  (точки  $I$ ). Охлажденная вода в состоянии  $W$  подается в теплообменник нагрузки  $TH$ , а пар в состоянии  $H$  отводится в главный эжектор.

Работа парозежекторной установки и ее элементов характеризуется следующими основными показателями:

коэффициентом инжекции, представляющим собой отношение массового расхода инжектируемого пара к расходу рабочего пара:

$$u = G_H / G_p; \quad (8.59)$$

степенью повышения давления в диффузоре эжектора, т. е. отношением давлений смешанного и инжектируемого потоков  $p_c / p_H$ ; холодильной мощностью установки

$$Q_0 = G_B (h_B - h_0) = G_H (h_H - h_K), \quad (8.60)$$

где  $G_B$ ,  $G_H$  – соответственно расходы охлаждаемой воды и инжектируемого пара;  $h_B$ ,  $h_0$ ,  $h_H$  и  $h_K$  – энтальпии воды, поступающей в испаритель; охлажденной воды, отводимой от испарителя; пара, отводимого из испарителя, и конденсата, возвращаемого в испаритель;

холодильным коэффициентом

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{Q_p} = \frac{G_H (h_H - h_K)}{G_p (h_p - h_K)} = \frac{h_H - h_K}{h_p - h_K} u. \quad (8.61)$$

При проектировании установки большое значение имеют характерные размеры сечений главного эжектора:  $f_3$  – площадь поперечного сечения камеры смешения;  $f_{p^*}$  – критическое сечение рабочего сопла;  $f_{p1}$  – сечение на выходе из сопла и их соотношения

$$\left. \begin{array}{l} f_3 / f_{p^*}; \\ f_{p1} / f_{p^*}. \end{array} \right\} \quad (8.62)$$

Методика расчета парозежекторной холодильной установки и основных ее элементов составлена по материалам и исследованиям, приведенным в [71, 90].

При расчете установки обычно заданы: холодильная мощность  $Q_0$ , расчетная температура испарения  $t_0$ , температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор и выходе из него  $t_{B1}$  и  $t_{B2}$ , параметры рабочего пара  $p_p$ ,  $t_p$ ,  $v_p$ . Последовательность расчета:

1. Задаваясь значениями  $\Delta t_{\kappa}$ ,  $\Delta t_{\tau.п}$ , определяют температуру конденсации  $t_{\kappa} = t_{в2} + \Delta t_{\kappa}$  и  $t_{в} = t_0 + \Delta t_{\tau.к}$ , находят значения давлений и энтальпий в характерных точках процессов и строят процессы в  $T, s$ -диаграмме.

2. Находят расход воды, подаваемой потребителю:

$$G_0 = Q_0 / (h_{в} - h_0). \quad (8.63)$$

3. Из теплового баланса испарителя [уравнение (9.60)] определяют расход инжектируемого пара:

$$G_{\text{н}} = \frac{G_0 (h_{в} - h_0)}{(h_{\text{н}} - h_{\kappa})}. \quad (8.64)$$

4. Коэффициент инжекции и согласно рекомендациям [71] оценивают по формуле

$$u = \frac{K_1 a_{\text{р}*} \lambda_{\text{р.н}}}{K_2 a_{\text{с}*} \lambda_{\text{с.н}}} - 1, \quad (8.65)$$

где  $K_1$  и  $K_3$  – коэффициенты, составленные из коэффициентов скорости, определяющих степень приближения реального процесса истечения к идеальному:

$$K_1 = \varphi_1 \varphi_2 \varphi_3; \quad (8.66)$$

здесь  $\varphi_1 \varphi_2 \varphi_3$  – соответственно коэффициенты скорости рабочего сопла, камеры смешения и диффузора:

$$K_3 = \frac{1}{\lambda_{\text{с.п}}} \left[ 1 + \frac{\varphi_3^2}{K_c} \left( 1 - \frac{\pi_{\text{с.н}}}{\pi_{\text{с}*}} \right) \right]; \quad (8.67)$$

$a$  – скорость звука; индекс «р» – относится к рабочему, «с» – к смешанному и «н» – к инжектируемому потокам; \* соответствует критическому режиму;  $\lambda$  – приведенная адиабатная скорость газа, равная отношению скорости газа к критической;  $\pi$  – приведенное относительное давление, равное отношению давления в произвольном сечении к давлению в критическом сечении. Между величинами  $\lambda$  и  $\pi$ , а также другими газодинамическими функциями существуют аналитические зависимости, представляемые обычно в виде таблиц или графиков [71]. Двойные индексы соответствуют отношениям.

$$\pi_{\text{с.н}} = p_{\text{н}} / p_{\text{с}}; \quad \pi_{\text{р.н}} = p_{\text{н}} / p_{\text{р}};$$

$$\lambda_{p.n} = f(\pi_{p.n}) \text{ и } \lambda_{c.n} = f(\pi_{c.n}).$$

Коэффициент инжекции может быть найден по формуле (8.65) или выбран с учетом рекомендаций [71].

5. Определяют расход рабочего пара на главный эжектор:

$$G_p = G_{\Pi} / u. \quad (8.68)$$

6. Определяют расход пара через конденсатор\* (значение  $G_k$  должно быть определено с учетом расхода пара, отсасываемого вспомогательным эжектором).

$$G_k = G_p + G_{\Pi}. \quad (8.69)$$

7. Определяют энтальпию пара, поступающего в конденсатор:

$$h_c = \frac{h_p + uh_k}{1 + u}. \quad (8.70)$$

8. Находят тепловую нагрузку конденсатора:

$$Q_k = G_k (h_c - h_k). \quad (8.71)$$

9. Определяют расход охлаждающей воды через главный конденсатор:

$$G_{в.к} = \frac{Q_k}{t_{в2} - t_{в1}}. \quad (8.72)$$

10. По аналогичным формулам (п. 6-9) рассчитывают характеристики вспомогательного оборудования, эжекторов и конденсатора.

11. Составляют тепловой баланс парожекторной установки:

$$Q_0 + Q_p = Q_k + Q_{к.всп}, \quad (8.73)$$

где  $Q_{к.всп}$  – тепловая нагрузка конденсаторов вспомогательного оборудования.

12. Находят холодильный коэффициент установки:

$$\varepsilon = Q_0 / Q_p. \quad (8.74)$$

### 8.3. Тепловые насосы

Использование теплонасосных установок в народном хозяйстве – одно из важных направлений исследований и разработок в области



сбережения энергии. С помощью тепловых насосов осуществляется использование низкопотенциальных (т. е. нагретых всего до 20-50°C) тепловых отходов. Общая установленная мощность теплонасосных установок (ТНУ) в мире пока не превышает 100 МВт; однако предполагается, что к 2000 году она возрастет более чем в 1000 раз. В СССР используется несколько ТНУ общей мощностью около 1 МВт. Многочисленные отечественные и зарубежные публикации свидетельствуют о том, что в ТНУ наибольшее применение находят парокомпрессионные установки, работающие на фреонах.

В настоящее время ТНУ с целью утилизации низкопотенциальной теплоты разрабатываются и совершенствуются в двух направлениях.

1. Для централизованного теплоснабжения проектируются крупные теплонасосные станции (ТНС), включающие парокомпрессионные ТНУ и водогрейные котлы. Электрическая мощность ТНУ на таких станциях достигает 20-30 МВт, тепловая мощность 400-450 ГДж/ч. При сравнении с традиционными котельными экономия топлива на таких ТНС составляет 20-30 %. Существенно снижается загрязнение воздушного бассейна. В институте ВНИПИэнергопром (Всесоюзный научно-исследовательский проектный институт энергетической промышленности) закончена разработка технико-экономического обоснования двух крупных ТНС: Ново-Курьяновской и Люберецкой станции аэрации. По расчетам годовая экономия условного топлива в первой составит 39 тыс. т, во второй – 7 тыс. т.

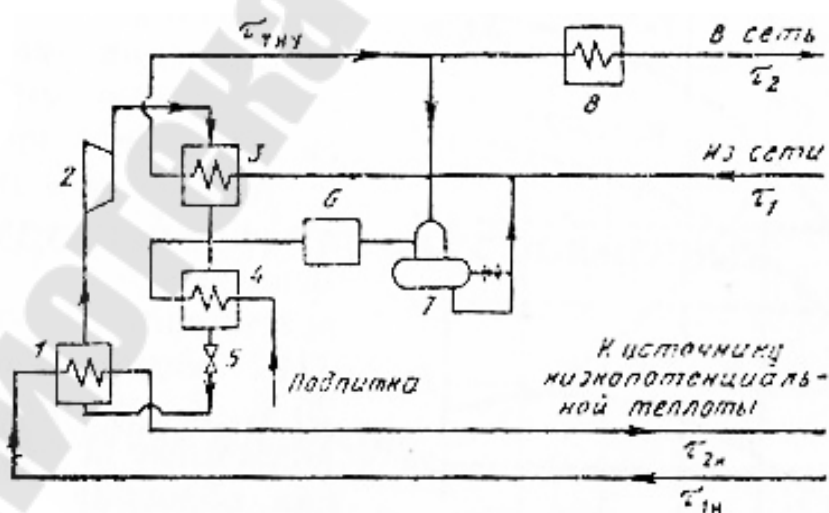


Рис. 8.25. Принципиальная схема ТНУ для открытой системы теплоснабжения

2. Для децентрализованного теплоснабжения целесообразно использовать парокompрессионные ТНУ малой мощности и термоэлектрические полупроводниковые тепловые насосы (ТПТН). Децентрализованное теплоснабжение характеризуется высокими удельными расходами топлива, капитальными вложениями и трудовыми затратами. Более половины добываемого в стране топлива расходуется на теплоснабжение и низкотемпературные процессы в промышленности и сельском хозяйстве. Поэтому рационализация теплоснабжения децентрализованного потребителя существенно влияет на экономию топливно-энергетических ресурсов. Опыт эксплуатации таких установок в Грузии показывает, что экономия топлива в них по сравнению с мелкими котельными составляет 10-20%.

Рассмотрим на примерах основные схемы использования ТНУ и их показатели.

Применение ТНУ в открытых системах теплоснабжения позволяет получать существенную экономию топлива. На схеме рис. 8.25 показана принципиальная схема ТНУ для открытой системы теплоснабжения [87]. Теплонасосная установка, состоящая из испарителя 1, компрессора 2, конденсатора 3, переохладителя 4 и дросселя 5, предназначена для подогрева сетевой воды от температуры  $\tau_1$  до  $\tau_{\text{ТНУ}}$ . Окончательный нагрев сетевой воды до температуры  $\tau_2$  осуществляется в пиковой водогрейной котельной 8. Подпиточная вода нагревается в переохладителе 4, проходит химводоочистку 6 и деаэрацию в деаэраторе 7 и смешивается с водой из обратной линии.

Из графика на рис. 8.26 [87] видна экономия топлива, получаемая при использовании ТНС. Величина  $\Delta B$  определяется как разность расходов топлива котельной ( $B_k$ ) и ТНС ( $B_{\text{ТНС}}$ ) при одинаковой тепловой нагрузке потребителя. Значения  $\Delta B$ , %, отнесенные к расходу топлива котельной, представлены на графике в зависимости от температуры, до которой сетевая вода нагревается в конденсаторах ТНУ ( $\tau_{\text{ТНУ макс}}$ ). Расчеты  $\Delta B$  проводились применительно к крупным установкам с годовым производством теплоты 4,19 млн. гДж и расчетной тепловой нагрузкой около 350 МДж/с.

Влияние  $\tau_{\text{ТНУ макс}}$  на экономию топлива зависит от КПД заменяемой котельной  $\eta_k$ . При  $\eta_k = 0,77$  и  $\eta_k = 0,79$  экономия топлива с ростом  $\tau_{\text{ТНУ макс}}$  заметно возрастает, а при  $\eta_k = 0,84$  в диапазоне  $\tau_{\text{ТНУ макс}} = 70 \div 95^\circ\text{C}$  значение  $\Delta B$  практически не изменяется.

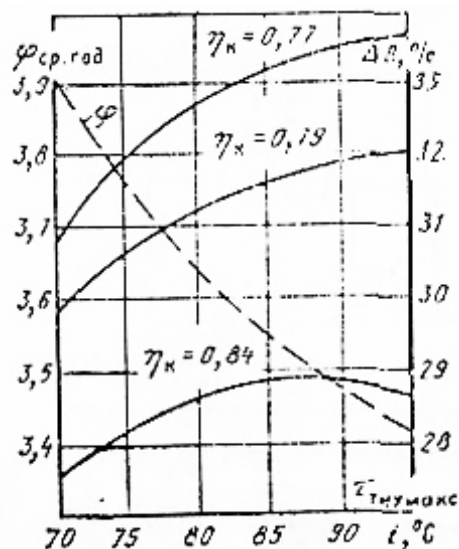


Рис. 8.26. Экономия топлива при использовании ТНС

Значения коэффициента преобразования  $\varphi_{\text{ср.год}}$  в зависимости от  $\tau_{\text{ТНУ макс}}$  определяются штриховой кривой на рис. 8.26.

Анализ показателей использования ТНС для нужд централизованного отопления показывает, что при температуре источника низкопотенциальной воды более  $10^\circ\text{C}$  использование ТНС обеспечивает экономию топлива около 20%. К источникам такой воды относятся как подземные геотермальные воды, так и очищенная сбросная вода крупных городских станций аэрации или охлаждающая вода на промышленных предприятиях.

На базе ТНУ создаются также комплексные установки теплохладоснабжения зданий. Установка, схема которой показана на рис. 8.27, созданная в Грузинском политехническом институте им. В. И. Ленина, обеспечивает зимнее отопление и летнее охлаждение зданий [13]. В зимнем режиме вода низкого потенциала (морская, речная или из промышленных стоков) насосом  $H$  прокачивается через испаритель ТНУ ( $I$ ), охлаждается на  $5-8^\circ\text{C}$ , а образующиеся пары фреона-12 сжимаются в компрессоре  $KM$  и далее направляются в конденсатор  $KH$ , где нагревают сетевую воду до  $50-60^\circ\text{C}$ . Нагретая циркуляционным насосом  $ЦН$  сетевая вода проходит через калориферы кондиционера  $KД$ , нагревая воздух помещения. Охлажденная сетевая вода при температуре около  $40^\circ\text{C}$  поступает в конденсатор, и цикл повторяется. В этом режиме задвижки 1, 5, 4, 8 открыты, задвижки 2, 6, 3, 7 закрыты. В летнем режиме вода, используемая в кондиционерах, охлаждается в испарителе, а вода низкого потенциала подается в конденсатор для отвода теплоты от хладагента. Задвижки 2, 6, 3, 7 открыты, задвижки 1, 5, 4, 8 закрыты.

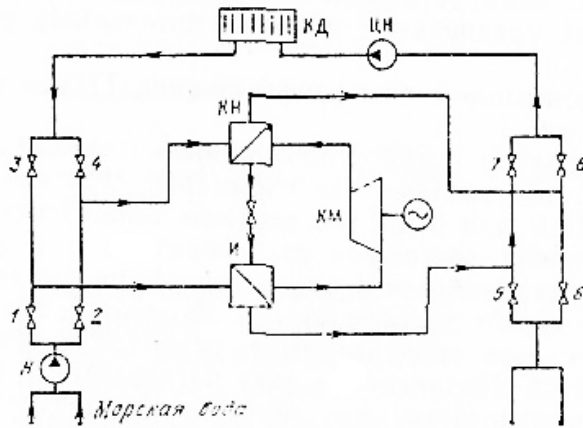


Рис. 8.27. Теплонасосная установка, работающая по комбинированной схеме

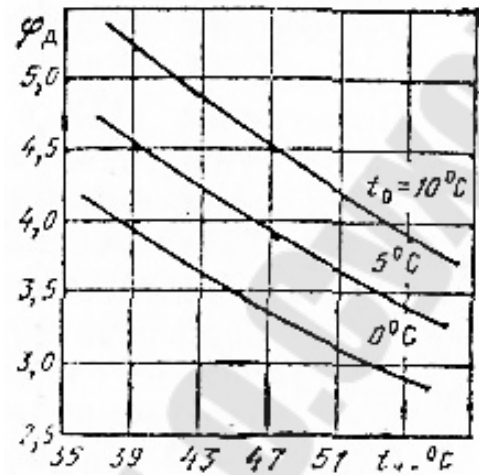


Рис. 8.28. Зависимость коэффициента преобразования  $\varphi_{\text{Д}}$  от температур испарения и конденсации

Установки подобного типа используют в санаториях и торговых центрах на Черноморском побережье Кавказа. В качестве теплового насоса использованы серийные холодильные машины ХМ-Ф-У80, работающие на фреоне-12.

Таблица 8.3

### Типоразмеры ТНУ на базе серийных холодильных машин

| Тип теплового насоса | Режим работы, °C |                | Тепловая мощность, МВт | Потребляемая мощность, кВт | Базовая холодильная машина |
|----------------------|------------------|----------------|------------------------|----------------------------|----------------------------|
|                      | $t_0$            | $t_{\text{к}}$ |                        |                            |                            |
| ТН-2,5               | 5                | 70             | 3,1                    | 750                        | ТХМВ-2000                  |
| ТН-5,0               | 5                | 70             | 5,8                    | 1500                       | ТХМВ-4000                  |
| ТН-10/1              | 5                | 85             | 11,6                   | 3500                       | АТП5-5/3                   |
| ТН-10/2              | 20               | 85             | 11,6                   | 3200                       | ТХМВ-8000                  |
| ТН-25                | 20               | 85             | 29,0                   | 8100                       | АТП5-5/3                   |

На рис. 8.28 показана зависимость коэффициента преобразования  $\varphi$  при различных режимах работы системы теплоснабжения. Среднее значение величины  $\varphi$  за отопительный сезон составляет около 4.

В настоящее время во ВНИПИэнергопроме разрабатываются технические проекты на сооружение ряда теплонасосных установок для промышленных предприятий Москвы.

Перспективный ряд типоразмеров парокompрессионных ТНУ для централизованного теплоснабжения, который планируется создать на базе серийно выпускаемых холодильных машин, представлен в табл. 8.3 [87]. Рабочее тело в установках – фреон-12.

#### 8.4. Трансформация пара низкого давления

Использование водяного пара низкого давления является одним из направлений реализации низкопотенциальных вторичных энергоресурсов. Особенно актуальна эта задача для металлургических предприятий, где в системах испарительного охлаждения печей получают большие количества пара с давлением 0,12–0,47 МПа. По данным некоторых металлургических заводов в доменном, сталеплавильном и прокатном производствах расход пара с такими параметрами достигает 10-80 т/ч. Вместе с тем непосредственное использование пара низкого давления ограничено.

Более полное использование пара от систем испарительного охлаждения теплотехнологических объектов целесообразно путем его компримирования до давлений 0,6-1,5 МПа, что может быть достигнуто с помощью пароструйных или механических компрессоров. Использование струйных компрессоров для повышения давления пара рассмотрено в [47, 70]. Одним из недостатков этого способа является необходимость расхода пара высокого давления. Использование механических компрессоров (турбокомпрессоров) возможно в зависимости от конкретных условий предприятий по одной из схем, представленных на рис. 8.29.

В варианте рис. 8.29,*а* повышение давления пара осуществляется турбокомпрессором, приводимым в действие от электродвигателя. В варианте рис. 8.29,*б* для привода турбокомпрессора используется паровая турбина, работающая на том же паре низкого давления. Такая схема получила название установки с расщепительной трансформацией теплоты [17]. Одни из вариантов этой схемы – с повысительной трансформацией теплоты – осуществляется при использовании в турбине пара более высокого потенциала  $p_0 > p_2$ . Целесообразнее всего в этом случае работа турбины с противодавлением, равным  $p_2$ .

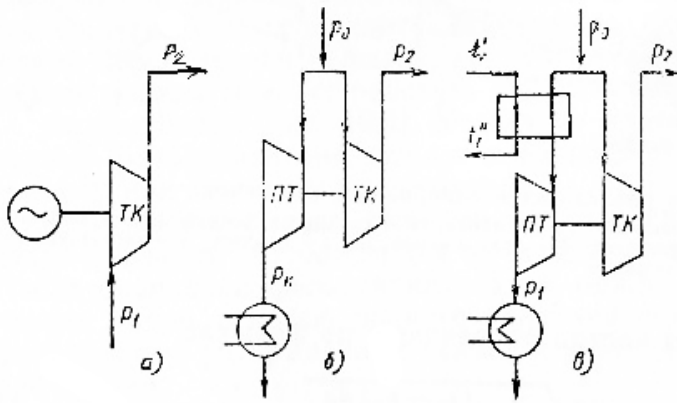


Рис. 8.29. Различные схемы использования турбокомпрессора для трансформации пара низкого давления

проведено исследование энергетических показателей приведенных выше схем. Проводилось сравнение по удельной экономии условного топлива на 1 Гкал теплоты, получаемой потребителем. Для принятых давлений на входе в турбокомпрессор  $p_1 = 0,15$  МПа и на выходе  $p_2 = 1$  МПа, при поступлении электроэнергии от КЭС и при условии замещения пара, вырабатываемого котельной, удельная экономия условного топлива  $\Delta B$  составила 72,4; 71,2 и 84,8 кг на 1 Гкал/ч соответственно для вариантов схем рис. 8.29,а-в. Приведенные показатели соответствуют КПД турбокомпрессора  $\eta_{oi} = 0,85$  и удельному расходу топлива на КЭС 340 г/(кВт·ч).

Была проведена также предварительная оценка возможности использования для повышения давления пара низкого давления первых цилиндров газовых компрессоров К-380-103-1 и К-380-121-1, выпускаемых Невским заводом им. В. И. Ленина, с соответствующим их переоборудованием.

В варианте рис. 8.29,в пар низкого давления перед поступлением в турбину перегревается в теплообменнике отходящими газами технологического агрегата. Использование отходящих газов с температурой  $t_r \approx 300 \div 400^\circ\text{C}$  позволяет уменьшить расход пара на привод турбокомпрессора.

В 1981 г. кафедрой промышленных теплоэнергетических систем (ПТС) МЭИ было

## Литература

1. Промышленные теплообменные процессы и установки / под общ. ред. А. М. Бакластова. – Москва : Энергоатомиздат, 1986. – 322 с.
2. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника : справ. / под общ. ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. – Москва : Энергоатомиздат, 1989. – Кн. 4. – 586 с.
3. Теплотехническое оборудование и теплоснабжение промышленных предприятий / Б. Н. Голубков [и др.]. – Москва : Энергия, 1972. – 422 с.
4. Нащокин, В. В. Техническая термодинамика и теплопередача / В. В. Нащокин. – Москва : Высш. шк., 1980. – 468 с.
5. Исаченко, В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, Л. С. Сукомел. – Москва : Энергоатомиздат, 1981. – 417 с.
6. Дытнерский, Ю. И. Основные процессы и аппараты химической технологии : пособие по проектированию / Ю. И. Дытнерский, Г. С. Борисов, В. П. Брыков. – Москва : Химия, 1991. – 412 с.
7. Богданов, С. Н. Теоретические основы хладотехники / С. Н. Богданов. – Москва : Агропромиздат, 1986. – 319 с.
8. Керн, Д. Развитые поверхности теплообмена / Д. Керн, А. Краус. – Москва : Энергия, 1977. – 461 с.
9. Низкотемпературные тепловые трубы / под общ. ред. Л. Л. Васильева. – Минск : Наука и техника, 1976. – 138 с.
10. Плановский, А. А. Сушка дисперсных материалов в химической промышленности / А. А. Плановский, Б. И. Муштаев, В. М. Ульянов. – Москва : Химия, 1979. – 287 с.
11. Павлов, К. Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков. – Ленинград : Химия, 1981. – 560 с.
12. Лебедев, П. Д. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий / П. Д. Лебедев, А. А. Щукин. – Москва : Энергия, 1970. – 408 с.
13. Мещеряков, Ф. Е. Основы холодильной техники и холодильной технологии / Ф. Е. Мещеряков. – Москва : Пищевая пром-ть, 1975. – 559 с.
14. Доссат, Р. Дж. Основы холодильной техники / Р. Дж. Доссат. – Москва : Легкая и пищевая пром-ть, 1984. – 518 с.
15. Холодильные машины / Н. Н. Кошкин [и др.]. – Москва : Пищевая пром-ть, 1973. – 511 с.

16. Теплообменные аппараты холодильных установок / Г. Н. Данилова [и др.]. – Ленинград : Машиностроение, 1986. – 328 с.

17. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин / Е. М. Бамбушек [и др.]. – Ленинград : Машиностроение, 1987. – 420 с.

18. Касаткин, А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии / А. Г. Касаткин. – Москва : Химия, 1973. – 652 с.

19. Сидельковский, Л. Н. Котельные установки промышленных предприятий / Л. Н. Сидельковский, В. Н. Юренев. – Москва : Энергоатомиздат, 1988. – 528 с.

20. Зайцев, И. Д. Физико-химические свойства бинарных и многокомпонентных растворов неорганических веществ / И. Д. Зайцев, Г. Г. Асеев. – Москва : Химия, 1988. – 498 с.



## Содержание

|   |            |
|---|------------|
| <b>Глава 1. ОСНОВНЫЕ ВИДЫ ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ И ОБОРУДОВАНИЯ</b> | <b>3</b>   |
| 1.1. Основные понятия и классификация тепломассообменных процессов и оборудования     | 3          |
| 1.2. Теплоносители  | 7          |
| <b>Глава 2. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ</b>  | <b>13</b>  |
| 2.1. Рекуперативные теплообменники и их конструкции                                   | 13         |
| 2.2. Расчет рекуперативных теплообменников  | 27         |
| 2.2.1. Тепловой конструктивный расчет   | 29         |
| 2.2.2. Поверочный расчет  | 39         |
| 2.2.3 Компонентный расчет   | 42         |
| 2.2.4. Гидравлический расчет  | 47         |
| 2.3. Тепловой расчет компактных аппаратов с ребристыми поверхностями теплообмена      | 51         |
| 2.4. Рекуперативные аппараты периодического действия                                  | 55         |
| 2.5. Некоторые методы интенсификации теплообмена                                      | 60         |
| 2.6. Тепловые трубы   | 62         |
| 2.7. Регенеративные теплообменные аппараты и их конструкции                           | 74         |
| 2.8. Теплообмен в слое  | 80         |
| 2.9. Тепловой расчет регенераторов  | 84         |
| 2.10. Аппараты с кипящим слоем  | 91         |
| 2.11. Уравнения для расчета коэффициентов теплоотдачи                                 | 105        |
| <b>Глава 3. ВЫПАРНЫЕ УСТАНОВКИ</b>  | <b>111</b> |
| 3.1. Свойства растворов   | 111        |
| 3.2. Технологические схемы выпарных установок   | 121        |
| 3.3. Выбор схемы выпарной установки   | 127        |
| 3.4. Основные элементы схемы выпарной установки                                       | 131        |
| 3.5. Тепловой расчет многоступенчатой выпарной установки [МВУ]                        | 139        |

|  |     |
|--|-----|
| <b>Глава 4. СМЕСИТЕЛЬНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ</b>  | 157 |
| 4.1. Основные понятия и определения  | 157 |
| 4.2. Графическое изображение основных процессов изменения состояния воздуха        | 161 |
| 4.3. Теплообменники с непосредственным контактом газов и жидкости                  | 163 |
| 4.4. Теплообменные аппараты систем кондиционирования воздуха                       | 172 |
| <b>Глава 5. СУШИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ</b>  | 180 |
| 5.1. Основные понятия. Свойства влажных материалов                                 | 180 |
| 5.2. Процесс сушки материалов  | 185 |
| 5.3. Конвективная сушка  | 202 |
| 5.4. Оборудование сушильных установок  | 228 |
| <b>Глава 6. СОРБЦИОННЫЕ ПРОЦЕССЫ И УСТАНОВКИ</b>                                   | 254 |
| 6.1. Общие сведения о сорбционных процессах  | 254 |
| 6.2. Абсорбционные процессы и установки  | 256 |
| 6.3. Адсорбционные процессы и установки  | 262 |
| <b>Глава 7. ПЕРЕГОННЫЕ И РЕКТИФИКАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ</b>                            | 266 |
| 7.1. Общие сведения о перегонке и ректификации                                     | 266 |
| 7.2. Физико-химические основы равновесия фаз жидкость – пар                        | 270 |
| 7.3. Перегонные установки  | 287 |
| 7.4. Ректификационные установки  | 293 |
| 7.5. Конструкции ректификационных колонн   | 305 |
| <b>Глава 8. УСТАНОВКИ ДЛЯ ТРАНСФОРМАЦИИ ТЕПЛОТЫ</b>                                | 312 |
| 8.1. Классификация, принципы действия и области применения трансформаторов теплоты | 312 |
| 8.2. Холодильные установки   | 320 |
| 8.2.1. Компрессионные холодильные установки  | 320 |
| 8.2.2. Абсорбционные холодильные установки   | 342 |
| 8.2.3. Пароэжекторные холодильные установки  | 354 |
| 8.3. Тепловые насосы   | 359 |
| 8.4. Трансформация пара низкого давления   | 364 |
| Литература   | 366 |

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ, МОНТАЖ  
И ЭКСПЛУАТАЦИЯ  
ТЕПЛОМАССОБМЕННЫХ УСТАНОВОК**

**ПОСОБИЕ  
для слушателей специальности  
переподготовки 1-43 01 71 «Техническая  
эксплуатация теплоэнергетических установок  
и систем теплоснабжения»  
заочной формы обучения**

**Составители: Овсянник Анатолий Васильевич  
Шаповалов Александр Валерьевич**

Подписано к размещению в электронную библиотеку  
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного  
учебно-методического документа 19.10.21.

Рег. № 73Е.

<http://www.gstu.by>