

(рН 7—8,5), которая достигается путем добавления в него некоторого количества каустической соды и известкового молока.

При проектировании установок и особенно аппаратов необходимо избегать применения в системе разнородных материалов, в процессе эксплуатации производить тщательную окраску труб и периодически возобновлять ее, не допускать утечки из системы рассола и поддерживать в ней чистоту.

Наиболее эффективным средством является добавка в рассол пассиваторов: силиката натрия, хромовой соли, фосфорной кислоты. Опытами установлено, что в закрытой рассольной системе при использовании тщательно очищенных солей коррозия оказывается минимальной. Поэтому антикоррозионные добавки чаще всего применяют в открытых рассольных системах.

Из других свойств рассолов для эксплуатации имеют значения их теплоемкость и вязкость, так как они влияют на работу рассольного насоса. В табл. III.1. приведены значения физических констант для рассматриваемых рассолов.

Таблица III.1

| Свойства  | Рассол    |                   |                   |
|---|-----------|-------------------|-------------------|
|   | NaCl      | MgCl <sub>2</sub> | CaCl <sub>2</sub> |
| Температура замерзания при соответствующей концентрации, °C | -10 ÷ -20 | -10 ÷ -20         | -10 ÷ -20         |
| Теплоемкость, кДж/(кг·°C)                                   | 3,5—3,34  | 3,55—3,0          | 3,5—3,22          |
| Вязкость (на кривой льда), Па·с                             | 3433—6376 | 3924—8338         | 4905—9319         |

В рассолы иногда добавляют высокомолекулярные соединения (полиокс или полиакриламид — полимеры линейной структуры) в количествах 0,03—0,07%. Эти соединения способствуют уменьшению потерь на трение, увеличению производительности насосов и пропускной способности трубопроводов. Полимеры, обладающие таким эффектом, называют поверхностноактивными веществами (ПАВ). По данным экспериментов, гидравлическое сопротивление магистральных трубопроводов охлаждающей системы с рассольным охлаждением снижается на 30—50% для развитого турбулентного режима течения и на 20—25% — для переходного.

При увеличении концентрации поверхностноактивных веществ, концентрации соли и при понижении температуры наблюдается уменьшение порогового значения чисел Re, начиная с которых наблюдается снижение гидравлических сопротивлений. Экспериментально установлено, что с увеличением числа Re и концентрации добавки полимеров эффект снижения сопротивления трения возрастает. С понижением температуры эффективность добавки полимеров также значительно возрастает.

Однако при добавлении этих веществ коэффициенты теплоотдачи жидкости к поверхности теплообмена уменьшаются примерно на 20%. Влияние добавок на теплообмен в батареях незначительное из-за большого термического сопротивления со стороны воздуха, а на теплообмен в испарителях, охлаждающих рассол, — заметное. Причем для аммиачных систем это влияние сильнее, что объясняется одинаковым значением сопротивления теплоотдаче со стороны хладагента и рассола.

**Этиленгликоль.** Этот хладоноситель является бесцветной и не обладающей запахом жидкостью. Температура кипения при атмосферном

давлении 197,2°С; при 20° С давление около 15,9 Па. Водные растворы этиленгликоля имеют следующие температуры замерзания

| Концентрация этиленгликоля, % по объему | 0 | 10   | 20   | 30    | 40    | 45    | 50    | 55  | 60  | 70    |
|---|---|------|------|-------|-------|-------|-------|-----|-----|-------|
| Начало замерзания, °С                   | 0 | -3,7 | -8,9 | -16,0 | -25,3 | -31,1 | -57,2 | -43 | -51 | -67,2 |

Коррозия водяными растворами этиленгликоля может быть в значительной мере снижена путем добавления нескольких процентов триэтаноламинофосфата.

**Фреоны.** Наиболее эффективным низкотемпературным хладоносителем является R 30 благодаря низкой температуре замерзания и малой вязкостью при низких температурах.

При температуре -40°С и скорости движения  $W = 1$  м/с использование R 30 вместо водного раствора хлористого кальция обеспечивает уменьшение теплопередающей поверхности втрое. При температурах от -90 до -101°С в качестве хладоносителя используют R 11.

**Твердые хладоносители.** Кроме жидких хладоносителей применяют также эвтектический лед, образующий в криогидратной точке однородную смесь льда и соли и имеющий постоянную температуру плавления. В некоторых случаях целесообразно использовать его в сочетании с машинным охлаждением. Временный избыток холодильной мощности обеспечивает возможность замораживания раствора, а при повышенной тепловой нагрузке холодильной установки эвтектический лед за счет теплоты плавления поддерживает требуемые температуры.

Помимо водных растворов солей для получения эвтектического льда применяют водный раствор пропиленгликоля  $\text{C}_2\text{H}_4\text{OH} \cdot \text{C}_2\text{H}_4\text{ON} \times \text{C}_2\text{H}_5$ , который используется для непосредственного замораживания пищевых продуктов. Этот раствор не обладает запахом, не корродирует металлы и имеет следующие температуры замерзания:

| Концентрация пропиленгликоля (% по объему) | 10   | 20   | 30    | 40    | 50    | 60  |
|--|------|------|-------|-------|-------|-----|
| Температура начала замерзания, °С          | -3,3 | -7,2 | -12,8 | -20,8 | -32,2 | -52 |

### Преимущества и недостатки систем охлаждения с промежуточными хладоносителями

Системы охлаждения с промежуточными хладоносителями имеют следующие основные преимущества: меньший расход цельнотянутых труб, большая аккумулирующая способность, более простое регулирование режимов, возможность применения более простой и полной автоматизации работы охлаждающей системы, меньшая опасность в случае аварии, относительно малая вместимость по хладагенту, отсутствие возможности утечки хладагента в камерах, возможность получения различных температур при одной температуре испарения.

К недостаткам таких систем относятся: повышенная коррозия трубопроводов, аппаратов, арматуры, оборудования (особенно при исполь-

зовании рассолов в открытых системах); необходимость поддержания более низкой температуры кипения для дополнительного охлаждения промежуточного хладоносителя в испарителе с температурным напором в нем около  $5^{\circ}\text{C}$ ; наличие дополнительных затрат энергии на работу насосов, а также дополнительного оборудования (насосы, испарители, баки, концентраторы рассола, бойлер) и, следовательно, большая металлоемкость таких систем и значительная площадь машинного отделения. Кроме того, в открытых системах и контактных аппаратах с промежуточным хладоносителем (особенно рассолом), создаются условия для интенсивного поглощения влаги из воздуха камеры, что вызывает повышение потерь от усушки продуктов.

## ЦИРКУЛЯЦИЯ ХЛАДАГЕНТА В СИСТЕМЕ

Рассмотрим основные закономерности циркуляции хладагента на следующем примере. Предположим, что в схеме, показанной на рис. III.5, к отделителю жидкости подключена только одна батарея верхнего этажа. Движение хладагента по циркуляционному контуру (см. рис. III.6) будет подчиняться следующим закономерностям. Циркуляционный напор  $\Delta p_{\text{ц}}$ , вызывающий движение хладагента в данном контуре, расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений в батарее  $\Delta p_{\text{б}}$  и внешних по отношению к ней сопротивлений жидкостного и парового трубопроводов и их местных сопротивлений  $\Delta p_{\text{вн}}$ , а также на ускорение движения частиц жидкости в циркуляционном контуре  $\Delta p_{\text{уск}}$ , т. е.  $\Delta p_{\text{ц}} = \Delta p_{\text{б}} + \Delta p_{\text{вн}}$ , где  $\Delta p_{\text{б}} = \Sigma(\Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{уск}})_{\text{б}}$ .

Очевидно, чем меньше внешние по отношению к батарее сопротивления циркуляционного контура  $\Delta p_{\text{вн}}$ , тем больше может быть скорость движения парожидкостной смеси в самой батарее. Эта скорость связана с потерей напора в батарее соотношением

$$(\Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{уск}})_{\text{б}} = \xi \omega_0^2 \rho L_{\text{б}} / 2D,$$

где  $L_{\text{б}}$  — длина труб батарей;  $D$  — диаметр труб батарей;  $\xi$  — коэффициент сопротивления, отнесенный к скорости  $\omega_0$  парожидкостной смеси.

Скорость  $\omega_0$  определяют по формуле  $\omega_0 = (G' + G'') / F_{\text{д}} \rho$ , где  $G'$  и  $G''$  — соответственно массовый расход жидкости и пара;  $\rho$  — плотность жидкости в рассматриваемом сечении трубы площадью  $F_{\text{д}}$ .

Пренебрегая потерей напора на ускорение частиц жидкости, можно записать

$$\Delta p_{\text{ц}} = 9,81(\rho_1 - \rho_2) H_1 = \Delta p_{\text{вн}} + \xi \omega_0^2 \rho L_{\text{б}} / 2D. \quad (\text{III.1})$$

Связь между паросодержанием на выходе из батарей  $x_{\text{б}}$ , количеством жидкости  $G'$ , подаваемой в батарею, и ее тепловым потоком  $Q_{\text{б}}$  выразится соотношением

$$Q_{\text{б}} = G(t_{0, \text{б}} - t_0) c_{\text{ж}} + G r x_{\text{б}}, \quad (\text{III.2})$$

откуда

$$x_{\text{б}} = (Q_{\text{б}} / G r) - (t_{0, \text{б}} - t_0) c_{\text{ж}} / r, \quad (\text{III.3})$$

где  $c_{\text{ж}}$  — удельная теплоемкость жидкого хладагента;  $t_{0, \text{б}}$  — температура кипения хладагента, соответствующая давлению в батарее;  $t_0$  — температура кипения в отделителе жидкости;  $r$  — скрытая теплота парообразования.

При этом предполагается, что трубопровод опускной ветви циркуляционного контура изолирован и в нем отсутствует теплообмен, поэтому температура хладагента в ней остается постоянной.

Из выражения (III.3) следует, что с увеличением теплового потока паросодержание хладагента на выходе из батареи увеличивается. С другой стороны с увеличением паросодержания хладагента в батарее уменьшается плотность  $\rho_2$  парожидкостной смеси в подъемной ветви циркуляционного контура и, следовательно, увеличивается циркуляционный напор  $\Delta p_{ц}$ . С ростом  $\Delta p_{ц}$  значение располагаемого напора, расходуемого на преодоление внешних (по отношению к батарее) гидравлических сопротивлений  $\Delta p_{вн}$  циркуляционного контура, будет возрастать. Это приведет к увеличению подачи жидкости в батарее. С увеличением подачи хладагента и количества образовавшегося пара в батарее возрастают и скорость парожидкостной смеси  $w_0$ , а вместе с ней и гидравлические сопротивления батарей. Причем по достижении тепловым потоком некоторого значения  $Q_6$  гидравлические сопротивления батарей  $\Delta p_6$  будут возрастать интенсивней приращения циркуляционного напора  $\Delta p_{ц}$  и внешних сопротивлений  $\Delta p_{вн}$ . Момент, когда скорости изменения циркуляционного напора и гидравлического сопротивления батарей становятся равными между собой, соответствует критическому тепловому потоку  $Q_{кр}$  и критической скорости  $(w_0)_{кр}$ .

При дальнейшем росте теплового потока понижается располагаемый циркуляционный напор, и несмотря на то, что  $\Delta p_{ц}$  возрастает, количество жидкости поступающей в батарею, а следовательно, и кратность циркуляции уменьшается.

Г. К. Мнацаканов показал, что при соблюдении условия  $\Delta p_{ц} = \Delta p_6 + \Delta p_{вн}$  тепловой поток достигает максимального значения  $Q_{max}$ . При этом кратность циркуляции хладагента  $n = 1$ .

При дальнейшем росте теплового потока ( $Q > Q_{max}$ ) кратность циркуляции становится меньше единицы, заполнение прибора хладагентом уменьшается, часть его поверхности омывается паром, в результате чего теплопередача уменьшается. Уменьшение теплопередачи происходит до тех пор, пока тепловой поток не станет равным  $Q_{max}$ , т. е. снова наступает «динамическое равновесие», при котором  $G_{п} = G_{н}$ .

Из зависимостей (III.1), (III.2), (III.3) следует, что каждому значению высоты  $H_1$  уровня жидкого хладагента в данном циркуляционном контуре соответствуют определенные критические и максимальные значения теплового потока батарей, а также максимального паросодержания на выходе из нее.

При проектировании систем охлаждения следует подбирать сечения жидкостного и парового трубопроводов таким образом, чтобы местные сопротивления трубопроводов были как можно меньше, а также устраивать внутреннюю циркуляцию хладагента в батареях за счет отделения жидкости от пара в самой батарее. Иначе ожидаемое значение тепловой нагрузки не будет достигнуто и тем в большей степени, чем больше несоответствие в напорах  $\Delta p_{ц} < \Delta p_6 + \Delta p_{вн}$ .

На закономерностях циркуляции хладагента основаны требования, предъявляемые при проектировании к охлаждающим системам с отделителями жидкости:

приборы охлаждения необходимо проектировать для условия  $Q_6 \leq Q_{max}$ , следует стремиться увеличивать значение  $Q_{max}$ , для чего необходимо: увеличивать  $\Delta p_{ц}$  (за счет увеличения  $H_1$  и установления теплоизоляции на подающих трубопроводах для предотвращения кипения в них хладагента); уменьшать  $\Delta p_6$  (за счет применения короткошланговых коллекторных охлаждающих приборов при осуществлении в них самоциркуляции хладагента, увеличения диаметра труб батарей и параллельного включения охлаждающих приборов, работающих от одного отделителя жидкости); уменьшать  $\Delta p_{вн}$  (путем увеличения диаметров трубопроводов отсоса пара, сокращения количества арматуры, уменьшения местных сопротивлений и длины трубопроводов); не допускать «обратных» уклонов в трубопроводах подачи и отсоса хладагента.

Чтобы в полной мере обеспечить батареи жидким хладагентом, следует увеличить высоту  $H_1$  уровня жидкости в циркуляционном контуре. Однако увеличение высоты  $H_1$  уровня жидкости ухудшает теплопередачу батарей.

Если предположить (см. рис. III.6), что опускающаяся ветвь циркуляционного контура изолирована, то жидкость, поступающая в батарею, в начальном ее сечении  $a$  будет иметь температуру  $t_0$ , соответствующую давлению кипения

$p_0$  в отдельности жидкости. Так как в сечении  $a$  давление  $p_1 = p_0 + 9,81\rho H_1$ , соответствующая температура кипения  $t_1 > t_0$ , то в этом сечении батареи жидкость оказывается в переохлажденном состоянии. Поэтому при дальнейшем ее перемещении в батарее она не будет кипеть, а только подогреваться до тех пор, пока в сечении  $b$  температура ее не достигнет температуры кипения  $t_1'$ , отвечающей давлению в этом сечении.

Дальнейшее движение хладагента будет сопровождаться его кипением при постоянно падающей температуре, соответствующей уменьшению величины статического столба.

Изменение температуры аммиака при его движении по шлангу пристенной батареи показано на рис. III.6. На этом же рисунке нанесена температура камеры  $t_k$ . Как видно из рис. III.6, расчетная разность температур между температурой кипения хладагента и температурой воздуха будет больше действительной и для нахождения ее необходимо площадь  $abcde$  разделить на высоту  $H_1$ ; в результате получим среднюю действительную разность температур  $(t_k - t_0)_{ср}$ . Влияние столба жидкости на теплопередачу батарей учитывают коэффициентом  $\xi = (t_k - t_0)_{ср} / (t_k - t_0)$ , который позволяет определить действительную разность температур. Он может быть назван температурным коэффициентом батареи. Чтобы перейти от расчетной тепловой нагрузки батареи, равной  $Q = k(t_k - t_0)F_k$ , к действительной, достаточно полученное значение  $Q_1$  умножить на температурный коэффициент батареи, т. е.  $Q_{1,д} = \xi Q_1$ .

Так как разность температур  $t_k - t_0$  обычно невелика, описываемое явление существенным образом может ухудшать теплопередачу от воздуха к батарее. Температурный коэффициент в некоторых случаях имеет значение всего лишь 0,3—0,4. При проектировании охлаждающей системы следует стремиться к тому, чтобы он приближался к 1. Это может быть достигнуто сокращением высоты столба жидкости в батарее. Необходимо иметь в виду, что вредное влияние гидростатического столба жидкости в батарее на ее теплопередачу будет тем значительней, чем ниже температура кипения, чем больше плотность жидкого хладагента и чем меньше разность температур между охлаждаемой средой и температурой кипения хладагента.

В таблице III.2 показано влияние давления столба жидкости высотой в 1 м на температуру кипения аммиака и R12 при разных температурах.

Влияние давления столба жидкости во фреоновых испарителях более значительно, чем в аммиачных, так как плотность жидкого фреона в 2,2 раза больше плотности жидкого аммиака.

Для устранения вредного влияния гидростатического столба жидкости на теплопередачу батарей систем непосредственного охлаждения проводят следующие мероприятия: переходят на поэтажное размещение отделителей жидкости; внедряют коллекторные батареи с самоциркуляцией жидкого хладагента; применяют батареи типа «каскад»; используют насосные системы с верхней подачей жидкого хладагента в батареи.

Таблица III.2

| Показатели                         | Температура кипения на поверхности раздела жидкость — пар |                       |                       |                       |
|------------------------------------|---|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
|                                    | +10   | —30                   | —50                   | —70                   |
| Температура кипения на глубине 1 м | $\frac{+10,3}{+11,1}$                                     | $\frac{-28,9}{-26,7}$ | $\frac{-47,4}{-43,5}$ | $\frac{-63,4}{-56,5}$ |
| Разность температур                | $\frac{0,3}{1,1}$   | $\frac{1,1}{3,3}$     | $\frac{2,6}{6,5}$     | $\frac{6,6}{13,5}$    |

Примечание. В числителе приведены значения для аммиака, в знаменателе — для R12.

Из выражения (III.3) следует, что с увеличением теплового потока паросодержание хладагента на выходе из батареи увеличивается. С другой стороны с увеличением паросодержания хладагента в батарее уменьшается плотность  $\rho_2$  парожидкостной смеси в подъемной ветви циркуляционного контура и, следовательно, увеличивается циркуляционный напор  $\Delta p_{ц}$ . С ростом  $\Delta p_{ц}$  значение располагаемого напора, расходуемого на преодоление внешних (по отношению к батарее) гидравлических сопротивлений  $\Delta p_{вн}$  циркуляционного контура, будет возрастать. Это приведет к увеличению подачи жидкости в батареи. С увеличением подачи хладагента и количества образовавшегося пара в батарее возрастают и скорость парожидкостной смеси  $\omega_0$ , а вместе с ней и гидравлические сопротивления батарей. Причем по достижении тепловым потоком некоторого значения  $Q_6$  гидравлические сопротивления батарей  $\Delta p_6$  будут возрастать интенсивней приращения циркуляционного напора  $\Delta p_{ц}$  и внешних сопротивлений  $\Delta p_{вн}$ . Момент, когда скорости изменения циркуляционного напора и гидравлического сопротивления батареи становятся равными между собой, соответствует критическому тепловому потоку  $Q_{кр}$  и критической скорости  $(\omega_0)_{кр}$ .

При дальнейшем росте теплового потока понижается располагаемый циркуляционный напор, и несмотря на то, что  $\Delta p_{ц}$  возрастает, количество жидкости поступающей в батарею, а следовательно, и кратность циркуляции уменьшаются.

Г. К. Мнацаканов показал, что при соблюдении условия  $\Delta p_{ц} = \Delta p_6 + \Delta p_{вн}$  тепловой поток достигает максимального значения  $Q_{max}$ . При этом кратность циркуляции хладагента  $n = 1$ .

При дальнейшем росте теплового потока ( $Q > Q_{max}$ ) кратность циркуляции становится меньше единицы, заполнение прибора хладагентом уменьшается, часть его поверхности омывается паром, в результате чего теплопередача уменьшается. Уменьшение теплопередачи происходит до тех пор, пока тепловой поток не станет равным  $Q_{max}$ , т. е. снова наступает «динамическое равновесие», при котором  $G_{ц} = G_{н}$ .

Из зависимостей (III.1), (III.2), (III.3) следует, что каждому значению высоты  $H_1$  уровня жидкого хладагента в данном циркуляционном контуре соответствуют определенные критические и максимальные значения теплового потока батареи, а также максимального паросодержания на выходе из нее.

При проектировании систем охлаждения следует подбирать сечения жидкостного и парового трубопроводов таким образом, чтобы местные сопротивления трубопроводов были как можно меньше, а также устраивать внутреннюю циркуляцию хладагента в батареях за счет отделения жидкости от пара в самой батарее. Иначе ожидаемое значение тепловой нагрузки не будет достигнуто и тем в большей степени, чем больше несоответствие в напорах  $\Delta p_{ц} < \Delta p_6 + \Delta p_{вн}$ .

На закономерностях циркуляции хладагента основаны требования, предъявляемые при проектировании к охлаждающим системам с отделителями жидкости:

приборы охлаждения необходимо проектировать для условия  $Q_6 \ll Q_{max}$ , следует стремиться увеличивать значение  $Q_{max}$ , для чего необходимо: увеличивать  $\Delta p_{ц}$  (за счет увеличения  $H_1$  и установления теплоизоляции на подающих трубопроводах для предотвращения кипения в них хладагента); уменьшать  $\Delta p_6$  (за счет применения короткошланговых коллекторных охлаждающих приборов при осуществлении в них самоциркуляции хладагента, увеличения диаметра труб батарей и параллельного включения охлаждающих приборов, работающих от одного отделителя жидкости); уменьшать  $\Delta p_{вн}$  (путем увеличения диаметров трубопроводов отсоса пара, сокращения количества арматуры, уменьшения местных сопротивлений и длины трубопроводов); не допускать «обратных» уклонов в трубопроводах подачи и отсоса хладагента.

Чтобы в полной мере обеспечить батареи жидким хладагентом, следует увеличить высоту  $H_1$  уровня жидкости в циркуляционном контуре. Однако увеличение высоты  $H_1$  уровня жидкости ухудшает теплопередачу батареи.

Если предположить (см. рис. III.6), что опускающая ветвь циркуляционного контура изолирована, то жидкость, поступающая в батарею, в начальном ее сечении  $a$  будет иметь температуру  $t_0$ , соответствующую давлению кипения

$p_0$  в отдельности жидкости. Так как в сечении  $a$  давление  $p_1 = p_0 + 9,81\rho H_1$ , соответствующая температура кипения  $t_1 > t_0$ , то в этом сечении батареи жидкость оказывается в переохлажденном состоянии. Поэтому при дальнейшем ее перемещении в батарее она не будет кипеть, а только подогреваться до тех пор, пока в сечении  $b$  температура ее не достигнет температуры кипения  $t_1'$ , отвечающей давлению в этом сечении.

Дальнейшее движение хладагента будет сопровождаться его кипением при постоянно ладающей температуре, соответствующей уменьшению величины статического столба.

Изменение температуры аммиака при его движении по шлангу пристенной батареи показано на рис. III.6. На этом же рисунке нанесена температура камеры  $t_k$ . Как видно из рис. III.6, расчетная разность температур между температурой кипения хладагента и температурой воздуха будет больше действительной и для нахождения ее необходимо площадь  $abcde$  разделить на высоту  $H_1$ ; в результате получим среднюю действительную разность температур  $(t_k - t_0)_{ср}$ . Влияние столба жидкости на теплопередачу батарей учитывают коэффициентом  $\xi = (t_k - t_0)_{ср} / (t_k - t_0)$ , который позволяет определить действительную разность температур. Он может быть назван температурным коэффициентом батареи. Чтобы перейти от расчетной тепловой нагрузки батарей, равной  $Q = k(t_k - t_0)F_k$ , к действительной, достаточно полученное значение  $Q_1$  умножить на температурный коэффициент батареи, т. е.  $Q_{1,д} = \xi Q_1$ .

Так как разность температур  $t_k - t_0$  обычно невелика, описываемое явление существенным образом может ухудшать теплопередачу от воздуха к батарее. Температурный коэффициент в некоторых случаях имеет значение всего лишь 0,3—0,4. При проектировании охлаждающей системы следует стремиться к тому, чтобы он приближался к 1. Это может быть достигнуто сокращением высоты столба жидкости в батарее. Необходимо иметь в виду, что вредное влияние гидростатического столба жидкости в батарее на ее теплопередачу будет тем значительней, чем ниже температура кипения, чем больше плотность жидкого хладагента и чем меньше разность температур между охлаждаемой средой и температурой кипения хладагента.

В таблице III.2 показано влияние давления столба жидкости высотой в 1 м на температуру кипения аммиака и R12 при разных температурах.

Влияние давления столба жидкости во фреоновых испарителях более значительно, чем в аммиачных, так как плотность жидкого фреона в 2,2 раза больше плотности жидкого аммиака.

Для устранения вредного влияния гидростатического столба жидкости на теплопередачу батарей систем непосредственного охлаждения проводят следующие мероприятия: переходят на поэтажное размещение отделителей жидкости; внедряют коллекторные батареи с самоциркуляцией жидкого хладагента; применяют батареи типа «каскад»; используют насосные системы с верхней подачей жидкого хладагента в батареи.

Таблица III.2

| Показатели                         | Температура кипения на поверхности раздела жидкость — пар |                       |                       |                       |
|------------------------------------|---|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
|                                    | +10   | -30                   | -50                   | -70                   |
| Температура кипения на глубине 1 м | $\frac{+10,3}{+11,1}$                                     | $\frac{-28,9}{-26,7}$ | $\frac{-47,4}{-43,5}$ | $\frac{-63,4}{-56,5}$ |
| Разность температур                | $\frac{0,3}{1,1}$   | $\frac{1,1}{3,3}$     | $\frac{2,6}{6,5}$     | $\frac{6,6}{13,5}$    |

Примечание. В числителе приведены значения для аммиака, в знаменателе — для R12.

Когда температура поверхностей батарей или воздухоохладителей, омываемых воздухом, становится ниже точки росы и ниже  $0^{\circ}\text{C}$ , на них появляется влага в виде инея, называемого снеговой шубой.

Оседая на трубах, иней ухудшает теплопередачу и циркуляцию воздуха. Особенно это заметно при использовании двухрядных, пучковых и ребристых батарей и воздухоохладителей. На холодильниках снеговую шубу с батареей периодически удаляют механическим способом или методом оттаивания ее горячими парами аммиака. Последний способ получил наибольшее распространение. Механический способ является более трудоемким, особенно при наличии уплотненного инея, который образуется, когда тепловая нагрузка в камерах отводится при температурах, близких к  $0^{\circ}\text{C}$ .

Метод оттаивания заключается в следующем. Предварительно из оттаиваемой батареи удаляют жидкий аммиак. Горячие аммиачные пары после маслоотделителя по специальному трубопроводу направляют в батарею. Соприкасаясь с холодной стенкой батареи, горячие пары нагревают ее и конденсируются. Постепенно внутри батареи накапливается конденсат, а на наружной поверхности ее начинает плавиться слой инея, который затем легко удаляется.

Наибольшее распространение получила схема оттаивания с дренажным ресивером. Ресивер располагают в нижней части системы. Объем его должен быть достаточным для приема всего жидкого аммиака, сливаемого из пристенных и потолочных батарей камеры, одновременно включаемых для оттаивания. Исходя из условий техники безопасности, объем ресивера обычно увеличивают на 15—20%.

Снеговую шубу удаляют следующим образом. Перекрывают вентиль питания батарей жидким аммиаком. Убедившись по мерному стеклу, что в ресивере нет жидкого аммиака, понижают в нем давление до давления всасывания. Для этого ресивер присоединяют к линии отсоса паров из батарей на пути к отделителю жидкости. Далее закрывают вентиль отсоса паров аммиака из оттаиваемых батарей и открывают вентиль на сливной линии. После этого жидкий аммиак самотеком поступает в ресивер. В целях безопасности ресивер заполняют жидким аммиаком не более чем на 80% объема. При необходимости ресивер можно отключать от батарей и дополнительно удалять из него жидкий аммиак.

После выпуска из батарей всей жидкости вентиль на сливной линии перекрывают и затем открывают вентиль на трубопроводе подачи горячих паров аммиака в батареи и не закрывают до тех пор, пока не закончится оттаивание батареи, при этом давление горячих паров не должно превышать 6000 Па. После этого линию горячих паров отключают от батарей и нагнетательного трубопровода. Затем открывают вентиль отсоса паров из батарей.

Для подачи жидкого аммиака из ресивера в систему аппарат соединяют с линией подачи жидкости из конденсатора на регулируемую станцию, которую предварительно отключают от конденсатора. Через регулируемую станцию жидкий аммиак выдвигают в батареи пара-



ми высокого давления. После выпуска аммиака ресивер отключают от регулирующей станции и присоединяют к всасывающей линии. После этого восстанавливают нормальную подачу жидкости из конденсатора в систему. Батареи подключают к линии питания жидким аммиаком из отделителя жидкости, а регулирующую станцию — к ресиверу конденсатора. В процессе оттаивания горячими парами с внутренней поверхности батарей удаляется масло, которое вместе с жидким аммиаком сливается в ресивер, где оно отстаивается и направляется в маслосборник. Ресивер должен иметь предохранительный клапан, линию аварийного выпуска аммиака, манометр и мерное стекло с предохранительным устройством. Обычно для удобства обслуживания его монтируют в машинном или аппаратном отделении.

Оттаивание батарей горячими парами аммиака затруднено в холодные месяцы года, когда давление конденсации снижается. В этот период времени процесс оттаивания можно ускорить, если искусственно повысить давление конденсации, включая часть секции конденсатора или переключая холодильную установку полностью на конденсацию паров в батареях, подлежащих оттаиванию. При этом надо избегать повышения давления на нагнетательной стороне компрессора, которое быстро возрастает после удаления снеговой шубы. В этом случае необходимо к конденсатору немедленно подключить компрессор. При оттаивании батарей с отключенным конденсатором необходимо, чтобы поверхность этих батарей была достаточна для конденсации пара, поступающего от работающего компрессора.

## Глава IV

### ФРЕОНОВЫЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

#### ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ФРЕОНАХ

Все расширяющееся использование фреонов в качестве хладагентов объясняется в первую очередь их практической безвредностью для человека (по сравнению с аммиаком), а также хорошими термодинамическими характеристиками, позволяющими выбрать оптимальный хладагент, соответствующий требуемым температурам кипения и конденсации.

Физические свойства фреонов, применяемых в качестве рабочих веществ, приведены в табл. IV. 1.

Отличительными особенностями фреонов являются малая токсичность, негорючесть, взрывобезопасность, достаточно высокая термостойкость и химическая инертность. Все перечисленные выше качества обеспечивают надежную и безопасную эксплуатацию холодильных установок. Однако следует помнить, что в присутствии открытого пламени и при соприкосновении с горячими поверхностями (с температурой выше 550°C) фреоны разлагаются с образованием хлористого и фтористого водорода, которые вызывают сильное раздражение слизистых оболочек. В продуктах разложения присутствуют также следы ядовитого газа — фосгена.

Таблица IV.1

| Хладагент | Молекулярная масса | Температура кипения при давлении 101,3 кПа, °С | Температура плавления, °С | Плотность жидкости при 20°С, кг/м <sup>3</sup> | Давление насыщенного пара при 20°С, Па, 10 <sup>-5</sup> | Критические параметры |                                 |                              |
|-----------|--------------------|--|---------------------------|--|--|-----------------------|---------------------------------|------------------------------|
|           |                    |  |                           |  |  | температура, °С,      | давление, Па · 10 <sup>-5</sup> | плотность, кг/м <sup>3</sup> |
| R12       | 120,93             | -29,8  | -158,0                    | 1329   | 5,67   | 112,0                 | 41,4                            | 558                          |
| R13       | 104,47             | -81,4  | -181,0                    | 1298*  | 31,8   | 28,7                  | 40,3                            | 580                          |
| R14       | 88,01              | -128   | -184,0                    | 1317**   | —  | —45,5                 | 39,0                            | 626                          |
| R22       | 86,48              | -40,8  | -160,0                    | 1213   | 9,10   | 96,0                  | 49,1                            | 525                          |
| R23       | 70,02              | -82,0  | -155,2                    | 814  | 42,4   | 25,9                  | 47,7                            | 516                          |
| R114      | 170,92             | 3,6  | -94,0                     | 1476   | 1,90   | 145,7                 | 32,7                            | 582                          |
| R115      | 154,48             | -38,7  | -106,0                    | 1307   | 8,22   | 80,0                  | 31,8                            | 613                          |
| RC-318    | 200,04             | -6,0   | -41,0                     | 1517   | 2,66   | 115,3                 | 28,1                            | 620                          |
| R13B1     | 148,93             | -57,8  | -168,0                    | 1603   | 15,1   | 67,1                  | 39,9                            | 750                          |
| R502      | 111,64             | -45,6  | —                         | 1283   | 10,6   | 90,1                  | 42,9                            | 559                          |

\* Значения плотности даны при -30°С.

\*\* Значения плотности даны при -80°С.

Наиболее широко в качестве хладагентов применяют R12 и R22. В одноступенчатых установках, работающих при температурах кипения -25°С и выше, используют в основном R12. Применение R12 наиболее эффективно в установках, работающих при высоких температурах конденсации.

Таблица IV.2

| $t_0, ^\circ\text{C}$ | $q_v, \text{кДж/м}^3$ при $t_K = +20^\circ\text{C}$ |      |      |      |
|-----------------------|---|------|------|------|
|                       | аммиак  | R12  | R22  | R502 |
| 0                     | 4044  | 2387 | 3836 | 4065 |
| -10                   | 2767  | 1669 | 2710 | 2871 |
| -20                   | 1832  | 1134 | 1864 | 1977 |
| -30                   | 1168  | 747  | 1243 | 1321 |
| -40                   | 714   | 472  | 798  | 853  |

Низкая объемная холодопроизводительность  $q_v$  (табл. IV.2) R12, а также невысокие значения коэффициентов теплоотдачи при кипении со стороны хладагентов в аппаратах послужили причиной того, что R12 постепенно вытесняется R22, особенно в средних и крупных установках. Из табл. IV.2. видно, что объемные холодопроизводительности R22 и аммиака близки, однако при снижении температуры кипения до -70°С  $q_v$  у R22 становится в 1,5 раза выше, чем у аммиака. Поэтому R22 широко применяют в низкотемпературных холодильных установ-

как: в одноступенчатых (до температур  $-40^{\circ}\text{C}$ ), в двухступенчатых (до  $-70^{\circ}\text{C}$ ), а также в верхних ветвях каскадных установок.

Жидкий R22 в отличие от R12 хорошо проводит электрический ток, снижает электрическое сопротивление изоляции обмоток встроенных электродвигателей герметичных и бессальниковых компрессоров и насосов, а в случае попадания на проходные контакты может вызвать короткое замыкание. По этой причине при проектировании герметичных компрессоров и насосов, работающих на R22 к изоляциям обмоток электродвигателей предъявляют повышенные требования.

Весьма перспективным хладагентом является R502, представляющий собой азеотропную смесь R22(48,8% массы) и R115(51,2% массы). Он имеет существенные преимущества перед R22: более низкую температуру конца адиабатного сжатия, меньшее отношение давлений при заданных температурах конденсации и кипения хладагента, наиболее высокие значения объемной холодопроизводительности в широком интервале температур кипения (табл. IV.2), возможность получения температур до  $-40^{\circ}\text{C}$  при нормальном давлении в картере компрессора. Эти достоинства R502 позволяют создавать простые, компактные и надежные в эксплуатации одноступенчатые низкотемпературные холодильные установки.

R114 и RC318 имеют высокие температуры кипения при атмосферном давлении (табл. IV.1) и поэтому их применяют в качестве хладагентов в установках кондиционирования воздуха и в тепловых насосах.

В нижних ветвях каскадных холодильных установок при температурах кипения от  $-70$  до  $-90^{\circ}\text{C}$  широко используют R13, R14, R23, R13B1. В последние годы R13 начинает вытесняться R23, у которого по сравнению с R13 при температурах от  $-50$  до  $-100^{\circ}\text{C}$  меньше вязкость и значительно выше коэффициенты теплоотдачи, что позволяет уменьшить размеры теплообменных аппаратов.

Для получения низких температур в установках умеренного холода ( $-90 \div -140^{\circ}\text{C}$ ) применяют R14. Он имеет весьма низкую критическую температуру ( $-45,5^{\circ}\text{C}$ ) и поэтому обычно является рабочим веществом нижних ветвей трехкаскадных установок.

Бромированный фреон R13B1 может быть использован в качестве хладагента для создания низких температур кипения (до  $-60^{\circ}\text{C}$ ) в одноступенчатых холодильных установках с охлаждением конденсаторов водой.

Фреоны, являясь хорошими растворителями, легко смывают с внутренних поверхностей холодильного оборудования и трубопроводов различные загрязнения, окалину.

Для предотвращения загрязнений системы компрессоры, аппараты и холодильные агрегаты подвергают тщательной очистке на заводах-изготовителях, стальные трубы пассивируют. Машины, аппараты и трубопроводы промывают хорошим растворителем, например авиационным бензином, закрывают заглушками, которые снимают непосредственно перед присоединением аппаратов к другим элементам холодильной установки.

Все фреоновые установки имеют фильтры для тонкой очистки хладагента в процессе эксплуатации от случайных загрязнений, продук-

тов распада масла и др. Обычно фильтры устанавливают на жидкостной линии после конденсатора, перед приборами автоматики, а в некоторых случаях и на всасывающих трубопроводах, например перед винтовыми компрессорами.

## ОСОБЕННОСТИ ФРЕОНОВЫХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ

**Требования к фреоновым системам охлаждения.** Основные отличия фреоновых охлаждающих систем определяются такими свойствами фреонов, как большая текучесть, практическая нерастворимость в воде и растворимость в смазочных маслах.

Из указанных свойств фреонов вытекают основные требования, предъявляемые к фреоновым охлаждающим системам: обеспечение герметичности, предотвращение попадания влаги в установку, непрерывная циркуляция маслофреоновой смеси и возврат масла из испарителя в компрессор.

*Герметичность установки* достигается применением прокладок из маслостойкой резины или паронита, а также специальных соединений трубопроводов с аппаратами с помощью специальных штуцеров.

Чтобы предотвратить попадание влаги в систему, заводы-изготовители выпускают машины и аппараты заполненными инертным газом. В период пуска систем в эксплуатацию их осушают, продувая инертными газами, и вакуумируют перед подачей хладагента. В период эксплуатации циркулирующий хладагент непрерывно осушается в специальных фильтрах-осушителях.

Непрерывная циркуляция маслофреоновой смеси и возврат масла в картер холодильной машины достигаются применением испарителей специальной конструкции, созданием условий, способствующих уменьшению растворения фреона в масле в картере компрессора.

*Непрерывную циркуляцию маслофреоновой смеси и возврат масла* необходимо рассматривать в связи с системой охлаждения, конструкцией испарителей и температурным режимом работы установки. В испарителях, в которых фреон кипит внутри труб (змеевиковые охлаждающие батареи, воздухоохладители и аппараты с внутритрубным кипением фреона), применяют верхнюю, нижнюю и комбинированную подачу фреона.

При верхней подаче облегчается возврат масла в компрессор и требуется меньшее количество фреона для заправки холодильной установки, отсутствует вредное влияние гидростатического столба жидкости на теплопередачу, фреон и масло движутся в одном направлении сверху вниз, что способствует лучшей циркуляции масла в системе.

При нижней подаче фреона в испарители выше коэффициент теплопередачи и лучше распределение фреона между параллельно работающими секциями. Поэтому ее чаще всего применяют в крупных разветвленных насосно-циркуляционных охлаждающих системах. Для возврата масла на трубопроводах отсоса пара устраивают петли для гидравлического затвора, в которых собирается транспортируемое паром масло. Для уменьшения вредного влияния гидростатического

столба жидкости охлаждающие приборы выполняют из параллельных горизонтально расположенных змеевиков со слегка приподнятыми выходными концами, объединенных коллекторами.

При комбинированной подаче фреон движется через последовательно соединенные змеевики сначала снизу вверх, а затем (в последних секциях) — сверху вниз. Коэффициент теплопередачи при комбинированной подаче несколько выше, чем при верхней, однако такие испарители имеют повышенное гидравлическое сопротивление. Поэтому комбинированный способ подачи фреона применяют лишь в некоторых испарителях, работающих при высоких температурах кипения; возврат масла из таких систем осуществляется легче, чем при нижней подаче хладагента.

**Способы подвода фреона к испарителям.** Подвод фреона осуществляется через дроссельные устройства, конструкция которых выбирается в зависимости от вида датчика. Последние могут срабатывать при изменении перегрева пара (ТРВ) или уровня жидкости в испарителе — поплавковые регулирующие вентили или соленоидные вентили и дроссельные устройства, получающие сигнал от электронных указателей уровня. Для питания испарителей фреонами используют терморегулирующий вентиль (ТРВ), термобаллон которого устанавливают до или после теплообменника. При установке термобаллона до теплообменника ТРВ настраивают на начало открытия при перегревах паров на 3—4°C и полное открытие при 5—7°C. При этом перегрев пара осуществляется в последних (по ходу фреона) шлангах испарителя, вследствие чего они работают с низкой эффективностью. Кроме того, при малых перегревах снижается чувствительность ТРВ и становится неустойчивой его работа.

Для уменьшения перегрева пара на выходе из змеевиковых испарителей применяют ТРВ с внешним уравниванием давлением. При этом регулируемый перегрев пара, выходящего из испарителя, уменьшается на величину соответствующую падению давления в охлаждающем приборе на участке от ТРВ до места присоединения его уравнивательной трубки.

Установка термобаллона ТРВ после теплообменника позволяет повысить теплосъем испарителя благодаря улучшению его заполнения жидким фреоном и снижению концентрации масла в маслофреоновой смеси. В этом случае ТРВ настраивают на значительно больший перегрев пара (не менее 15—20°C), обеспечивающий требуемое доиспарение фреона из масла.

Питание многосекционных испарителей с верхней подачей хладагента осуществляют с помощью специальных распределителей, устанавливаемых на жидкостном трубопроводе непосредственно после ТРВ, как показано на рис. IV.1. Принцип действия распределителя основан на том, что его гидравлическое сопротивление в 10 и более раз превышает сопротивление секции испарителя. Поэтому если падения давления фреона в различных секциях испарителя отличаются, например, на 10%, то суммарные падения давления в комплексах «распределитель плюс секция испарителя» будут отличаться не более чем на 1%. Распределители фреона устанавливают вертикально над верхней сек-

цей испарителя. Это позволяет уравнивать статические давления столбов жидкого фреона на входах в различные секции, особенно если они расположены по вертикали.

Во фреоновых холодильных установках с несколькими охлаждаемыми объектами распределение хладагента между ними производят путем установки индивидуальных ТРВ перед каждым испарителем, как показано на рис. IV.2.

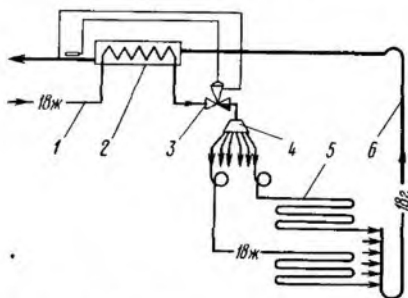


Рис. IV.1. Принципиальная схема питания многосекционного испарителя с верхней подачи фреона:

1 — жидкостный трубопровод; 2 — теплообменник; 3 — ТРВ с внешним уравниванием; 4 — распределитель; 5 — секция испарителя; 6 — всасывающий трубопровод.

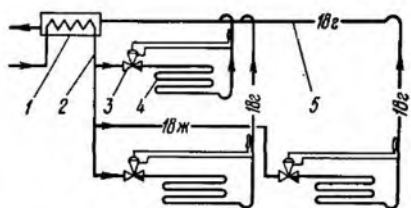


Рис. IV.2. Принципиальная схема питания параллельно работающих змеевиковых испарителей:

1 — теплообменник; 2 — трубопровод подачи жидкого фреона; 3 — ТРВ с внешним уравниванием; 4 — испаритель; 5 — всасывающий трубопровод.

Питание испарителей, в которых фреон кипит в межтрубном пространстве (кожухотрубные и кожухозмеевиковые испарители), осуществляется с помощью ТРВ или поплавковых регуляторов уровня. При проектировании и эксплуатации систем необходимо особое внимание уделять созданию условий для возврата масла из этих аппаратов в компрессор.

Если применяют маслорееоновые смеси с ограниченной взаимной растворимостью, то фракция, богатая маслом (как более легкая) собирается слоем в верхней части испарителя. Для обеспечения возврата масла в компрессор необходимо, чтобы температура застывания масла была значительно ниже температуры кипения фреона. Тогда масло вспенивается парами хладагента и в таком виде уносится во всасывающий трубопровод.

В случае применения маслорееоновых смесей с неограниченной взаимной растворимостью унос масла из межтрубного пространства испарителя возможен вместе с каплями неспарившейся жидкости, увлекаемыми паровым потоком.

Количество масла, отводимого из кожухотрубного испарителя паром, определяется его скоростью движения в испарителе, местом присоединения всасывающего патрубка к кожуху испарителя и его конструкции. Скорость в паровом пространстве зависит от количества образовавшегося пара (от тепловой нагрузки) и от степени заполнения испарителя жидким фреоном. Если тепловая нагрузка либо степень

заполнения испарителя снижаются, то уменьшается количество жидкой маслофреоновой смеси, уносимой из него вместе с паром. При малых тепловых нагрузках унос масла из испарителя может полностью прекратиться и привести к значительному ухудшению его теплопередачи, а также к аварийному снижению уровня масла в картере компрессора.

Принципиальная схема питания фреонового испарителя по перегреву приведена на рис. IV.3. Особенностью этих схем является настройка ТРВ для обеспечения нормальной работы системы.

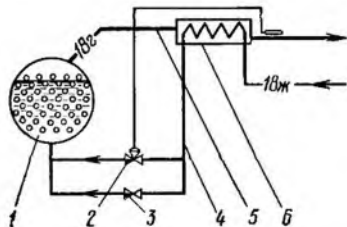


Рис. IV.3. Принципиальная схема питания фреонового кожухотрубного испарителя по перегреву:

1 — кожухотрубный испаритель; 2 — ТРВ; 3 — ручной регулирующий вентиль; 4 — трубопровод подачи жидкого фреона; 5 — всасывающий трубопровод; 6 — теплообменник.

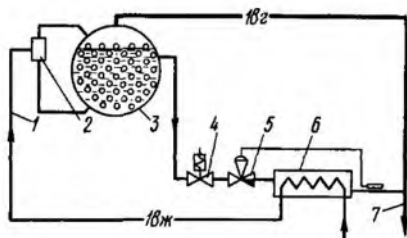


Рис. IV.4. Принципиальная схема питания фреонового кожухотрубного испарителя по уровню:

1 — трубопровод подачи жидкого фреона; 2 — регулятор уровня; 3 — кожухотрубный испаритель; 4 — соленоидный вентиль; 5 — ТРВ; 6 — теплообменник; 7 — всасывающий трубопровод.

При плавном увеличении тепловой нагрузки испарителя усиленное парообразование в аппарате приводит к уносу жидкости, что влечет за собой уменьшение подачи фреона через ТРВ. Однако ТРВ не может обеспечить безопасной работы системы при резком увеличении тепловой нагрузки, так как вскипание фреонов может привести к переполнению испарителя и влажному ходу компрессора. Поэтому приведенная схема пригодна лишь для питания испарителей, работающих в стационарном режиме при незначительных колебаниях тепловой нагрузки. Регулирование заполнения испарителя в пусковых и переходных режимах осуществляют ручным регуливающим вентилем.

Если термобаллон ТРВ установить на трубопроводе между испарителем и теплообменником, то вероятность влажного хода компрессора при переменных тепловых нагрузках несколько уменьшается, однако ухудшаются возврат масла в компрессор и теплопередача в испарителе. По опытным данным ВНИИХИ, коэффициент теплопередачи, отнесенный к полной поверхности аппарата, снижается на 30% при повышении перегрева паров R22, выходящих из испарителя от 0 до 2°C.

Принципиальная схема питания фреонового испарителя в зависимости от уровня приведена на рис. IV.4. Уровень жидкости в испарителе поддерживается таким, чтобы исключить попадание ее во всасывающий трубопровод при максимальных тепловых нагрузках, соответствующих заданным условиям эксплуатации испарителя. Удаление

маслофреоновой смеси из аппарата осуществляется по специальному трубопроводу, присоединенному к испарителю в зоне наивысшей концентрации масла в жидкой фазе. Жидкость, отведенная из испарителя, поступает в теплообменник, где происходит доиспарение фреона.

Соленоидный клапан, расположенный между испарителем и ТРВ, закрывается одновременно с выключением компрессора и предотвращает поступление жидкости во всасывающий трубопровод в нерабочий период. Рассмотренная схема обеспечивает надежную эксплуатацию

холодильной установки при изменяющихся во времени тепловых нагрузках.

Для низкотемпературных фреоновых установок перспективна схема питания испарителя, приведенная на рис. IV.5. От предыдущей она отличается тем, что в схеме используется оросительный испаритель с насосной циркуляцией маслофреоновой смеси. Некоторые зарубежные фирмы изготовляют оросительные испарители, оборудованные встроенными циркуляционными насосами либо эжекторами.

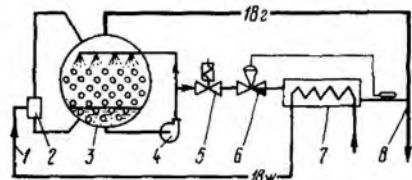


Рис. IV.5. Принципиальная схема питания фреонового оросительного испарителя по уровню:

1 — трубопровод подачи жидкого фреона; 2 — регулятор уровня; 3 — оросительный испаритель; 4 — циркуляционный насос; 5 — соленоидный клапан; 6 — ТРВ; 7 — теплообменник; 8 — всасывающий трубопровод.

Распределение фреона по многочисленным потребителям холода в холодильных установках большой мощности осуществляют с помощью насосно-циркуляционных охлаждающих систем, которые в отличие от аммиачных имеют дополнительные устройства, предназначенные для доиспарения фреона из масла и возврата его в компрессоры. Если такие установки и обслуживаются несколькими компрессорами, то возникают затруднения, связанные с распределением возвращаемого масла между параллельно работающими компрессорами.

В этом случае рекомендуют объединять картер компрессоров паровыми и жидкостными уравнительными линиями. Однако такое решение несколько снижает надежность эксплуатации и усложняет автоматизацию компрессоров. Поэтому предпочтительнее создавать фреоновую холодильную установку, включающую несколько параллельно работающих автономных однокомпрессорных холодильных машин, чем установку, в которой несколько компрессоров параллельно отсасывают пары из общей всасывающей линии.

Если это не осуществимо, то для параллельно работающих компрессоров можно рекомендовать централизованную систему возврата масла, в которую входят последовательно включенные теплообменник, ректификатор и маслосбиратель.

Во фреоновых установках двух и трехступенчатого сжатия обычно применяют комбинированные аппараты (теплообменники и маслоотделители), устанавливаемые после каждой ступени сжатия, которые выполняют функции промежуточных охладителей сжатого пара с автоматическим возвратом масла в соответствующие компрессоры. Иногда



во многоступенчатых установках применяют один маслоотделитель, который устанавливают после ступени высокого давления, а компрессоры среднего и низкого давления получают масло из картеров более высоких ступеней через поплавковые игольчатые клапаны.

В каскадных установках, работающих при температурах кипения фреона ниже  $-100^{\circ}\text{C}$ , трудно организовать возврат масла из испарителей в компрессор нижней ветви каскада. Объясняется это тем, что даже у самых современных низкотемпературных масел, применяемых в холодильной технике, при таких низких температурах вязкость возрастает настолько, что они теряют текучесть. В этих условиях для смазки низкотемпературных компрессоров применяют масла с высокой температурой замерзания, например вакуумные. Их отделяют от циркулирующего фреона в специальных спаренных маслоотделителях-вымораживателях до поступления маслофреоновой смеси в конденсатор-испаритель.

Вымораживатели включены параллельно и работают попеременно. В один из них, работающий в режиме вымораживания масла, подают сжатый пар после компрессора, а также жидкий фреон в змеевики аппарата, где он кипит при температуре ниже температуры замерзания масла. Поступающие в вымораживатель капельки масла затвердевают и сепарируются, а масляный пар осаждается на змеевиках в виде инея. Одновременно второй вымораживатель обогревают внешним теплом при закрытой подаче парообразного и жидкого фреона. При этом масло становится жидким и его возвращают в компрессор. Концентрация масла в испарителе зависит как от количества маслофреоновой смеси, уносимой из него потоком пара, так и от количества масла, попадающего в испаритель с жидким фреоном после дросселирования. Так как поступление жидкой фазы в испаритель превышает унос ее в несколько раз, то для обеспечения нормального возврата масла в компрессор необходимо, чтобы концентрация маслофреонového раствора, находящегося в испарителе, была во столько же раз больше концентрации раствора, поступающего в испаритель. Чем меньше количество масла поступает в испаритель с жидким фреоном, тем ниже концентрация масла в смеси, находящейся в аппарате.

Маслоотделители установок, работающих на маслофреоновых смесях, особенно с неограниченной взаимной растворимостью, должны возвращать в компрессор масло с малым содержанием фреона, для того чтобы предотвратить его вспенивание в картере. Обычные аммиачные маслоотделители, охлаждаемые водой, для фреоновых установок не подходят, так как отделенное в них масло содержит значительно большее количество фреона, чем находящееся в компрессоре, и возврат его в картер приводит к повышенному пенообразованию. Поэтому фреоновые маслоотделители имеют специальные устройства для подогрева возвращаемого масла горячим паром после компрессора.

В современных фреоновых холодильных установках теплообменники предназначены для переохлаждения маслофреоновой смеси на  $20-25^{\circ}\text{C}$  (в некоторых случаях значительно больше), а также защищают компрессор от влажного хода.

Охлаждение жидкого фреона, осуществляемое за счет перегрева

пара в теплообменнике, увеличивает удельную холодопроизводительность хладагента, однако уменьшает массовое количество фреона, всасываемого компрессором. Эти противоположные влияния приводят при отрицательных температурах кипения к небольшому (до 10—15%) увеличению холодопроизводительности и энергетических коэффициентов холодильных машин, работающих на R12 и R502. С повышением температуры конденсации положительный эффект регенерации увеличивается. По данным А. В. Быкова, высокая эффективность действительного холодильного цикла при работе на R502 обеспечивается при регенерации, соответствующей перегреву паров, всасываемых компрессором, на 40—60°C.

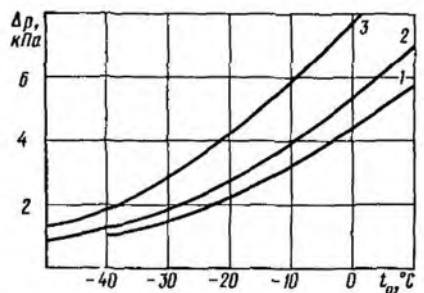


Рис. IV.6. Зависимость допустимого гидравлического сопротивления паровой зоны теплообменника  $\Delta p$  от температуры кипения  $t_0$ :  
1 — для R12; 2 — R22; 3 — для R502.

Кoeffициент теплопередачи и гидравлическое сопротивление теплообменника существенно зависят от концентрации масла в смеси  $\xi_m$  и сухости пара  $x$ , поступающего в него. По данным В. Б. Якобсона, при  $x = 1$  коэффициент теплопередачи в 1,5 раза меньше, чем при  $x = 0,86—0,98$ . С повышением  $\xi_m$  от 1 до 10% гидравлическое сопротивление теплообменника увеличивается в 5—6 раз. Поэтому для повышения удельного теплосъема и снижения сопротивления крупных теплообменников их целесообразно

конструктивно оформлять в виде двух последовательно расположенных секций, первая из которых рассчитана на осушение поступающего пара, а вторая — на его перегрев.

Для обеспечения транспортировки масла минимальную скорость в теплообменнике принимают равной 6,1 м/с.

При проектировании теплообменников можно принимать гидравлическое сопротивление их паровой зоны по данным фирмы «Данфосс», приведенным на рис. IV.6

**Разводка трубопроводов.** В охлаждающих системах разводку трубопроводов выполняют так, чтобы обеспечить непрерывный равномерный возврат в компрессор уносимого масла.

Фреоновые жидкостные трубопроводы прокладывают аналогично аммиачным. Однако нужно помнить, что скрытая теплота фазового перехода у фреонов в несколько раз меньше, а плотность — значительно выше, чем у аммиака. Поэтому большое внимание следует обращать на предотвращение вскипания фреона вследствие падения его давления в трубопроводах, направляющих жидкость снизу вверх к распределительным и дроссельным устройствам. Транспортировка масла во фреоновых паровых трубопроводах возможна лишь при достаточной скорости пара. Минимальная скорость, необходимая для транспортировки масла, зависит от размеров его капель и плотности пара, которая резко меняется от температуры и давления.

66

Повышенные скорости в трубопроводах обеспечивают транспортировку более крупных капель масла, однако приводят к резкому возрастанию потерь давления пропорционально квадрату скорости движения хладагента. Это ухудшает условия работы компрессора и снижает его холодопроизводительность. Особенно нежелательны повышенные гидравлического сопротивления, всасывающих трубопроводов низкотемпературных одно- и многоступенчатых холодильных установок.

Л. З. Мельцер рекомендует следующие минимальные скорости, обеспечивающие перенос масла во фреоновых трубопроводах: в вертикальных всасывающих трубопроводах с движением фреона снизу вверх — 8,0 м/с; в вертикальных нагнетательных — 7,5 м/с; в горизонтальных всасывающих с уклоном по ходу пара — 4,5 м/с; в горизонтальных нагнетательных — 3,5 м/с.

Для облегчения подъема масла в вертикальных паровых трубопроводах их нижнюю часть выгибают в виде сифонов, как показано на рис. IV.1 и IV.2. Масло постепенно заполняет сифон и повышает его гидравлическое сопротивление до тех пор, пока не выбрасывается потоком пара в сторону пониженного давления.

Если возникает необходимость подавать масло с парами фреона вверх на значительную высоту, то на трубопроводе выполняют каскад сифонов с расстоянием между ними 3—9 м по вертикали. Масло под давлением парообразного фреона перебрасывается от нижерасположенного сифона к находящемуся над ним.

Верхнюю часть вертикальных трубопроводов, транспортирующих паромасляную смесь из отдельных испарителей снизу вверх, следует выгибать в виде грифонов (обратных сифонов) и подключать к общей всасывающей линии сверху, как показано на рис. IV.1. и IV.2. Это предотвращает попадание маслофреоновой смеси из одного испарителя в другой.

Надежный возврат масла из испарителей в компрессор может быть обеспечен, если его всасывающий вентиль расположен ниже выходных патрубков испарителей и применяется верхняя разводка всасывающих трубопроводов.

Горизонтальные участки паровых трубопроводов выполняют с уклоном 3—5% по ходу фреона. Уклон позволяет снизить скорость пара, а также не допустить обратный слив масла по трубе при остановке компрессора либо уменьшении его производительности.

В схемах с верхней разводкой трубопроводов нагнетательные стояки параллельно работающим компрессорам целесообразно присоединять к общему коллектору с помощью грифонов, непосредственно перед которыми на каждом стояке устанавливают обратные клапаны. Это защищает временно не работающие компрессоры от опасного заполнения маслом их нагнетательных стояков и конденсации в них пара.

В небольших установках в переменной во времени тепловой нагрузкой часто используют один компрессор с регулируемой холодопроизводительностью, позволяющий поддерживать давление испарения приблизительно постоянным. При колебаниях тепловой нагрузки скорость пара в его всасывающем и нагнетательном трубопроводах

может изменяться в несколько раз. В этих условиях работа осложняется транспортировка масла в трубопроводах, направленных снизу вверх, например когда конденсатор располагают на крыше здания. Можно рассчитать сечение вертикального отрезка нагнетательной линии компрессора с регулируемой холодопроизводительностью таким образом, чтобы при минимальной тепловой нагрузке в ней поддерживалась скорость пара, достаточная для транспортировки масла. Однако при увеличении производительности компрессора гидравлическое сопротивление трубопровода резко возрастает.

В установках с регулируемой холодопроизводительностью применяют нагнетательную линию из двух труб разного диаметра (рис. IV.7).

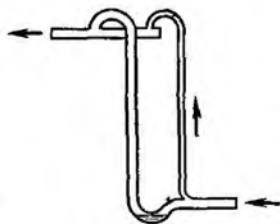


Рис. IV.7. Принципиальная схема двухтрубной нагнетательной линии.

При повышении тепловой нагрузки суммарное сечение трубопроводов обеспечивает скорость пара, необходимую для переноса масла. При уменьшении производительности компрессора скорость пара становится меньше минимально допустимой, масло постепенно заполняет сифон и создает гидравлический затвор, перекрывающий трубу большего диаметра. При этом весь пар пойдет по трубе малого диаметра со скоростью, достаточной для переноса масла.

**Особенности циркуляции маслофреоновых смесей.** Концентрация масла в смеси, возвращаемой в компрессор, зависит от перегрева пара фреона в теплообменнике.

При отсутствии теплообменника во фреоновой установке с безнасосной системой охлаждения фреон в охлаждающих приборах почти полностью испаряется. Незначительное количество фреона доиспаряется из масла во всасывающем трубопроводе. Концентрация масла в маслофреоновой смеси в испарителе высокая, а на выходе из него — близкая к единице, а это значит, что большая часть масла скапливается в испарителе, что ухудшает надежность холодильных машин и теплопередачу испарителя.

При наличии теплообменника в испаритель поступает маслофреоновая смесь с концентрацией масла  $\xi_1$ , содержащая  $(G + \Delta G)$  кг жидкого фреона. Под действием теплопритоков в испарителе выкипает  $G$  кг фреона и из него выходит маслофреоновая смесь с концентрацией масла  $\xi_2$ , содержащая  $\Delta G$  кг хладагента. Эта смесь направляется в теплообменник, где происходит доиспарение фреона в количестве  $\Delta G$  и перегрев всего образовавшегося пара на величину  $\Delta t_{\text{п}}$  за счет переохлаждения жидкости после конденсатора на величину  $\Delta t_{\text{ж}}$ .

Уравнение теплового баланса теплообменника в условиях стационарного режима имеет вид

$$(G + \Delta G) \Delta t_{\text{ж}} + G_m c_m \Delta t_{\text{ж}} = \Delta G r + (G + \Delta G) \Delta t_{\text{п}} + G_m c_m \Delta t_{\text{п}}, \quad (\text{IV. 1})$$

где  $G_m$  — количество масла, возвращаемого в компрессор из теплообменника, равное количеству масла, поступающего в испаритель;  $c_m$  — удельная теплоемкость масла (для упрощения  $c_m$  принята постоянной, определяемой по средней температуре маслофреоновой смеси в теплообменнике);  $\Delta t_{\text{ж}}$  и  $\Delta t_{\text{п}}$  — разности энтальпии

жидкого и парообразного фреона, соответствующие разностям температур  $\Delta t_{ж}$  и  $\Delta t_{п}$ ;  $r$  — скрытая теплота парообразования фреона при средней температуре в теплообменнике.

Решая уравнение (IV.1), получаем выражение, определяющее количество фреона  $\Delta G$ , которое нужно испарить в теплообменнике для возврата в компрессор  $G_m$  кг масла, в зависимости от условий работы холодильной установки

$$\Delta G = Gk_1 + G_mk_2, \quad (IV.2)$$

где

$$k_1 = (\Delta i_{ж} - \Delta i_{п}) / (r + \Delta i_{п} - \Delta i_{ж}); \quad k_2 = [c_m (\Delta t_{ж} - \Delta t_{п})] / (r + \Delta i_{п} - \Delta i_{ж}). \quad (IV.3)$$

Если переохлаждение жидкого фреона в теплообменнике происходит за счет кипения жидкого фреона и перегрева паров, поступающих из испарителей холодильной установки, то в них нужно подавать большее количество жидкости, чем требуется для поглощения наружных теплопритоков. В этих условиях кратность циркуляции фреона через испарители, определяемая как  $n = (G + \Delta G) / G$  (IV.4), будет выше единицы. Таким образом создается своего рода запас жидкого фреона, компенсирующий неточность распределения его между параллельно работающими шлангами испарителей.

Расчетное выражение для определения  $n$  можно получить из зависимостей (IV.2) и (IV.3)

$$n = 1 + k_1 + (G_m / G) k_2.$$

Для фреоновых одноступенчатых установок с теплообменниками значение кратности циркуляции фреона  $n$  составляет 1,1—1,3 в зависимости от условий работы. Это упрощает распределение фреона между испарителями, а также обеспечивает устойчивое питание их при небольших колебаниях тепловой нагрузки в процессе эксплуатации.

Из выражения (IV.4) следует, что кратность циркуляции  $n$  повышается с увеличением количества теплоты (пропорциональной  $\Delta i_{ж}$ ), отведенной в теплообменнике от переохлаждаемого фреона. Поэтому нужно стремиться к тому, чтобы фреон, поступающий из конденсатора, переохлаждался в теплообменнике до температуры, на 2—3°C превышающей температуру кипения.

Дополнительными преимуществами переохлаждения фреона в теплообменнике являются предотвращение расслоения маслофреоновой смеси в дроссельном вентиле и уменьшение концентрации масла в испарителях вследствие понижения сухости отводимого от них пара.

Нельзя признать целесообразными некоторые промышленные схемы фреоновых установок, в которых на переохлаждение в теплообменник подается часть жидкого фреона, поступающего из конденсатора, а другая часть дросселируется без предварительного переохлаждения.

Концентрация масла в маслофреоновой смеси, поступающей в испаритель  $\xi_1$  и выходящей из него  $\xi_2$

$$\xi_1 = G_M / (G + \Delta G + G_M), \quad (IV.5)$$

$$\xi_2 = G_M / (\Delta G + G_M). \quad (IV.6)$$

Из этих выражений получаем соотношения, связывающие количества фреона, выкипающего в испарителе, и масла, поступающего в него (либо удаляемого из него), с концентрациями масла  $\xi_1$  и  $\xi_2$

$$(G/G_M) = (1/\xi_1) - (1/\xi_2), \quad (IV.7)$$

$$(\xi_2/\xi_1) = 1 + [G/(\Delta G + G_M)].$$

Решая совместно уравнения (IV.7), (IV.2) и (IV.5) относительно  $\xi_2$ , получаем расчетную зависимость для определения концентрации масла в маслофреоновой смеси, выходящей из испарителя, если известны концентрация  $\xi_1$  и условия работы холодильной установки

$$\xi_2 = (1 + k_1) / [1 + (k_1/\xi_1) + k_2].$$

Из выражений (IV.3), (IV.5) и (IV.7) можно получить расчетную зависимость для определения кратности циркуляции фреона  $n$ , если известны концентрации маслофреоновой смеси, поступающей в испаритель  $\xi_1$  и выходящей из него  $\xi_2$

$$n = (1 - \xi_1) / [1 - (\xi_1/\xi_2)].$$

Анализ этого выражения показывает, что в стационарном режиме большей концентрации масла  $\xi_2$  соответствует меньшая кратность циркуляции фреона. При повышении концентрации масла  $\xi_1$  кратность циркуляции фреона несколько возрастает, особенно при невысоких концентрациях масла в жидкости, поступающей в теплообменник из испарителей.

Известно, что повышение перегрева пара на всасывании фреонового компрессора приводит к увеличению его коэффициента подачи. Однако вследствие того, что количество теплоты, отводимой в теплообменнике, ограничено, высокие перегревы пара на выходе из него могут быть получены за счет увеличения сухости пара, поступающего в теплообменник, т. е. за счет уменьшения  $\Delta G$ . Это приводит к снижению кратности циркуляции фреона через испарители, а также к повышению концентрации масла в них со всеми вытекающими отсюда отрицательными последствиями.

Приведенные противоположные тенденции показывают, что целесообразно определять оптимальные перегревы пара на всасывании фреонового компрессора, соответствующие наиболее эффективной работе охлаждающей системы и компрессора в целом для различных режимов эксплуатации холодильной установки; эти расчеты осуществляют с помощью указанных зависимостей в сочетании с обычным технико-экономическим расчетом холодильной установки на указанных технологических режимах.

## ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ, СКОРОМОРОЗИЛЬНЫЕ АППАРАТЫ И ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ

### ИСПАРИТЕЛИ

Испаритель — теплообменный аппарат, который осуществляет передачу теплоты от охлаждаемой среды к хладагенту.

По характеру охлаждаемой среды (по назначению) различают испарители для охлаждения жидких хладоносителей и технологических продуктов, испарители для охлаждения воздуха и газообразных технологических продуктов, испарители для охлаждения твердых технологических продуктов, испарители-конденсаторы.

В холодильной технике теплообменные аппараты, используемые для охлаждения жидких хладоносителей и жидких технологических продуктов, обычно называют испарителями, а аппараты для охлаждения воздуха — батареями и воздухоохладителями.

В зависимости от условий циркуляции охлаждаемой жидкости испарители могут быть закрытого или открытого типа. Испарителями закрытого типа называют испарители с закрытой системой циркуляции охлаждаемой жидкости, прокачиваемой насосом. К ним относятся кожухотрубные и кожухозмеевиковые испарители. Испарителями открытого типа называют испарители с открытым уровнем охлаждаемой жидкости, циркуляция которой создается мешалкой. К ним относятся вертикальнотрубные и панельные испарители.

По характеру заполнения хладагентом испарители разделяют на затопленные и незатопленные. К последним относятся оросительный, кожухотрубный с кипением в трубах, а также змеевиковый испаритель с верхней подачей жидкости.

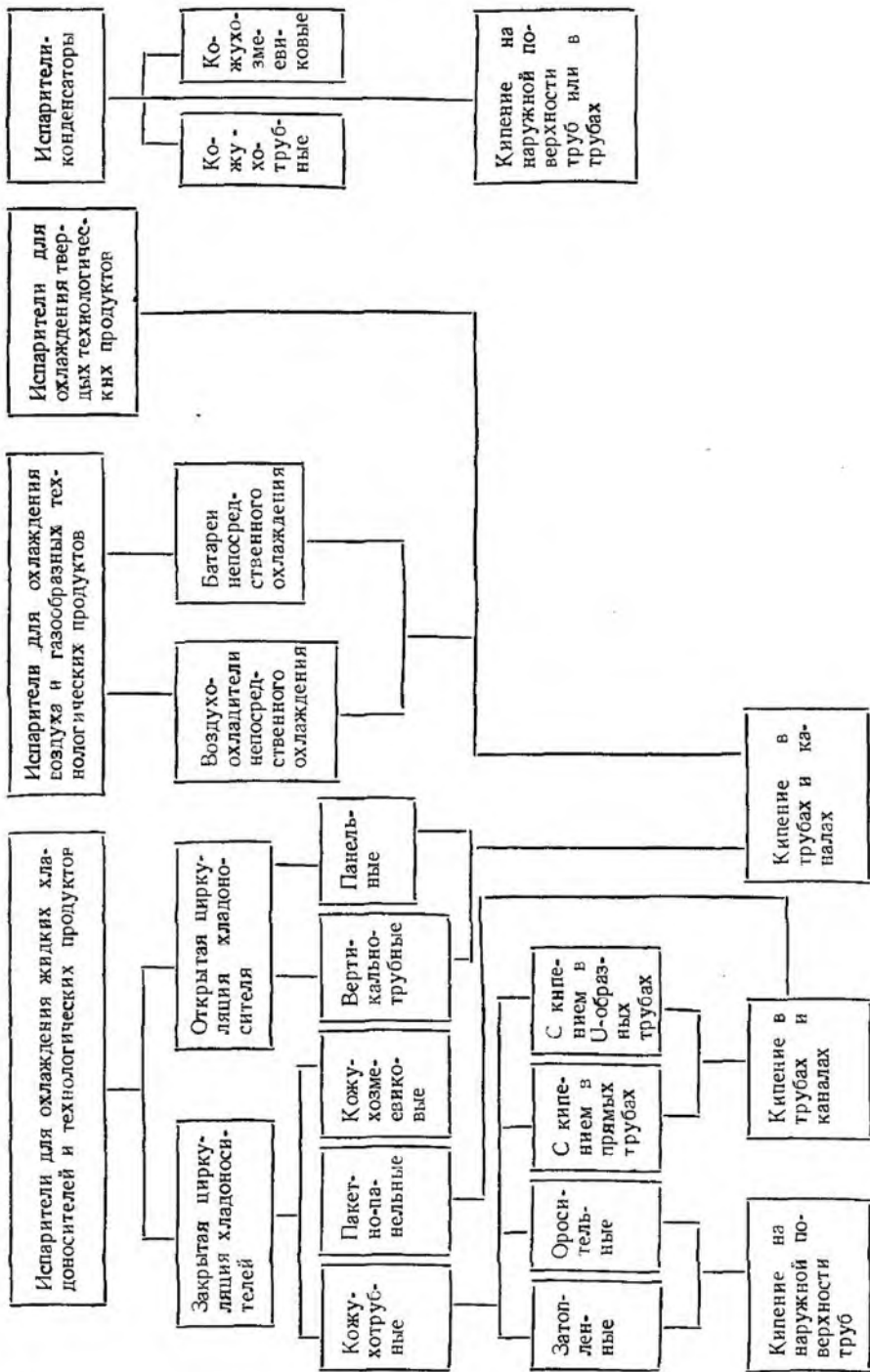
Испарители также разделяют на группы в зависимости от того, на какой поверхности кипит хладагент: в межтрубном пространстве (кожухотрубные затопленные и оросительные) или внутри труб и каналов (кожухотрубные с кипением в трубах, вертикально трубные). Последнее деление методически важно с точки зрения выбора модели для расчета теплоотдачи кипящей жидкости.

По характеру движения хладагента различают испарители с естественной и вынужденной циркуляцией.

Рассмотренная классификация испарителей показана на схеме.

Отечественная промышленность выпускает аммиачные кожухотрубные испарители с горизонтальными трубами (ИТГ) с площадью теплопередающей поверхности от 6,5 до 800 м<sup>2</sup>, работающие на аммиаке, и фреоновые, типа ИТР, с площадью поверхности от 12 до 1800 м<sup>2</sup>. Тип конструкций аммиачных и фреоновых испарителей одинаков. Основное их отличие состоит в материале и характере поверхности теплообмена.

В отечественных испарителях принято четное число ходов, что обеспечивает расположение рассольных подводящего и отводящего трубопроводов на одной стороне аппарата. Число ходов по хладоносителю





составляет от 4 до 12. Выбирают его таким образом, чтобы обеспечить достаточно высокую скорость движения рассола. Хладоноситель подводится к нижнему штуцеру и отводится от верхнего.

Парожидкостная смесь от регулирующего вентиля подводится в испаритель снизу в межтрубное пространство. В аппараты с большой поверхностью парожидкостная смесь поступает от общего коллектора в нескольких точках по длине испарителя.

Важным конструктивным параметром кожухотрубного испарителя является отношение длины кожуха аппарата к его диаметру  $L/D_k$ . С увеличением отношения  $L/D_k$  снижается масса аппарата из-за меньшей относительной величины массы крышек и фланцев, уменьшаются число ходов (при одинаковых подогревах хладоносителя) и сопротивление проходу хладоносителя, упрощается конструкция аппарата.

Конструкционные отличия фреоновых испарителей от аммиачных всецело зависят от теплофизических свойств хладагента. При малых перепадах температур, с которыми обычно работают испарители холодильных машин, коэффициенты теплоотдачи кипящих фреонов (особенно R12) оказываются, как правило, ниже коэффициентов теплоотдачи со стороны хладоносителя. Для снижения термического сопротивления со стороны кипящего фреона на трубах делают накатные ребра малой высоты (1,45—1,6 мм) и с малым шагом (коэффициент ребрения составляет 3,5—3,8).

Из-за более высокой стоимости медных накатных труб по сравнению со стальными, гладкими, при проектировании фреоновых испарителей выбирают больший перепад температур ( $\Delta t = 6 - 8^\circ\text{C}$ ), чем в аммиачных.

Уровень заполнения межтрубного пространства жидкостью во фреоновых испарителях ниже ( $\sim 0,6$  диаметра кожуха), чем в аммиачных, так как при кипении фреона (при температурах до  $-40^\circ\text{C}$ ) происходит вспенивание жидкости из-за наличия в ней растворенного масла.

Для агрегатов с центробежными компрессорами применяют специальные конструкции испарителей. В них трубами занята примерно половина трубной решетки; свободная часть кожуха используется для осушения и перегрева паров хладагента. В кожухотрубных оросительных испарителях, как и в затопленных, рассол проходит внутри труб, а хладагент стекает по поверхности труб в виде тонкой пленки. Такие испарители не требуют большого количества хладагента для заполнения, гидростатический столб жидкости в них мал и практически не влияет на теплопередачу. Коэффициент теплоотдачи  $\alpha_n$  при кипении в стекающей пленке по сравнению с  $\alpha_n$  при кипении в большом объеме значительно больше, практически не зависит от плотности теплового потока и определяется в основном кратностью циркуляции фреона.

В водоохлаждающих агрегатах часто применяют кожухотрубные аппараты с кипением хладагента внутри труб, хладоноситель движется в межтрубном пространстве. Эти аппараты могут иметь два конструктивных исполнения: с U-образными трубами, закрепленными в одной трубной решетке, и с прямыми трубами, закрепленными с обеих сторон в трубных решетках.

Испарители с вертикальными трубами, работающие в основном как погружные аппараты, имеют площадь поверхности 20—320 м<sup>2</sup>. Такие аппараты представляют собой бак с рассолом, в который погружена испарительная система. Последняя состоит из одной или нескольких секций, параллельно соединенных между собой. Каждая секция включает в себя большое число вертикальных коротких испарительных труб, объединенных вверху и внизу горизонтальными коллекторами. В нескольких местах по длине секции верхний и нижний горизонтальные коллекторы соединяются между собой вертикальными стояками большего, по сравнению с испарительными трубами, диаметра. Циркуляция аммиака в испарителе происходит вследствие различного паросодержания смеси в испарительных трубах и стояках из-за разности их диаметров, что и обеспечивает высокие коэффициенты теплоотдачи на стороне кипящего аммиака.

Испарители с вертикальными трубами обладают рядом положительных свойств, в частности при работе с ними можно не опасаться замерзания хладоносителя в баке (что важно при охлаждении воды, аккумуляторов). Недостатком этих аппаратов является большая металлоемкость и сложность сварочных работ.

Разновидностью испарителей с вертикальными трубами является панельный испаритель, состоящий из прямоугольного металлического или железобетонного бака, в который помещены испарительные секции панельного типа и мешалка, создающая циркуляцию хладоносителя. Использование панельных испарителей позволяет уменьшить массу на 25—30% (по сравнению с трубчатыми аппаратами), в 5—6 раз снизить расход бесшовных труб, стоимость которых почти втрое выше стоимости листового материала, уменьшается вместимость аппарата по хладагенту.

Таблица V.1

| Температура кипения,<br>$t_0, ^\circ\text{C}$ | $q_p$ Вт/м <sup>2</sup> при $\Delta t, ^\circ\text{C}$ |      |      |
|---|--|------|------|
|   | 3  | 4    | 5    |
| 0   | 1856   | 2900 | 3400 |
| —15   | 1740   | 2784 | 3000 |
| —25   | 1624   | 2204 | —    |

Таблица V.2

| $\Delta t, ^\circ\text{C}$ | $W_s, \text{ м/с}$ | $q_{F_{\text{вн}}}$ , Вт/м <sup>2</sup> при $t_0 = -15^\circ \pm -5^\circ\text{C}$ |
|----------------------------|--------------------|--|
| 4                          | 1,0                | 3248   |
|                            | 1,5                | 4640   |
| 5                          | 1,0                | 4640   |
|                            | 1,5                | 6380   |
| 6                          | 1,0                | 5688   |
|                            | 1,5                | 7888   |

В табл. V.1. приведены примерные значения  $q_F$  в аммиачных испарителях, а табл. V.2 — во фреоновых.

Наиболее эффективны аппараты с трубами, имеющими одновременно внутреннее и наружное оребрение. При проектировании аппаратов с большой плотностью теплового потока необходимо обеспечивать интенсификацию теплообмена со стороны фреонов различными методами (включая использование насадок, турбулизирующих поток, оребрение, режимный метод интенсификации<sup>1</sup>, переход к насосной подаче хладагента), уменьшающими термическое сопротивление со стороны хладагента.

## ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ И ОХЛАЖДАЮЩИЕ БАТАРЕИ

### Воздухоохладители

Воздухоохладителем принято называть теплообменный аппарат, предназначенный для охлаждения воздуха. Движение воздуха в воздухоохладителе принудительное.

Воздухоохладители подразделяются в зависимости от вида контакта воздуха с охлаждаемой поверхностью на поверхностные, контактные и смешанные.

В холодильной технике наиболее широкое применение получили поверхностные воздухоохладители. Аппараты, в трубах которых кипит хладагент, называют аппаратами непосредственного охлаждения, а если в трубах протекает вода или хладоноситель — аппаратами с промежуточным хладоносителем. Для уменьшения сопротивления теплоотдаче от воздуха и создания компактных поверхностей воздухоохладители выполняют чаще всего оребренными снаружи. При больших плотностях тепловых потоков иногда целесообразно осуществлять и внутреннее оребрение труб.

В контактных воздухоохладителях воздух непосредственно соприкасается с хладоносителем (чаще всего это вода). Конструктивно они выполняются форсуночными либо с орошаемой насадкой.

В воздухоохладителях смешанного типа внутри трубок кипит хладагент. Снаружи трубки орошаются рассолом либо другим раствором, имеющим низкую температуру замерзания. В воздухоохладителях систем кондиционирования воздуха возможно орошение трубок водой. Орошение создает дополнительную поверхность теплообмена, а при низких температурах орошаемая жидкость способствует удалению инея с трубок.

**Поверхностные воздухоохладители.** Поверхностные воздухоохладители могут быть гладкотрубными или ребристыми. Гладкотрубные воздухоохладители используют в настоящее время чрезвычайно редко (обычно для процессов со значительными влаговыделениями в виде инея или льда). Скорость воздуха в суженном сечении гладкотрубных воздухоохладителей достигает 6 м/с.

<sup>1</sup> См. главу VI.

Ребристые воздухоохладители разделяются по типу оребрения поверхности. Ребра могут быть пластинчатые, спирально-навивные, спирально-накатные, отдельные насадные, литые из алюминия на цельнотянутых стальных трубах. Литые ребра имеют самое надежное сопряжение с трубой и позволяют создать оптимальный профиль, обеспечивающий наибольшую эффективность теплопередачи и минимальные гидравлические сопротивления.

*Пластинчатое оребрение* осуществляется на стальных трубах диаметром  $25 \times 2,5$  мм или медных диаметром  $18 \times 1$  мм. Ребра (стальные или алюминиевые) имеют турбулизаторы в виде отштампованных выступов, зигзагов, волн, расположенных перпендикулярно потоку воздуха.

*Спирально-навивные ребристые поверхности* изготовляют путем навивания стальной, алюминиевой или медной ленты на трубу. Для изготовления аммиачных и рассольных воздухоохладителей крупных холодильников применяют оребренные стальные трубы диаметром  $57 \times 3,5$ ;  $38 \times 3(2,25)$ ;  $32 \times 2,5$ ;  $25 \times 2,25$  мм. Во всех случаях оребрение делают из стальной ленты толщиной 1 мм и высотой 30 мм; шаг между ребрами переменный (для первых рядов по направлению движения воздуха — 30 мм, а остальных рядов — 20 мм). Оптимальный шаг ребер при автоматическом оттаивании инея составляет 15 мм. Для фреоновых аппаратов применяют медные трубы диаметром от  $25 \times 2,5$  до  $14 \times 1,5$  мм, оребрение производят медной или алюминиевой лентой.

*Спирально-накатные ребристые поверхности* выполняют путем выдавливания ребер из толстостенной (толщина стенки 5 мм) медной или алюминиевой трубы. В результате накатки получают поверхность с трапециевидными ребрами. После накатки толщина трубы составляет 2 мм. Диаметр трубы  $28 \times 2$  мм, шаг ребер 3 мм, высота ребра 14 мм, коэффициент оребрения для таких поверхностей — 19,6, масса  $1 \text{ м}^2$  наружной поверхности достигает 2,54 кг. Такие поверхности применяют в основном для воздухоохладителей, работающих в режиме выпадения влаги в виде капель, для поверхностных кондиционеров.

Основными геометрическими характеристиками воздухоохладителей с оребренной поверхностью являются площадь поверхности ребер  $F_p$ , площадь свободной от ребер наружной поверхности трубок  $F_{м.р}$  и полной наружной теплообменной поверхности  $F_{оп} = F_p + F_{м.р}$ , отнесенные к метру длины трубки, а также живое сечение  $f_{ж}$  аппарата.

Важной характеристикой любой оребренной поверхности является коэффициент оребрения  $\beta = F_{оп}/F_{вн}$ . Для поверхностей со спирально-навивными и накатными ребрами значение  $\beta$  обычно составляет 6—20, с пластинчатыми ребрами 10—25; компактную поверхность с литыми ребрами можно получить при  $\beta = 28—32$ . Отечественные предприятия и предприятия ВНР выпускают подвесные воздухоохладители. Эти воздухоохладители изготовляют из оребренных труб диаметром  $25 \times 2,5$ .

Поскольку ребристые воздухоохладители для камер охлаждения и замораживания имеют шаг между ребрами 10—12 мм, особое внимание уделяют оттаиванию их поверхности от инея.

Для камер с температурой воздуха  $t_k = 2^\circ\text{C}$  и выше оттаивание инея, осевшего на батареях воздухоохладителя, осуществляют за счет теплопритоков от воздуха камеры.

В ОТИХП разработана новая градация ребристых воздухоохладителей, в основу которой заложен один геометрический модуль<sup>1</sup> (рис. V.1). Характеристики ребристой поверхности зависят от шага ребер. Коэффициент оребрения можно изменять в широком диапазоне.

#### Орошаемые воздухоохладители.

В таких аппаратах поверхность орошается растворами этиленгликоля или кремнийорганической жидкостью, что позволяет повысить эффективность теплообмена. Теплообмен в орошаемых воздухоохладителях осуществляется между воздухом и пленкой жидкости на трубе и ребрах и между жидкостью и воздухом в межтрубном пространстве. Кроме того, орошение жидкостью предотвращает осаждение инея на трубах и ребрах.

Для расчета коэффициента теплоотдачи от воздуха к поверхности коридорного пучка гладких труб воздухоохладителя [15] рекомендуется критериальная зависимость  $Nu_m = 0,0595 \cdot Re^{0,9} ((L/d)^{-0,24})$ .

Зависимость справедлива для чисел  $Re = 4000 - 12000$  и плотности орошения от 40 до 280  $\text{кг/м} \cdot \text{ч}$ .

Для воздухоохладителей с коридорным пучком ребристых труб при изменении числа  $Re$  в пределах от 4000 до 11000 и плотности орошения от 100 до 160  $\text{кг/(м} \cdot \text{ч)}$ , коэффициенты тепло- и массоотдачи, отнесенные к наружной поверхности гладкой трубы, определяют из зависимости  $Nu_{mD} = 0,76Re^{0,7}$ . Для ребристых труб воздухоохладителей на указанных режимах эксплуатации соблюдается аналогия процессов тепло- и массообмена.

Для воздухоохладителей, имеющих большое число рядов труб по высоте, орошение их поверхности жидкостью при скорости движения воздуха в живом сечении 3,5 м/с интенсифицирует теплообмен на 10—15%: в сравнении с сухим воздухоохладителем, при скорости движения воздуха до 7 м/с и отсутствии инея на его поверхности.

При  $Re = 4000 - 9000$  с увеличением плотности орошения гладких и ребристых труб теплообмен в воздухоохладителе интенсифицируется за счет дополнительной поверхности капель жидкости в живом сечении. Минимальная плотность орошения составляет 40  $\text{кг/м} \cdot \text{ч}$  для гладких труб и 100  $\text{кг/м} \cdot \text{ч}$  для ребристых.

<sup>1</sup> Модуль — это исходная мера, принятая для выражения кратных соотношений размеров конструкции. Применение модулей позволяет унифицировать конструкции.

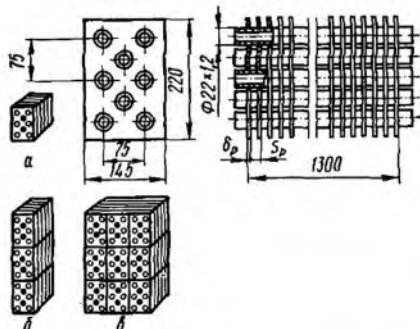


Рис. V.1. Геометрический модуль воздухоохладителя:

$a$  — элемент-модуль;  $б$  — ячейка,  $S_p \neq \text{const}$ ;  $a$  — воздухоохладитель навесной или постаментный.

В орошаемых воздухоохладителях целесообразно применять поверхности теплообмена со степенью оребрения 20—25, с ребрами высотой 10—12 мм, шагом 8—10 мм и диаметром труб до 25 мм с накатными либо литыми ребрами. Поверхности из накатных труб более компактны. В настоящее время в 1 м<sup>3</sup> компактного пучка труб можно получить поверхность до 200—250 м<sup>2</sup>. При орошении теплотъем с единицы объема пакета может достигать 50000 Вт/м<sup>3</sup>.

### Охлаждающие батареи

Аппараты для охлаждения воздуха в камерах при естественной циркуляции, называются охлаждающими батареями. Теплообмен при свободном движении воздуха у поверхности приборов в холодильной технике называют «тихим» охлаждением.

Для насосно-циркуляционной системы с верхней подачей применяют трехтрубную оребренную батарею с самоциркуляцией жидкого аммиака (см. главу III).

В системе «каскад» используют специальную батарею, степень заполнения трубы которой по ее сечению составляет 25—35% (см. главу III). По всей длине шланга батареи наблюдается расслоенное движение жидкости и пара, скорость движения пара в трубах не превышает 1,0—1,2 м/с. В последнее время применяют унифицированные батареи, изготовленные из секций и оцинкованные заводским способом. Выпускают как пристенные, так и потолочные батареи двух видов: коллекторные и змеевиковые.

Секции изготовляют шести типов из труб диаметром 38 × 2,5, оребренные лентой 45 × 1 мм: СК — стальные оребренные одноколлекторные; СЗГ — змеевиковые головные; СЗХ — змеевиковые хвостовые; ОС — средние; ОЗ — змеевиковые; С2К — двухколлекторные. В обозначение секции входят тип секции, шаг между трубами и площадь поверхности охлаждения (например, ОС—160—39,0). Шаг ребра  $S_p = 20$  мм применяют для камер с упакованными грузами, а  $S_p = 30$  мм — для камер с неупакованными. Применение модулей позволяет унифицировать конструкции.

Пристенные батареи бывают одно- и двухшланговые (одно- и двухрядные). По высоте располагается от 12 до 16 труб. Собирают их на стойках из углового железа, после чего крепят к стене.

Потолочные батареи подразделяются на одно- и двухрядные, а также пучковые, состоящие из трех и более рядов по высоте. Собирают их на полках из углового железа.

Трубопроводы выполняют из сварных труб. Скорость движения жидкости в батареях принимают равной 0,4—0,5 м/с, а в магистралях — 1—1,5 м/с, но не более 2 м/с.

### ОСНОВНЫЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Различают проектный и поверочный расчет теплообменных аппаратов. Задачей проектного расчета является определение размеров и режима работы теплообменника. Цель поверочного расчета — определе-

ние количества теплоты, которое может быть передано в конкретном теплообменном аппарате при заданных условиях его работы [9].

В обоих случаях расчет основывается на использовании основного уравнения теплопередачи  $Q = qF\tau = kF\Delta t_{\tau}$ .

Более простым является расчет при постоянных температурах теплоносителей по длине теплообменника. В общем же случае температуры теплоносителей изменяются по длине теплообменника. Взаимосвязь этих изменений определяется уравнением теплового баланса, которое для бесконечно малого элемента теплообменника имеет вид

$$G'c'dt = -G''c''d\theta, \quad (V.1)$$

где  $G'$ ,  $G''$  и  $c'$ ,  $c''$  — соответственно расходы и теплоемкости теплоносителей, а  $t$  и  $\theta$  — их температуры в произвольном сечении аппарата.

Уравнение теплового баланса для всего аппарата получается путем интегрирования уравнения (V.1) и имеет вид

$$G'c'_{cp}(t_n - t_N) = G''c''(\theta_n - \theta_N), \quad (V.2)$$

где  $t_n$  и  $\theta_n$ ;  $t_N$  и  $\theta_N$  — начальные и конечные температуры теплоносителей.

Уравнение (V.2) содержит две неизвестные величины  $G'$  или  $G''$  и  $t_n$  или  $\theta_n$ , следовательно, является неопределенным. Такая ситуация характерна для большинства инженерных задач. Общий прием решения этих задач заключается в использовании метода последовательных приближений, состоящего в том, что вначале принимают определенные решения относительно конструкции аппарата и неизвестных технологических параметров, затем путем пересчета проверяется правильность этого выбора, уточняются значения указанных параметров и расчет повторяется до получения результатов с желаемой степенью точности.

Как коэффициент теплопередачи, так и разность температур зависят от структуры потоков, которые определяются конструкцией теплообменника и скоростями движения теплоносителей.

Общий тепловой поток определяется из выражения  $Q = kF\Delta t_{cp}$ .

Для противотока

$$\Delta t_{cp} = (\Delta t_n - \Delta t_N) / \ln(\Delta t_n / \Delta t_N).$$

Формула для  $\Delta t_{cp}$  выведена при условии постоянства коэффициента теплопередачи по длине теплообменника.

В специальной литературе [9] опубликованы результаты расчетов  $\Delta t_{cp}$  для различных схем движения материальных потоков в теплообменных аппаратах. Разность температур  $\Delta t_{cp}$  зависит от схемы движения жидкостей

$$\Delta t_{cp} = \epsilon \Delta t_{cp, \text{прот}}, \quad (V.3)$$

где  $\Delta t_{cp, \text{прот}}$  — средняя разность температур при противотоке;  $\epsilon$  — поправочный коэффициент.

Поправочный коэффициент  $\epsilon$  зависит от схемы движения жидкостей и является функцией трех вспомогательных величин

$$R = (\theta_n - \theta_N) / (t_n - t_N), \quad P = (t_n - t_N) / (\theta_n - \theta_N), \quad C = (kF)_{\text{прот}} / (kF)_{\text{прям}},$$

где  $t_H$  и  $t_K$  — начальная и конечная температуры холодной жидкости;  $\theta_H$  и  $\theta_K$  — начальная и конечная температуры теплой жидкости;  $(kF)_{\text{прот}}$  и  $(kF)_{\text{прям}}$  — произведения коэффициента теплопередачи и площади поверхности теплообмена соответственно для противоточных и прямоточных аппаратов.

При одинаковых условиях наиболее целесообразным направлением движения жидкостей является противоток.

Таким образом, чтобы определить  $\Delta t_{\text{ср}}$  нужно задаться схемой движения жидкостей и конечной температурой теплоносителя. Выбрав последнюю, не составляет труда найти расход хладоносителя по формуле (V.2).

Выбор конечной температуры хладоносителя является альтернативной задачей. Необходимо, чтобы принятое значение было оптимальным с технико-экономической точки зрения.

Чтобы рассчитать коэффициент теплопередачи, необходимо знать площади поперечного сечения каналов, по которым движутся теплоносители (расходы их известны). Это вынуждает предварительно задаться конструкцией и размерами теплообменника (для этого пользуются нормальными и каталогами теплообменной аппаратуры) с учетом допустимых экономической целесообразности и скоростей движения сред. Правильность такого предварительного выбора определяется опытом и эрудицией инженера. Предварительный выбор основывается на оценке коэффициента теплопередачи, для чего можно воспользоваться табл. V.3 [4].

Таблица V.3

| Теплообменник  | Коэффициент теплопередачи $k$ ,<br>Вт/(м <sup>2</sup> · К) |                        |
|--|--|------------------------|
|  | вынужденное движение                                       | естественная конвекция |
| От газа к газу   | 10—40  | 4—12                   |
| От газа к жидкости или конденсирующемуся пару          | 10—60  | 6—20                   |
| От жидкости к жидкости                                 | 200—2000   | 150—350                |
| От конденсирующегося пара к воде                       | 800—3500   | 300—1200               |
| От конденсирующегося пара к органическим жидкостям     | 200—1000   | 100—300                |
| От конденсирующегося пара к кипящей жидкости           | 500—3500   | 300—2000               |
| От конденсирующегося пара органической жидкости к воде | 300—1000   | 200—500                |

Наибольший вклад в общее термическое сопротивление теплопередаче вносится со стороны той жидкости, для которой коэффициент теплоотдачи имеет наименьшее значение. Поэтому при проектировании теплообменника следует в первую очередь изыскивать такие технологические и конструктивные решения, которые обеспечивают повышение коэффициента теплоотдачи со стороны жидкости, создающей большое термическое сопротивление.

Наиболее эффективно протекает процесс теплообмена, когда коэффициенты теплоотдачи со стороны обеих жидкостей близки по величине.



Так как на значение  $\alpha$  в большой степени влияет скорость движения жидкости, то для обеспечения указанного условия  $\alpha' = \alpha''$  следует направлять жидкость, расход которой меньше, в пространство теплообменника с меньшей площадью поперечного сечения.

После предварительного выбора конструкции и основных размеров аппарата, определения направления движения материальных потоков рассчитывают коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи и значение последнего сравнивают с принятым для ориентировочного расчета. При значительном различии их принимают новое значение площади поверхности теплообмена и по новым размерам теплообменника заново выполняют вычисления.

В результате описанного расчета находят значения  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $k$  и  $F$  и определяют размеры теплообменника. Однако этим не исчерпывается задача проектного расчета, так как правильное решение ее должно соответствовать такому значению конечной температуры хладоносителя, которое обеспечивает оптимальные технико-экономические показатели аппарата или установки.

Таким образом, порядок расчета следующий: 1) составляют тепловой баланс аппарата; 2) определяют среднюю разность температур между средами в аппарате  $\Delta t_{ср}$ ; 3) определяют коэффициенты теплоотдачи теплой и холодной сред  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ ; 4) определяются коэффициент теплопередачи аппарата  $k$  и плотность теплового потока  $q_F$ ; 5) находят площадь поверхности теплообмена  $F$ ; 6) выбирают коэффициент запаса к найденному значению  $F$  и уточняют принятые значения скоростей и проходных сечений; 7) определяют и сопоставляют с допустимыми гидравлические сопротивления обеих сред; 8) определяют производительность насосов вентиляторов, требуемую мощность приводов, подбирают насосы и вентиляторы. После этого приступают к технико-экономическому расчету.

Основным критерием оптимальности инженерных решений является технико-экономическая эффективность, т. е. обеспечение заданной цели при минимальных затратах материальных средств и труда. Технико-экономические показатели оцениваются значением эксплуатационных затрат  $\mathcal{E}$ , капитальных затрат  $K$  и сроком окупаемости  $T$ . Основными статьями эксплуатационных расходов в процессах теплообмена являются затраты, связанные с расходом хладоносителя (или хладагента), амортизационные отчисления, затраты на обслуживание (включая ремонт), затраты на перемещение хладоносителей через аппарат. С технико-экономической точки зрения оптимальным будет такое решение, для которого сумма  $\Pi$  годовых эксплуатационных затрат и капитальных затрат, приходящихся на один год нормативного срока окупаемости, минимальна  $\Pi = (\mathcal{E} + K)/T$ . Помимо этого технико-экономического критерия оптимальности в некоторых специальных случаях могут использоваться другие критерии (например, минимальная масса аппарата для передвижных установок).

Величину  $\Pi$  можно выразить следующим образом:  $\Pi = Fn_F + N_1n_1 + N_2n_2 + GSt_F + \mathcal{E}$ ,

где  $n_F$  — сумма разовых затрат, пропорциональных площади поверхности теплообмена  $F$  и отнесенных к 1 м<sup>2</sup>;  $N_1$  и  $N_2$  — мощности, потребляемые нагнетателями

(насосами или вентиляторами) на перемещение хладоносителей;  $n_1$  и  $n_2$  — удельные затраты (отнесенные к единице мощности) на обслуживание, ремонт и привод нагнетателей;  $G$  — расход хладоносителя;  $S$  — стоимость хладоносителя;  $\tau_r$  — время работы установки за календарный год;  $Z$  — заработная плата обслуживающего персонала.

Значения  $F$ ,  $N_1$ ,  $N_2$  и  $G$  выражают через технологические и конструктивные параметры, значение  $F$  связывают с температурами и коэффициентом теплопередачи, который в свою очередь выражают через скорость движения жидкости. Последняя же является функцией расхода и конструктивных размеров (площади поперечного сечения, числа ходов).

Мощность приводов вентиляторов или насосов определяется гидравлическими сопротивлениями, которые с помощью известных формул выражают через конструктивные размеры и расходы. Расход хладоносителя связан с его температурой подогрева или охлаждения в аппарате. Коэффициенты  $n_F$ ,  $n_1$ ,  $n_2$ ,  $S$ , а также значения  $\tau_r$  и  $Z$  находят по специальным прейскурантам. В результате получается система уравнений, в которой независимыми переменными являются конечная температура одной из жидкостей и конструктивные размеры. На основании анализа системы уравнений устанавливают сочетание параметров, обеспечивающих минимизацию функции  $\Pi$ . Решение задачи требует многочисленных расчетов при ступенчатом изменении независимых переменных и выполняется с помощью ЭВМ.

*Поверочный расчет* основывается на уравнениях теплового баланса и теплопередачи  $Q = W_1 \Delta t = W_2 \Delta \theta$ ,

где  $W_1 = G_1 c_1$  и  $W_2 = G_2 c_2$  — так называемые водяные эквиваленты хладоносителей;  $\Delta t$  и  $\Delta \theta$  — изменения температур жидкостей;  $\Delta t_{ср}$  — средняя разность температур.

Эта система уравнений содержит три неизвестные величины: количество передаваемой теплоты  $Q$  и конечные температуры  $t_k$  и  $\theta_k$ . Связь  $t_k$  и  $\theta_k$  с  $\Delta t$  и  $\theta$  выражается соотношениями  $t_k = t_n - \Delta t$ ,  $\theta_k = \theta_n + \Delta \theta$ . Связь  $\Delta t_{ср}$  с  $\Delta t$  и  $\Delta \theta$  определяется характером относительного движения хладоносителей.

Так как в начале этого расчета средние температуры жидкостей в аппарате неизвестны, то при определении коэффициентов теплоотдачи сред и теплопередачи аппарата задаются ими ориентировочно либо физические свойства жидкостей, входящие в уравнение для определения  $\alpha$ , находятся по температурам на входе в аппарат.

После определения  $\Delta t$  и  $\Delta \theta$  можно уточнить значения  $\alpha$  и  $k$  и пересчитать разность температур. При малых разностях температур, характерных для холодильных аппаратов, этим уточнением можно пренебречь.

Коэффициент теплопередачи от теплой среды к холодной зависит от условий теплообмена со стороны каждой среды, от термического сопротивления стенки теплопередающей поверхности и термического сопротивления загрязнений. Обычно термическое сопротивление стенки и загрязнений суммируется и оценивается величиной  $R_i =$

$$= \sum_{i=1}^n \delta_i / \lambda_i,$$

где  $n$  — число слоев разной теплопроводности  $\lambda_i$  и толщины  $\delta_i$ .

При прочих равных условиях численное значение коэффициента теплопередачи  $k$  зависит от того, к какой поверхности его относят.

Коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружной поверхности  $F_H$  (со стороны одной среды)

$$k_{F_H} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_H} + \frac{F_H}{F_{T.C}} R_i + \frac{1}{\alpha_{ВН}} \cdot \frac{F_H}{F_{ВН}}}, \quad (V.4)$$

а к внутренней поверхности  $F_{ВН}$  (со стороны второй среды)

$$k_{F_{ВН}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_H} \cdot \frac{F_{ВН}}{F_H} + \frac{F_{ВН}}{F_{T.C}} R_i + \frac{1}{\alpha_{ВН}}}. \quad (V.5)$$

Здесь термические сопротивления стенки и загрязнений отнесены к одной поверхности  $F_{T.C}$ , которая может быть равной  $F_H$ ,  $F_{ВН}$  или  $F_{CP} = 0,5 (F_H + F_{ВН})$ .

Если  $F_H$  и  $F_{ВН}$  namного отличаются друг от друга, то в уравнениях для  $k$  должно быть два слагаемых, учитывающих эти сопротивления, соответственно отнесенные к  $F_H$  и  $F_{ВН}$ .

Уравнения теплопередачи, соответствующие выражениям  $k_{F_H}$  и  $k_{F_{ВН}}$ , записывают в виде  $Q = k_{F_H} \Delta t_{CP} F_H$  и  $Q = k_{F_{ВН}} \Delta t_{CP} F_{ВН}$ .

Для аппаратов с  $F_H = F_{ВН}$  уравнения, определяющие коэффициенты теплопередачи, переходят в формулу для теплопередачи через плоскую стенку и  $k_{F_H} = k_{F_{ВН}}$ .

Для гладкотрубных аппаратов отношение площадей поверхностей в приведенных формулах заменяется отношением соответствующих диаметров труб.

В аппаратах с оребренными трубами коэффициенты теплопередачи, отнесенные к гладкой и оребренной поверхностям, отличаются в несколько раз. Это различие обусловлено как различием площадей поверхностей  $F_H$  и  $F_{ВН}$ , так и изменением температуры по высоте ребра. Если эффективность ребер  $E = 1$  (медные накатные ребра малой высоты), расчет можно осуществлять по формуле (V.4) или (V.5). Если  $E < 1$  (оребранные воздухоохладители, воздушные конденсаторы), то в выражениях (V.4) и (V.5) вместо  $\alpha_H$  и  $\alpha_{ВН}$  необходимо подставлять приведенный коэффициент теплоотдачи той среды, которая омывает оребренную поверхность

$$k_{F_H} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{пр.н}} + \frac{F_H}{F_{T.C}} \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{\beta}{\alpha_{ВН}}}, \quad (V.6)$$

$$k_{F_{ВН}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{пр.в}\beta} + \frac{F_{ВН}}{F_{T.C}} \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{ВН}}}.$$

Очевидно, что  $k_{F_{ВН}} = k_{F_H} \beta$  и  $q_{F_{ВН}} = q_{F_H} \beta$ .

Иногда степень оребрения определяют отношением площади ореб-

ренной поверхности к площади гладкой поверхности, несущей ребра. Это отношение обозначают  $\varphi$ .

Для труб, оребренных снаружи и внутри, характерны две степени оребрения: наружная —  $\varphi_n = F_n/F_{o.n}$  и внутренняя —  $\varphi_{вн} = F_{вн}/F_{o.вн}$ .

Здесь  $F_{o.n}$  и  $F_{o.вн}$  — площади наружной и внутренней поверхностей трубы. Эти соотношения учитывают при расчете коэффициента теплопередачи оребренных труб.

Приведенный коэффициент теплоотдачи оребренной поверхности является некоторой условной величиной. Основным смыслом введения приведенного коэффициента теплоотдачи  $\alpha_{пр}$  заключается в том, чтобы учесть различия форм поверхностей и условий теплообмена с поверхностью и иметь возможность характеризовать интенсивность теплообмена в целом для оребренной поверхности.

Рассмотрим несколько подробнее методику определения приведенных коэффициентов теплоотдачи, входящих в формулы (V.6) и (V.5). Введем следующие обозначения:  $F_o$  — площадь поверхности, несущей ребра (условная поверхность трубы);  $F_p$  — площадь поверхности ребер;  $F_{м.р}$  — площадь поверхности участков между ребрами;  $F_{ор} = F_p + F_{м.р}$  — площадь полной оребренной поверхности;  $\alpha_p$  — истинный коэффициент теплообмена между оребренной поверхностью и средой;  $E$  — эффективность ребра, представляющая собой отношение средней избыточной температуры ребра  $\Theta_p$  к избыточной температуре основания ребра  $\Theta_o$ .

Приведенный (условный) коэффициент теплоотдачи представляет собой отношение всей теплоты, отданной или полученной оребренной поверхностью, к  $\Theta_o$  и площади поверхности, к которой осуществляют приведение. Если относить эту теплоту ко всей оребренной поверхности  $F_{ор}$ , то

$$\alpha_{пр.ор} = \alpha_p \left( \frac{F_p}{F_{ор}} E + \frac{F_{м.р}}{F_{ор}} \right).$$

Очевидно, что при  $E = 1$   $\alpha_{пр.ор} = \alpha_p \varphi$ ;  $\alpha_{пр.ор} = \alpha_p$ . При высокой степени оребрения  $F_p \gg F_{м.р}$ ,  $\alpha_{пр.ор} \approx \alpha_p E \varphi$ ,  $\alpha_{пр.ор} \approx \alpha_p E$ .

При определении приведенного коэффициента теплоотдачи можно также ввести понятие коэффициента эффективности всей оребренной поверхности, состоящей из ребер и труб  $E = \Theta_{ор}/\Theta_o$ , где  $\Theta_{ор}$  — средняя избыточная температура оребренной поверхности.

В этом случае  $\alpha_{пр.ор} = \alpha_p E_n$ . При идеальном контакте между трубой и ребрами  $E_n = E + (1 - E) F_{м.р}/F_{ор}$ .

Эффективность ребра  $E$  зависит от формы, размеров и теплопроводности ребра и от величины коэффициента теплоотдачи  $\alpha_p$ . Эта зависимость обычно в теплопередаче представляется в виде графиков или аналитических уравнений вида  $E = f(mh)$ , где  $mh$  — безразмерный комплекс, в котором  $m = \sqrt{2\alpha_p/\lambda\delta_p}$ ; здесь  $h$  — высота,  $\delta_p$  — толщина,  $\lambda_p$  — коэффициент теплопроводности ребра.

При выборе размеров ребер следует иметь в виду, что в большинстве случаев нецелесообразно иметь  $E < 0,7$ .

Расчет эффективности ребер различной формы приведен в работе [9].

## РАСЧЕТ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ. РЕЖИМЫ РАБОТЫ

Воздухоохладители в камерах холодильников работают в одном из режимов: сухом; влажном (с выпадением влаги в виде капель или инея на поверхности теплообмена).

*Сухой режим* наблюдается, когда температура поверхности воздухоохладителя выше точки росы. Теплообмен сопровождается охлаждением воздуха, тепловой поток отводится конвекцией, а коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха  $\alpha_{\text{пр.н}} = \alpha_{\text{пр.н}}''$ . Здесь под  $\alpha_{\text{пр.н}}$  понимают условную величину, которая учитывает дополнительные виды переноса теплоты за счет влагообмена и лучистого теплообмена.

*Влажный режим* имеет место, когда температура поверхности ниже точки росы охлаждаемого воздуха. Значение коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха в этом случае должно быть принято равным его приведенному значению  $\alpha_{\text{пр.н}}$ , определяемому из выражения  $\alpha_{\text{пр.н}}' = \alpha_{\text{к}} \xi_1 + \alpha_{\text{л}}$ .

В воздухоохладителях лучистый теплообмен можно не учитывать, т. е. принять  $\alpha_{\text{л}} = 0$ .

При определении приведенного коэффициента теплоотдачи возникают затруднения, вызываемые сложностью расчета коэффициента влаговыпадения  $\xi$  вследствие непостоянства температуры, например, на поверхности ребер и труб воздухоохладителя.

Указанные затруднения устраняются, если воспользоваться следующим методом расчета приведенного коэффициента теплоотдачи  $\alpha_{\text{пр.н}}$  и тепловой нагрузки воздухоохладителя.

Можно допустить, что процесс изменения состояния воздуха при его охлаждении характеризуется прямой, проходящей через точку *a* начального состояния воздуха в воздухоохладителе и точку *b*, лежащую на пересечении кривой  $\phi = 100\%$  с изотермой средней температуры поверхности пучка труб (см. рис. V.2). Тогда метод нахождения величины  $\alpha_{\text{пр.н}}''$  и тепловой расчет воздухоохладителя сводятся к следующему. Принимая температуру  $t_{\text{икон}}$  воздуха на выходе из воздухоохладителя, определяем его среднюю температуру:  $t_{\text{ср}} = (t_{\text{ин}} + t_{\text{икон}})/2$ .

Задаемся средней разностью температур  $\Delta t_{\text{ср}}$  поверхности и воздуха. В практических расчетах ее принимают равной 8—10°C. Далее на *d* — *I*-диаграмме (рис. V.2)

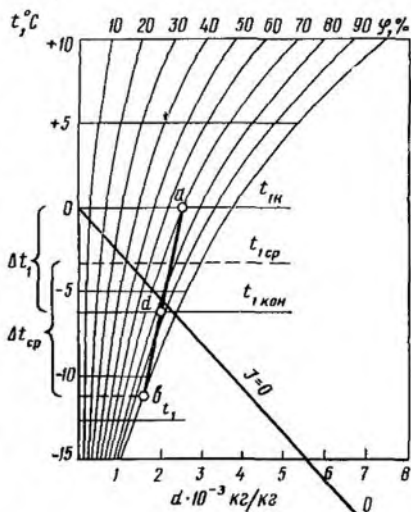


Рис. V.2. К расчету воздухоохладителя: *d* — *I*-диаграмма.

находим соответствующую точку  $b$  состояния воздуха у поверхности, которая расположена на кривой  $\varphi = 100\%$  и на изотерме, отличающейся от среднего значения температуры воздуха  $t_{1cp}$  на принятое выше значение  $\Delta t_{cp}$ . Через точку  $b$  и точку, характеризующую начальное состояние воздуха  $a$ , проводим прямую, которая составляет с вертикалью угол  $\alpha$ . При этом  $\operatorname{tg} \alpha = (d_{cp} - d_{cp}') / \Delta t_1$ . Точка пересечения прямой  $ab$  с изотермой  $t_{1cp}$  определяет среднее состояние воздуха при его прохождении через воздухоохладитель (в частности, значение влагосодержания  $d_{cp}$ ).

Определяем коэффициент влаговыпадения  $\xi$  и приведенное значение  $\alpha_{пр.н}^*$  для воздухоохладителя  $\alpha_{пр.н}^* = \alpha_K \xi$

$$\alpha_{пр.н}^* = \alpha_K \left( 1 + \frac{(d_{cp} - d_{cp}')}{\Delta t_1} \frac{r}{c_p} \right).$$

Коэффициент влаговыпадения выражает долю влажного теплообмена в общем:  $\xi = Q_{обш} / Q_{сух} = (Q_{сух} + Q_{вл}) / Q_{сух} = 1 + (Q_{вл} / Q_{сух})$ .

Влажный теплообмен, возникающий в результате наличия разности парциальных давлений водяных паров у охлаждаемой поверхности и в воздухе, сопровождается выделением инея на холодной поверхности, если ее температура  $\Theta_{п} \leq t_p \leq 0^\circ\text{C}$ .

Толщину инея во времени можно определить по эмпирической зависимости

$$\delta_{ин} = C_1 (1 - e^{-\tau/C_2}).$$

Здесь  $C_1$  и  $C_2$  — коэффициенты;  $C_1$  характеризует скорость изменения  $\delta_{ин}$ ;  $C_2$  — коэффициент, определяющий значение, к которому стремится  $\delta_{ин}$  при  $\tau \rightarrow \infty$ .

Значение этих коэффициентов в зависимости от условий работы воздухоохладителя можно определить по формулам  $C_1 = C_1' + 0,051 (\omega_p)_в$  и  $C_2 = C_2' - 0,16$ .

Коэффициенты  $C_1$  и  $C_2$  учитывают влияние относительной влажности воздуха (см. табл. V.4).

Зависимость (V.7) справедлива для оребренных воздухоохладителей, изготовленных из труб диаметром 0,046 м, с витыми ребрами, с шагом между ними от 0,0075 до 0,0015 м, высотой ребра от 0,012 до 0,017 м, коэффициентом оребрения  $\beta$ , который составляет от 6,9 до 13,3 для условий работы при  $\Delta t_{cp} = 7-8^\circ\text{C}$  и  $\varphi = 0,7-0,9$  и изменении массовой скорости воздуха  $(\omega_p)_в$  от 2 до 10 кг/(м<sup>2</sup> · с).

С увеличением массовой скорости воздуха свыше 10 кг/(м<sup>2</sup> · с) наблюдается частичный унос кристаллов инея.

Согласно теоретической зависимости С. Г. Чуклина время осаждения (в ч) слоя инея заданной толщины на поверхность гладкой пластины определяется по формуле

$$\tau = \frac{q (\alpha_1 / 2\lambda_{ин}) \xi \delta_{ин}^2 + \delta_{ин}}{(t_1 - \theta_p) \alpha_1 (\xi - 1)},$$

где  $q = \rho_{ин} r$ ;  $\rho_{ин}$  — плотность инея;  $r$  — скрытая теплота сублимации инея.

Плотность и теплофизические свойства шланга ина, например теплопроводность, взаимосвязаны и зависят от температуры воздуха, относительной влажности, массовой скорости воздуха в живом сечении аппарата, температуры кипения хладагента. Теплопроводность ина можно определить по известной его плотности  $\lambda_{ин} = 2,38\rho_{ин}^2$ , где  $\rho$  — плотность ина — подставляется в кг/м<sup>3</sup>.

Массу ина, оседающего на 1 м<sup>2</sup> поверхности, можно определить по эмпирической зависимости  $q_{ин} = C_q \tau$ . Здесь  $C_q$  отражает влияние  $(\omega\rho)_в$  и  $\phi$  на скорость нарастания ина и определяется зависимостью

$$C_q = C'_q + C''_q(\omega\rho)_в.$$

Значения  $C'_q$  и  $C''_q$  для коридорного пучка даны в табл. V.4.

Для шахматного пучка  $q_{ин}$  больше, чем для коридорного, при прочих равных условиях работы аппарата.

Таблица V.4

| $\phi_1$ | $C'_1$ , мм | $C'_2$ , ч | $C'_q$ , кг(м <sup>2</sup> ·ч) | $C''_q$ |
|----------|-------------|------------|--------------------------------|---------|
| 0,70     | 1,825       | 4,915      | 0,0057                         | 0,0013  |
| 0,72     | 1,910       | 4,8        | 0,0065                         | 0,0017  |
| 0,74     | 2,0313      | 4,712      | 0,0073                         | 0,0023  |
| 0,76     | 2,115       | 4,548      | 0,0082                         | 0,0029  |
| 0,78     | 2,212       | 4,410      | 0,0091                         | 0,0037  |
| 0,80     | 2,232       | 4,26       | 0,0102                         | 0,0045  |
| 0,82     | 2,3944      | 4,1084     | 0,0242                         | 0,0055  |
| 0,84     | 2,570       | 3,910      | 0,0380                         | 0,0068  |
| 0,86     | 2,685       | 3,761      | 0,0525                         | 0,0083  |
| 0,88     | 2,8876      | 3,4168     | 0,0593                         | 0,0114  |
| 0,9      | 3,095       | 3,195      | 0,0741                         | 0,0310  |

Слой ина, осевшего на ребрах и трубах, создает дополнительное термическое сопротивление  $R_{ин}$  и в результате уменьшает коэффициент теплоотдачи от воздуха к поверхности аппарата, и в этом случае растут массовая скорость  $(\omega\rho)_в$  воздуха и гидравлическое сопротивление аппарата.

В связи с этим коэффициент теплоотдачи  $\alpha_1$  необходимо рассчитывать, как для случая сухого теплообмена, но скорость движения воздуха определять для живого сечения аппарата с учетом толщины осевшего ина. Приведенное значение коэффициента теплоотдачи определяется, как и для влажного режима, но с учетом термического сопротивления слоя ина

$$\alpha_{1 пр.в} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ин\delta}} + \frac{\delta_{ин}}{\lambda_{ин}}}.$$

По методу С. Г. Чулкина тепловой расчет ребристых воздухоохладителей ведется с учетом тепловой нагрузки ребристого элемента  $Q_{р.э.}$

рассматриваемой в виде суммы тепловых нагрузок  $Q_1$  и  $Q_2$ . Последние определяются соответственно по формулам (V.8) и (V.9).

$$Q_1 = \frac{t_1 - t_2}{\left(1 + \frac{r_n \alpha_1}{r_{вн} \alpha_2}\right) \left[ \frac{1}{l \sqrt{2\alpha_1 \lambda_p \delta_p} \operatorname{th} \sqrt{2\alpha_1 / \delta_p \lambda_p} h} + \frac{1}{2\pi \lambda_{тр} (r_n^2 - r_{вн}^2) \sqrt{a} \operatorname{th} \sqrt{a} l_1} \right]}, \quad (\text{V.8})$$

$$Q_2 = 4\pi r_n (\alpha_1) \left[ \frac{(t_1 - t_2) l_1}{1 + \frac{r_n l_1}{r_{вн} \alpha_2}} - \frac{Q_1}{2\lambda_{тр} \pi (r_n^2 - r_{вн}^2)} \right], \quad (\text{V.9})$$

где  $Q_1$  — тепловая нагрузка ребра, представляющего собой металлическую ленту длиной  $l$ , шириной (высота ребра)  $h$  и толщиной  $\delta_p$ , навитую на трубу наружного диаметра  $d_n$  с шагом  $2l_1 + \delta_p$ . Здесь  $2l_1$  — расстояние между двумя смежными поверхностями соседних ребер; таким образом, при наружном диаметре ребристого элемента  $D_p = d_n + 2h$  длина ребра

$$l = \sqrt{(d_n + 2h)^2 + (2l_1 + \delta_p)^2}.$$

$$a = \frac{2(r_i \alpha_2 + r_n \alpha_1)}{\lambda_{тр} (r_n^2 - r_i^2)}.$$

$Q_2$  — тепловая нагрузка неоребреной части трубы длиной ребристого элемента.

В формулах (V.8) и (V.9) коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха рассчитывают в зависимости от режима работы воздухоохладителя (сухого, влажного).

Расчетные значения тепловой нагрузки ( $Q_{p.р}$ ) ребристого элемента меньше действительных, получаемых экспериментально. Это расхождение возрастало с 10,2% (при толщине инея 1 мм до 17—20% при  $\delta_{ин} = 4$  мм) до 25% (при толщине инея на ребрах 4,5 мм и на трубах 8,5 мм) и достигало 49,7%, когда слой инея на ребрах имел толщину 6 мм и на трубах 12 мм. Такое расхождение между расчетной и опытной величинами тепловой нагрузки объясняется тем, что в расчетах коэффициент теплопроводности инея принимался постоянным. Фактически с ростом толщины инея плотность, а вместе с ней и коэффициент его теплопроводности возрастали, что приводило к относительному увеличению тепловой нагрузки воздухоохладителя, не учитываемой в расчетах.

Потребное число ребристых элементов  $N$  в пучке находят в зависимости от тепловой нагрузки воздухоохладителя  $Q_{в.о}$ :

$$N = Q_{в.о} / (Q_1 + Q_2).$$

Общая площадь поверхности воздухоохладителя  $F = Nf$ , где  $N$  — потребное число ребристых элементов,  $f$  — площадь ребристого элемента, м<sup>2</sup>.



**Классификация и краткая характеристика**

В зависимости от метода отвода теплоты и типа хладоносителя скороморозильные аппараты разделяют на следующие группы: воздушные; бесконтактные; контактные (замораживание с погружением в холодную жидкость или орошение ею); смешанного типа.

Различают также скороморозильные аппараты периодического и непрерывного действия.

Наиболее распространены воздушные аппараты, главным образом из-за простоты конструкции, универсальности, т. е. возможности применения одного и того же агрегата для замораживания разных пищевых продуктов в упаковке и без нее. Кроме того, использование воздушных аппаратов позволяет перейти от традиционной технологии замораживания неупакованных и нефасованных продуктов к новой технологии замораживания фасованных продуктов.

Бесконтактные плиточные аппараты обладают высокой удельной производительностью. Их широко применяют для замораживания фасованных продуктов: мяса и рыбного филе, упакованных в мягкую тару прямоугольной формы. Применение таких аппаратов (производительностью до 20 т в сутки в одном агрегате) создает благоприятные условия для автоматизации и механизации трудоемких работ.

Аппарат для быстрого замораживания в криогенных жидкостях применяют в промышленном масштабе в США с 1960 г. Наряду с высокой эффективностью теплоотдачи такие аппараты обеспечивают высокое качество пищевых продуктов.

Контактные аппараты применяют в основном для замораживания, причем теплота от продукта может отводиться различными методами: через герметичную влагонепроницаемую упаковку; через металлическую ленту движущегося конвейера; за счет орошения продуктов охлажденной жидкостью при его движении на конвейере. В качестве рабочей жидкости применяют любые водные растворы солей, а также криогенные жидкости. На установках контактного типа осуществляют замораживание рыбы и сочного растительного сырья посредством погружения или орошения продуктов рассолами.

Исследованиями установлено, что диффузия соли в продукт происходит только до момента образования льда на поверхности пищевых продуктов. Поэтому при создании аппаратов необходимо стремиться уменьшить время пребывания в рассолах продукта при положительных температурах. Для этого продукты перед замораживанием предварительно охлаждают в потоке воздуха или еще лучше — подмораживают на глубину 0,1—0,2 мм. В последнем случае полностью исключается диффузия соли в продукт.

**Конструкции скороморозильных аппаратов**

**Воздушные морозильные аппараты.** Эти аппараты состоят из грузового отсека и отсека воздухоохладителей. Для этих аппаратов характерно выполнение грузового отсека в виде туннеля, который позволя-

ет придать потоку воздуха необходимое направление и сообщить ему нужную скорость. В грузовом отсеке находится замораживаемый продукт, перемещаемый различными транспортными средствами. В отсеке воздухоохладителей размещают секции, предназначенные для охлаждения воздуха, обогреваемый поддон для сбора талой воды, образующейся при оттаивании, а также вентиляционную установку.

В качестве транспортных средств для непрерывного или для периодического перемещения замораживаемых продуктов в грузовом отсеке применяют транспортеры, конвейеры, гравитационные устройства.

В зависимости от транспортных средств и способа замораживания пищевых продуктов в воздухе аппараты можно классифицировать на тележечные, конвейерные, гравитационные и флюидизационные. В тележечных, конвейерных и гравитационных воздушных морозильных аппаратах продукты замораживают как в мелкой расфасовке (массой до 0,5 кг), так и в виде блоков (массой 10—12 кг); толщина блоков может быть от 40 до 100 мм. Во флюидизационных аппаратах продукты замораживают россыпью в воздухе или в специальной среде.

В конвейерных морозильных аппаратах блок-формы выполняют из металла с высоким коэффициентом теплопроводности, они могут быть с крышками и без них. В последнем случае блоки получаются неправильной формы, что затрудняет затаривание грузов и требует большего объема охлаждаемых помещений (камер, трюмов) для хранения.

В воздушных скороморозильных аппаратах, предназначенных для неупакованных продуктов, чтобы обеспечить непрерывную их работу, поверхность воздухоохладителей орошают незамерзающей жидкостью, которая поглощает влагу.

Вентиляторная установка состоит из одного или нескольких осевых или центробежных вентиляторов.

*Тележечные аппараты* бывают с продольным или поперечным движением воздуха, а также с ручным и механизированным перемещением тележек или этажерок. Схема аппарата с продольным движением воздуха показана на рис. V.3, а. В грузовом отсеке находятся тележки с продуктами. Направленное движение воздуха в аппарате создается ложным потолком, который является одновременно поддоном воздухоохладителя. Более экономичны аппараты с поперечным обдувом воздухом, так как подогрев воздуха в них в 2 раза меньше.

Аппарат с поперечным движением воздуха показан на рис. V.3, б. Аппарат состоит из одного или нескольких грузовых отсеков, в которых находятся подвесные этажерки (или тележки) с продуктами. Воздух, подаваемый вентиляторами, движется в направлении, перпендикулярном продольной оси туннеля. В таких аппаратах секции воздухоохладителя образуют грузовые отсеки.

При большой длине грузового отсека и малом количестве подаваемого воздуха нагрев его в грузовом отсеке может увеличиваться до 6—8°C, что вызывает неравномерность замораживания продуктов.

*Конвейерные морозильные аппараты* классифицируют на аппараты с цепным конвейером для замораживания блочных продуктов с параллельной и диагональной блок-формами, а также зацеплением блок-

форм с цепью конвейера; аппараты со спиральным конвейером для замораживания блоков и мелкоштучных продуктов любой формы (полуфабрикаты и готовые блюда); аппараты с сетчатым конвейером для замораживания расфасованных продуктов в таре. Аппараты с параллельной подвеской блок-форм применяют в мясной промышленности.

Такой аппарат состоит из изолированного контура, цепного конвейера, образующего 12 горизонтальных ветвей, воздухоохладителя и восьми вентиляторов (рис. V.4).

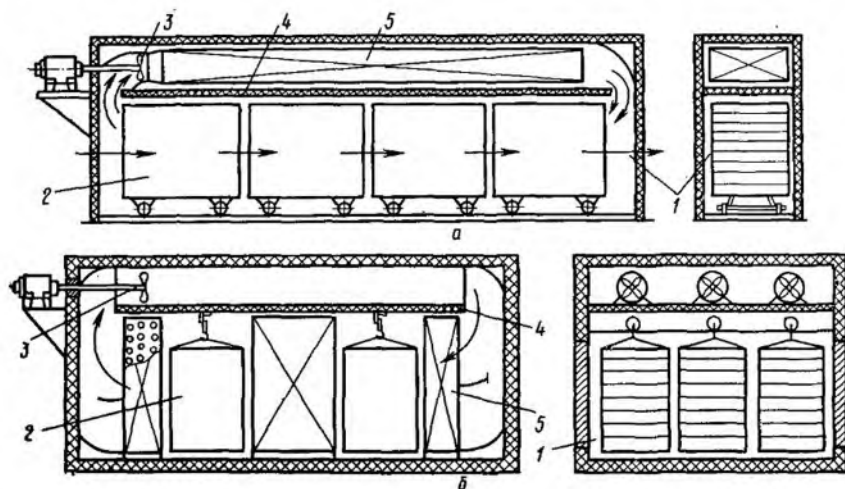


Рис. V.3. Тележечный морозильный аппарат:

а — с продольным движением воздуха; б — с поперечным движением воздуха; 1 — грузовой отсек; 2 — этажерки или тележки; 3 — вентилятор; 4 — ложный потолок; 5 — воздухоохладитель.

Производительность аппарата — 40—50 т/сут при температуре кипения — 30 ÷ — 40°C, скорости движения воздуха до 7 м/с. Охлаждение воздуха в аппарате составляет 2—3°C. Потребляемая мощность электродвигателей вентиляторов 40 кВт. Мощность привода механизмов 4,5 кВт.

Гравитационные аппараты отличаются от конвейерных тем, что перемещение кареток с блок-формами в грузовом отсеке происходит путем их проталкивания (гидравлическим или электрическим приводом) по специальным направляющим полкам (рельсам). Формы с продуктами перемещаются вертикально сверху вниз с помощью специальных механизмов за счет силы веса, т. е. гравитационно.

К гравитационным относят аппараты марок ГКА, предназначенные для замораживания мяса, субпродуктов, рыбы в блоках и поштучно, творога в пачках и прочее.

Флюидизационные аппараты применяют для замораживания фруктов и овощей. Они позволяют резко интенсифицировать процесс замораживания по сравнению с обычными воздушными аппаратами и бывают малой, средней и большой производительности. Переход

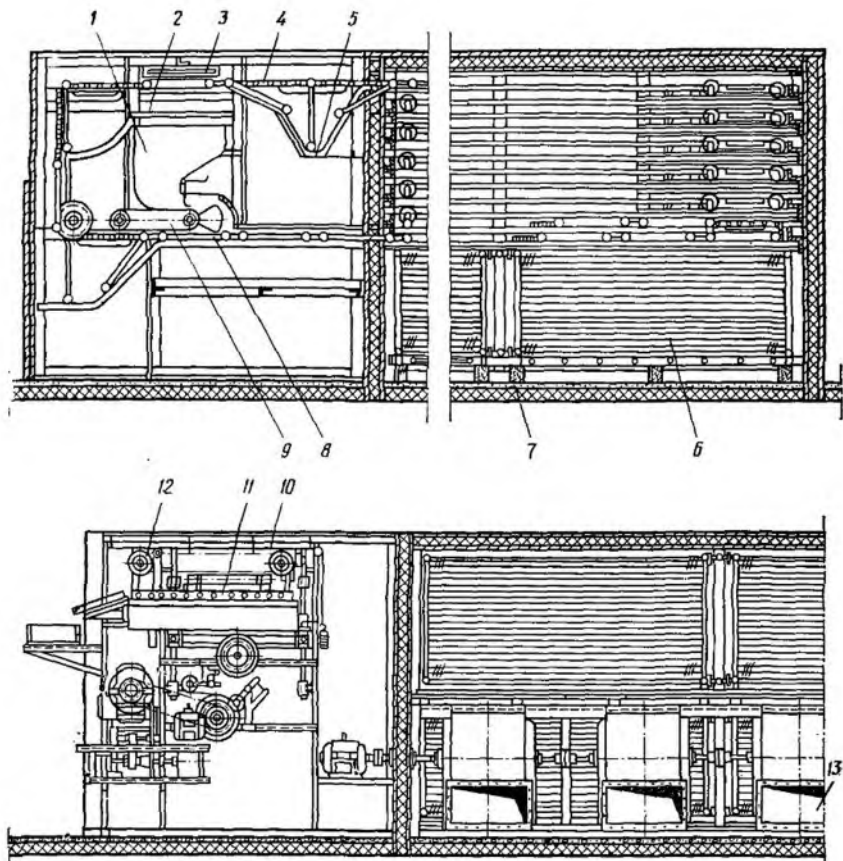


Рис. V.4. Конвейерный морозильный аппарат с параллельной подвеской блок-форм, разработанный во ВНИИХ:

1 — загрузочный бункер; 2 — разгрузочный транспортер; 3 — нагреватель; 4 — цепной конвейер; 5 — направляющие; 6 — воздухоохладитель; 7 — изолированный контур; 8 — блок-форма; 9 — лентатель; 10 — ванна с водой; 11 — глазурировочная площадка; 12 — проталкивающий транспортер; 13 — вентилятор.

замораживаемых продуктов во взвешенное состояние наступает только в определенных пределах скоростей движения воздуха в зависимости от размеров и массы замораживаемого продукта. Замораживание методом флюидизации рационально для мелких продуктов (зеленый горошек, ягоды и др.).

Конструкции флюидизационных скороморозильных аппаратов по способу транспортировки в них продуктов подразделяются на лотковые и конвейерные. В лотковых аппаратах продукт движется в псевдооживленном состоянии при определенном наклоне лотка или поддерживающей решетки. Движение продукта в конвейерных аппаратах осуществляется с помощью сетчатого конвейера.

Целесообразность применения метода флюидизации определяется в каждом конкретном случае экономическим расчетом. При определе-

нии экономически оптимального решения является следующая: поддерживать производительность флюидизационного аппарата на 1 м<sup>2</sup> площади поддерживающей решетки в зависимости от толщины слоя замораживаемого продукта и энергетических затрат на замораживание.

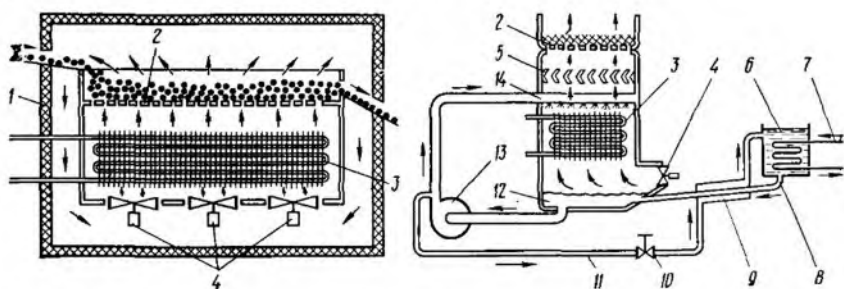


Рис. V.5. Флюидизационный морозильный аппарат большой производительности с орошаемым воздухоохладителем:

1 — изолированный контур; 2 — поддон с перфорированным дном; 3 — воздухоохладители; 4 — вентиляторы; 5 — каплеотделители; 6 — концентратор этиленгликоля; 7 — паровой змеевик для выпаривания воды из этиленгликоля; 8 — трубопровод для возврата этиленгликоля в поддон; 9 — теплообменник; 10 — вентиль; 11 — трубопровод для подачи этиленгликоля в концентратор; 12 — поддон с раствором этиленгликоля; 13 — циркуляционный насос; 14 — оросительная гребенка.

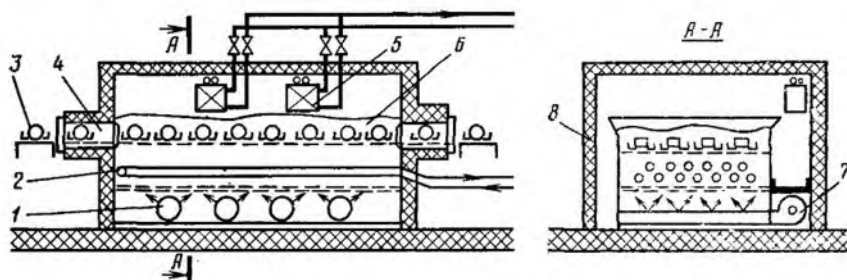


Рис. V.6. Флюидизационный морозильный аппарат с подвижной насадкой:

1 — перфорированный воздуховод; 2 — гладкотрубная змеевиковая батарея; 3 — транспортеры; 4 — окна; 5 — воздухоохладитель; 6 — подвижная насадка; 7 — центробежный вентилятор; 8 — изолированный контур.

Основные недостатки этих аппаратов — невозможность их применения для всех продуктов и повышенные энергетические затраты.

Флюидизационные аппараты большой производительности могут быть с орошаемым воздухоохладителем, многоярусными решетками, с механическим приводом решеток, а также с промежуточной сыпучей средой, выполняющей роль насадки.

Аппарат с орошаемым воздухоохладителем (рис. V.5) представляет собой изолированный контур с поддоном, воздухоохладителем, вентилятором, каплеотделителями, теплообменником и реконцентратором этиленгликоля.

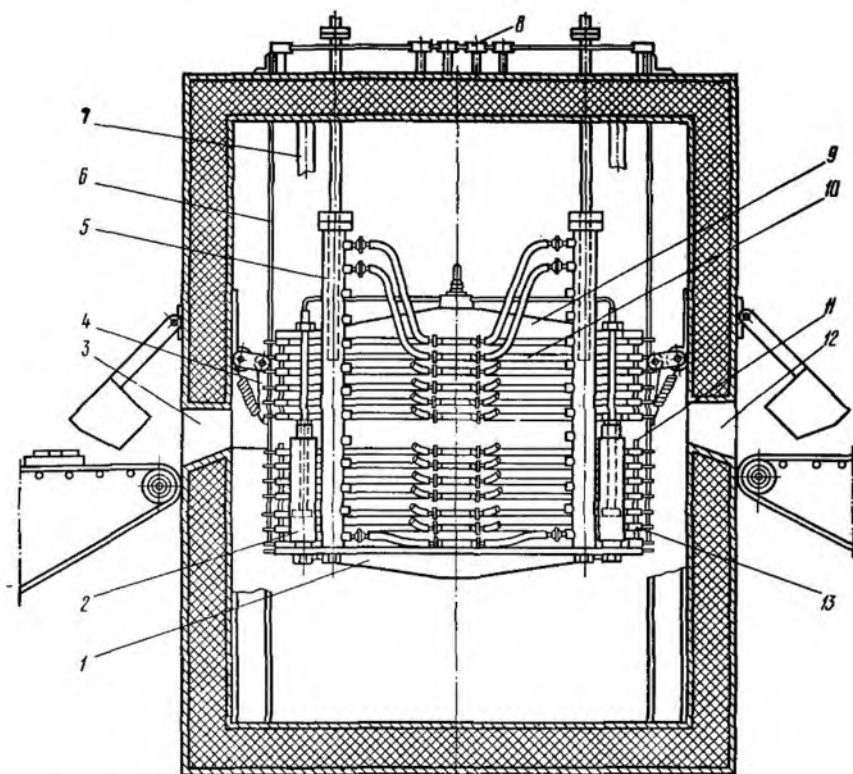
В НРБ, в Пловдиве, разработан новый аппарат (рис. V.6) с флюидизированной насадкой (промежуточной средой), состоящей из полиэти-

леновой крупы условным диаметром 2—3 мм, соли, манной крупы. В аппаратах можно замораживать крупные куски мяса, вторые блюда, томаты, абрикосы, дыльят.

Через загрузочные окна продукт попадает на сетчатый транспортер аппарата. Проходя через промежуточную среду, взвешенную в воздухе (высота флюидизированного слоя составляет 400—500 мм), продукт быстро замораживается и через окно разгрузки удаляется из аппарата.

Воздух в грузовой отсек аппарата подается через перфорированные воздуховоды. Охлаждение промежуточной среды производится гладкотрубной змеевиковой батареей, расположенной под конвейером.

**Бесконтактные аппараты.** В зависимости от расположения морозильных плит и их конструкции аппараты подразделяются на горизонтально-плиточные и вертикально-плиточные (с вертикальным расположением плит), роторные, а также аппараты барабанного типа.



*Рис. V.7. Горизонтально-плиточный аппарат с подвижными морозильными плитами:*

1 — нижняя площадка; 2 — гидравлический цилиндр; 3 — разгрузочная щель; 4 — крючок; 5 — жидкостный коллектор; 6 — трос; 7 — упор; 8 — устройство для подъема и опускания плит; 9 — верхняя площадка; 10 — морозильная плита; 11 — сменный ограничительный штифт; 12 — загрузочная щель; 13 — сменные ограничительные штифты.

Отсутствие промежуточной воздушной среды в плиточных морозильных аппаратах позволяет уменьшить перепад температур и интенсифицировать теплообмен между замораживаемым продуктом и хладагентом (хладоносителем), а также отказаться от громоздких и металлоемких воздухоохладителей и энергоемких вентиляторов. Поэтому плиточные морозильные аппараты интенсивны, компактны и экономичны.

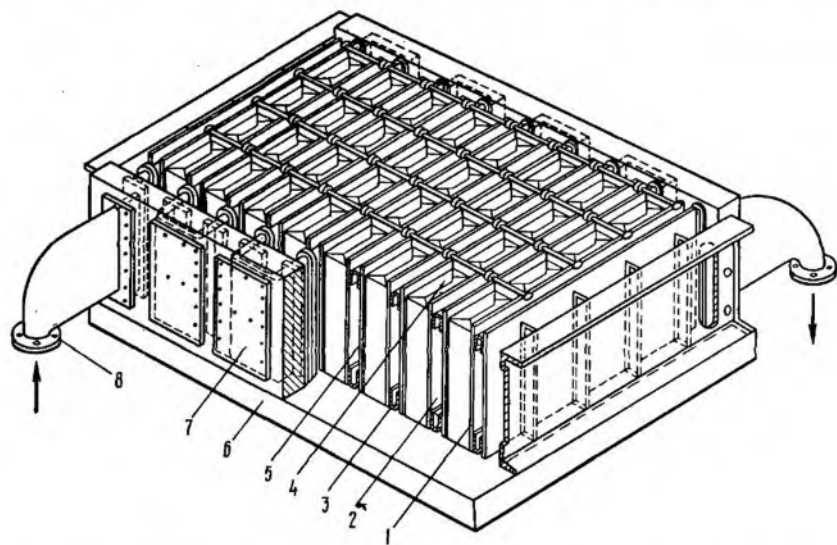


Рис. V.8. Мембранный морозильный аппарат:

1 — резиновая манжета; 2 — мембранная камера; 3 — ограничитель; 4 — блок мяса; 5 — стальная мембрана; 6 — подвижное дно; 7 — коллектор; 8 — патрубок для хладоносителя.

По сравнению с воздушными морозильными аппаратами съем замороженного продукта с 1 м<sup>2</sup> площади пола, занимаемой плиточными морозильными аппаратами, примерно в 1,5—2 раза больше, а энергетические затраты и масса этих аппаратов на 30—40% меньше.

Горизонтально-плиточный морозильный аппарат с подвижными морозильными плитами показан на рис. V.7. Отличительной особенностью аппарата является то, что загрузка аппарата коробками с продуктом и разгрузка плит производятся на постоянном уровне. Это позволяет совмещать погрузочно-разгрузочные операции по времени и выполнять их с помощью транспортеров. Коробки с продуктом поступают в аппарат и удаляются из него через узкие щели, что сокращает поступление теплоты и влаги в грузовой отсек. Плиты перемещаются посредством гидропривода через систему тросов. Другие морозильные аппараты такого типа описаны в специальной литературе.

Вертикально-плиточные аппараты отличаются от горизонтально-плиточных наличием специальных дозирующих бункеров или транспортеров. Отдельные куски продуктов занимают произвольное положение, поэтому замороженные блоки имеют ухудшенный товарный вид.

Если между продуктом и морозильными плитами есть воздушные прослойки, то значительно увеличивается продолжительность замораживания блока. Вертикально-плиточные аппараты бывают с нижней, верхней или боковой выгрузкой. При нижней выгрузке аппарат оборудуется отодвигающейся платформой или раскрывающимся створчатым дном, при верхней — поднимающимися пластинами, а при боковой — открывающейся стенкой.

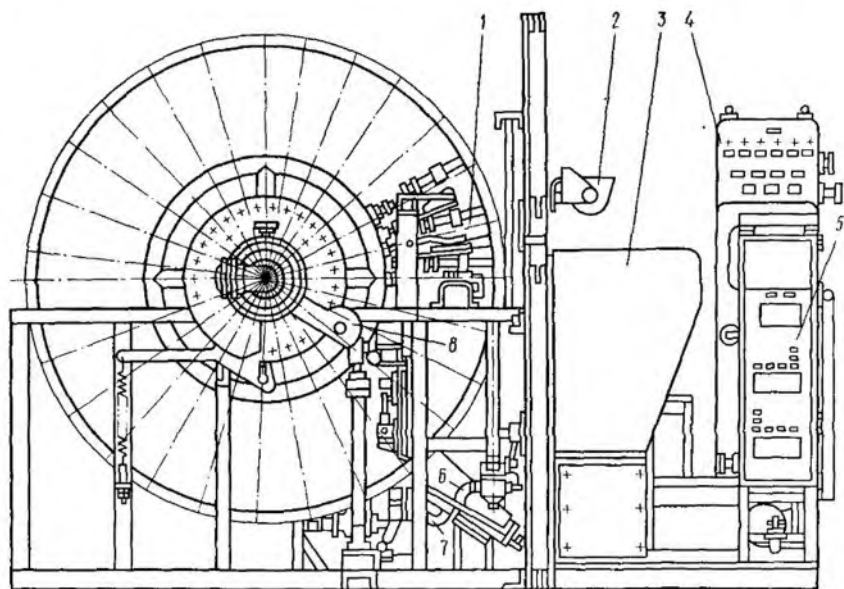


Рис. V.9. Автоматизированный роторный морозильный аппарат типа АРСА-3-15Р:

1 — механизм открытия морозильной секции; 2 — дозирующее устройство; 3 — загрузочное устройство; 4 — приборы управления электрической системы (шкаф); 5 — приборы управления гидравлической системы (шкаф); 6 — транспортер выгрузки блоков; 7 — механизм срыва блоков; 8 — механизм поворота блоков.

Мембранный морозильный аппарат (рис. V.8) выполняется в виде промежуточной коробки с подвижным дном и съемной легкой крышкой, изготовленной из резины. Продольные стенки коробки служат каркасом, а поперечные — коллекторами.

Во внутренней полости коробки установлены вертикальные морозильные плиты, которые состоят из двух стальных мембран, соединенных между собой и с коллекторами резиновыми манжетами. В пространство между плитами насосом подается охлажденный хладоноситель, под давлением которого стальные мембраны раздвигаются.

Аппарат имеет 48 форм, в которых формируются и замораживаются мясные блоки толщиной до 100 мм. Эти аппараты выпускают и в другом варианте, когда вместо резиновых манжет и мембранных камер применяют гибкие шланги и цельнометаллические плиты.



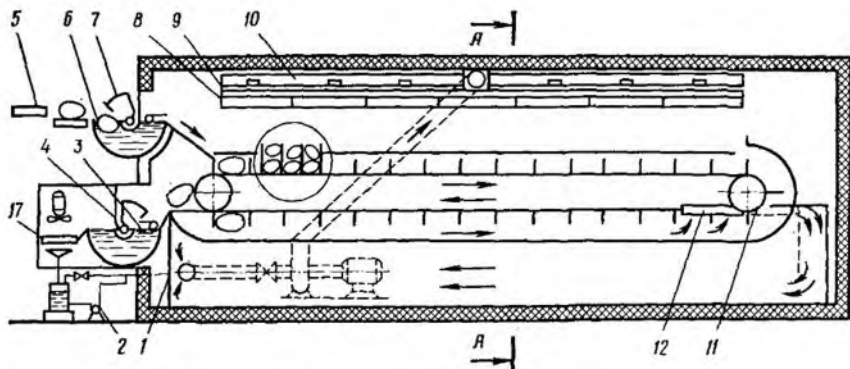
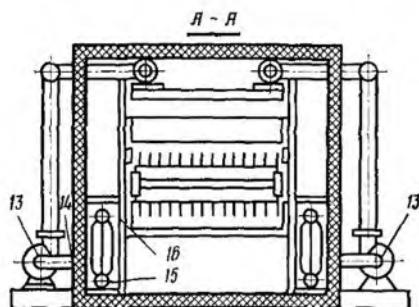


Рис. V.10. Аппарат для замораживания упакованных продуктов в жидком хладоносителе:

1 — охлаждающая ванна; 2 — насос для поддержания уровня в загрузочном гидравлическом затворе; 3 — разгрузочный гидравлический затвор; 4 — выталкиватель; 5 — транспортер для подачи тушек птицы к загрузочному гидравлическому затвору; 6 — загрузочный гидравлический затвор; 7 — выталкиватель; 8 — перфорированный поддон; 9 — фильтры; 10 — распределительный коллектор; 11 — транспортная лента с клетями; 12 — водосливное отверстие; 13 — циркуляционные насосы; 14 — изолированный контур; 15 — испаритель; 16 — бак испарителя; 17 — разгрузочный транспортер с вентиляторами.



Морозильные плиты в аппарате соединяются последовательно. Приводом для перемещения плит служит пневматический цилиндр.

Роторный морозильный аппарат представляет собой ротор с радиально насаженными на него плитами. Процесс замораживания осуществляется непрерывно, загрузка и выгрузка механизированы, замораживание интенсивное, блоки хорошо подпрессованы. При замораживании продукт находится в непосредственном контакте с морозильными плитами, которые соединены в секции, укрепленные на валу ротора. Такое расположение секций позволяет устанавливать их в любой позиции для загрузки и выгрузки.

Вал ротора выполнен пустотелым, что дает возможность использовать его для подачи хладагента в морозильные плиты и отводить его из них.

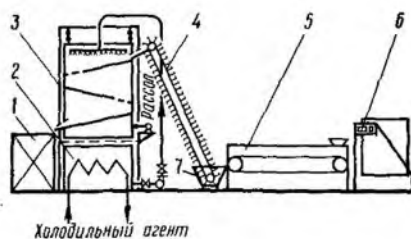


Рис. V.11. Принципиальная схема механизированной поточной линии замораживания растительного сырья:

1 — контейнер приема замороженного продукта; 2 — рассольный испаритель; 3 — скороморозильный аппарат ВКСА-1; 4 — загрузочный транспортер; 5 — инспекционный транспортер; 6 — опрокидыватель; 7 — мочная машина.

Для замораживания мясных и рыбных продуктов разработаны автоматизированные аппараты типа АРСА, различающиеся конструкцией секций. Например, АРСА-10 имеет двухплиточные секции, а АРСА-3-15Р оборудован трехплиточными секциями.

Аппарат АРСА-3-15Р (рис. V.9), предназначенный для замораживания блоков рыбы, отличается увеличенной загрузкой. Масса одно-временной загрузки продукта в 2 раза больше, чем для аппарата АРСА-10 за счет рационального использования площади поверхности плит.

**Контактные аппараты.** Для замораживания упакованных продуктов (тушек птицы) применяют аппараты, изображенные на рис. V.10. Аппараты оформлены как конвейеры и имеют оросительные устройства, насос. Охлаждение рассола — централизованное в испарителях, устанавливаемых в аппаратных отделениях. Тушки птицы проталкиваются через загрузочный гидравлический затвор и поступают на транспортную ленту конвейера, обильно орошаемую хладоносителем. Пройдя верхний участок транспортной ленты, тушки поступают в ванну с хладоносителем и затем выталкиваются из аппарата через гидравлический затвор.

Циркуляция хладоносителя осуществляется центробежным насосом, рассол забирается из бака испарителя и подается в перфорированный поддон и распределительный коллектор. Подогретый рассол собирается в поддоне и сливается в бак испарителя для охлаждения. Разновидность такого аппарата применяют и для замораживания расфасованного мяса и других продуктов (фарша, пельменей). Продукты размещаются на стальной ленте конвейера, которая снизу орошается жидким хладоносителем.

Замораживание овощей и фруктов можно проводить в контактном или виброконтактном скороморозильном аппарате (рис. V.11), разработанном ОТИХП совместно с Симферопольским консервным заводом им. С. М. Кирова. Его производительность составляет 3 т сырья за один час. Вибратор обеспечивает 200 колебаний в минуту при амплитуде 12 мм; при угле наклона лотка  $3^\circ$  к горизонтали скорость движения продукта достигает 1 м/мин.

Замораживание мелкоштучных пищевых продуктов производят также методом орошения жидкими фреонами. Особенностью аппаратов для такого замораживания является то, что фреон при контакте с замораживаемым продуктом испаряется, а затем превращается в жидкость в конденсаторе-испарителе, расположенном в этом же аппарате. Фреон используется как промежуточный хладоноситель, изменяющий агрегатное состояние, и для его конденсации требуется дополнительный температурный перепад между кипящим хладагентом в аппарате и температурой поверхности конденсатора-испарителя холодильной машины.

Такие аппараты применяют для замораживания небольших партий грузов. Производительность аппарата при температуре теплоотводящей среды  $-30^\circ\text{C}$ , температуре кипения в конденсаторе-испарителе  $-43^\circ\text{C}$  составляет 600 кг/ч. Продолжительность замораживания составляет 5—20 мин.