

И. Г. ЧУМАК
В. П. ЧЕПУРНЕНКО
С. Г. ЧУКЛИН

ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Издание 2-е, дополненное и переработанное
Под редакцией заслуженного деятеля науки УССР,
д-ра техн. наук, профессора И. Г. Чумака

Допущено Министерством высшего и среднего специального
образования СССР в качестве учебника для студентов вузов,
обучающихся по специальности 0529 «Холодильные и компрес-
сорные машины и установки»

МОСКВА
«ЛЕГКАЯ И ПИЩЕВАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ»
1981

ББК 31.392

Ч-90

УДК 621.56/57(075)

Чумак И. Г. и др.

Ч-90 Холодильные установки / Чумак И. Г., Чепурненко В. П., Чулкин С. Г. 2-е изд. перераб. и доп. — М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. — 344 с.

В пер.: 1 р.

Описаны холодильные установки, применяемые в различных отраслях народного хозяйства. Рассмотрены производственные, распределительные и транспортные холодильники, камеры хранения охлажденных и замороженных продуктов.

Второе издание дополнено материалами о процессах тепло- и влагообмена, аэро- и гидродинамики, протекающих в охлаждающих системах.

Книга предназначена в качестве учебника для студентов вузов, обучающихся по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки».

Ч $\frac{30316-054}{044(01)-81}$ 54-81 (П. П.) 2303050000

31.392
6П2.28

Рецензент: кафедра торгового и холодильного оборудования МИНХ им. Г. В. Плеханова (канд. техн. наук В. П. Харитонов)

В курсе «Холодильные установки» изучаются разделы холодильной техники, относящиеся к производству искусственного холода и его применению в различных областях промышленности для выполнения технологических процессов при умеренно низких температурах. В задачу курса входит также ознакомление с основными положениями рационального проектирования холодильных установок и эксплуатации холодильного оборудования предприятий.

Холодильная установка — это комплекс, включающий в себя генератор холода, охлаждающую систему и вспомогательные устройства, предназначенный для получения и использования искусственного холода в технологических процессах в пищевой, химической, металлургической, горной, нефтяной, газовой и медицинской промышленности. Холодильные установки широко применяют и в строительстве, комфортном и технологическом кондиционировании воздуха, на транспорте, в опреснительных установках. В настоящем учебнике в методических целях основные закономерности работы, расчета и проектирования холодильных установок рассмотрены на примере холодильников для обработки и хранения пищевых продуктов.

Задача холодильной техники — обеспечить создание оптимальных условий холодильной технологии при минимальных потерях сырья, сохранении высокого качества выпускаемой продукции. В связи с большими темпами наращивания холодильных мощностей актуальными вопросами являются экономия энергии на выработку холода, в том числе за счет комплексного использования вторичных энергоресурсов, и уменьшение металлоемкости аппаратов и систем.

Со времени первого издания учебника в 1961 г. (авторы С. Г. Чулкин, В. С. Мартыновский, Л. З. Мельцер) в холодильной технике произошли коренные изменения в конструкциях теплообменных аппаратов: появились новые теплообменные аппараты, работающие по принципу тепловых труб, вспененного слоя, с псевдооживленной насадкой и др. Получили дальнейшее развитие исследования тепловых и гидродинамических процессов, протекающих в насосно-циркуляционных системах. Значительно изменились холодильное машиностроение, номенклатура холодильного оборудования, типы холодильных машин и аппаратов, существенно расширился комплекс средств холодильной технологии, расширились перечень технологических процессов и области практического применения низких температур.

Все это нашло отражение в новом издании книги. Учебник полностью переработан, и в него включены новые главы, в которых представлены современные теплообменные аппараты, описаны процессы тепло- и массообмена и гидродинамики двухфазных потоков сред в аппаратах, рассмотрены системы воздухораспределения, системы отвода теплоты конденсации, низкотемпературные тепловоды. Низкотемпературные тепловоды выделены в самостоятельный класс теплообменников (в которых в одном объеме совмещены процессы конденсации и кипения холодильного агента), предназначенных для регенерации тепловой энергии с целью дальнейшего ее использования. Такие устройства применяют в установках кондиционирования воздуха, а также для утилизации теплоты конденсации и др.

Курс холодильных установок является логическим завершением подготовки инженеров по специальности 0529, и поэтому основная задача его заключается в том, чтобы на базе полученных знаний по курсам теплопередачи, термодинамики, гидравлики, холодильных машин и холодильной технологии, кондиционирования воздуха раскрыть особенности процессов, протекающих в охлаждающих системах, камерах холодильников, в технологических аппаратах и обеспечивающих заданные технологические режимы производств, и на этой основе научить студентов проектированию и эксплуатации разнообразных охлаждающих систем и устройств. Книга предназначена в качестве учебника по курсу «Холодильные установки» для студентов вузов, обучающихся по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки».

Главы I, II, III, V, VI, VII, IX, XII, написаны д-ром техн. наук, проф. И. Г. Чумаком, глава VIII — инж. Н. И. Чумак, главы X, XIV — канд. техн. наук, доц. В. П. Чепурненко, главы XV, XVI — д-ром техн. наук С. Г. Чуклиным, глава IV — канд. техн. наук, доц. Г. К. Мнацакановым, глава XVII — канд. техн. наук, доц. Е. С. Авдеевым, глава XVIII — канд. техн. наук, доц. Г. К. Мнацакановым и канд. техн. наук С. Н. Роговой, глава XI — канд. техн. наук С. Ю. Ларьяновским, глава XIII — канд. техн. наук Г. А. Савченковым и д-ром техн. наук И. Г. Чумаком.

ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

a	— коэффициент теплопроводности, $\text{м}^2/\text{с}$	E	— коэффициент эффективности ребра
a	— коэффициент турбулентности	f, F	— площадь поверхности, сечение, м^2
a	— кратность воздухообмена, объем/сутки	g	— удельная усушка, %
c	— теплоемкость, $\text{кДж}/\text{кг}\cdot\text{К}$	G	— масса, количество, кг
B	— коэффициент	ΔG	— усушка (величина естественной убыли продукта), кг, %
B	— размер, м	h, H	— геометрический размер, высота, м
C	— коэффициент излучения, $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К}^4)$	H	— напор, создаваемый вентилятором, Па
d	— влагосодержание водяных паров воздуха, $\text{кг}/\text{кг}$	H	— «высота» дождя, $\text{м}^3/(\text{м}^2\cdot\text{с})$
d, D	— диаметр, м	i	— энтальпия, $\text{Дж}/\text{кг}$
e	— нормативный коэффициент	l	— напряжение солнечной радиации, $\text{Вт}/\text{м}^2$
E	— вместимость камеры, кг (т)	K	— коэффициент запаса

k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К)
 l, R — определяющий размер, м
 L — длина шланга, хода, м
 m — пористость
 \bar{L} — относительная длина
 M — массовый расход, кг/с
 n — частота вращения, 1/рад
 μ — кратность циркуляции
 ν — нормаль
 N — мощность, кВт
 P — давление, Па, Н/м²
 p — относительное количество мяса
 Δp — перепад давлений, Па
 r, R — радиус, определяющий размер, м
 r — скрытая теплота парообразования, кДж/кг
 R — термическое сопротивление, м²·К/Вт
 q — удельный тепловой поток, плотность теплового потока, Вт/м²
 q — удельная холодопроизводительность, кДж/кг
 q — плотность орошения, кг/(м²·с)
 Q — тепловой поток, Вт
 s — шаг труб, ребер, м
 s — энтропия, Дж/(кг·К)
 t, T — температура, °С, К
 Δt — разность температур, °С, К
 v — удельный объем, м³/кг
 V — объем, м³
 V — объемный расход, м³/с
 V — производительность вентилятора, насоса, м³/с
 w — скорость движения потока, м/с
 W — водяной эквивалент
 z — число элементов (рядов, ходов)
 x — степень сухости пара, кг/кг
 α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К)
 β — температурный коэффициент объемного расширения 1/°С, 1/К
 β — коэффициент массообмена, кг/(м²·Па)
 β — коэффициент испарения, кг/(м²·с·Па)
 β — коэффициент оребрения
 δ — толщина, м
 ϵ — поправочный коэффициент
 ϵ — холодильный коэффициент
 ϵ — степень черноты тела
 ϵ — луч процесса в $d-l$ -диаграмме, кДж/кг
 ζ — коэффициент сопротивления (аэродинамического, гидравлического)

γ — коэффициент сглаживания неравномерности поступления
 γ — коэффициент полезного действия
 η — коэффициент заполнения объема
 Θ — температура поверхности °С, К
 Θ — разность температур, °С, К
 λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К)
 λ — коэффициент подачи компрессора
 μ — коэффициент динамической вязкости, Па·с
 μ — коэффициент паропроницаемости, кг/(м·с·Па)
 μ — коэффициент расхода
 $1/\mu$ — коэффициент сопротивления испарению
 ν — коэффициент кинематической вязкости, м²/с
 ϵ — концентрация раствора, кг/кг
 ϵ — коэффициент влаговыпадения
 ρ — плотность, кг/м³
 ρ — удельное электрическое сопротивление материала, Ом/м²
 σ — коэффициент поверхностного натяжения, Н/м
 τ — время, с
 φ — степень оребрения
 φ — относительная влажность воздуха, %
 ω — относительное количество вымороженной воды

Индексы надстрочные

$'$ — величины, относящиеся к нижней пограничной кривой
 $"$ — величины, относящиеся к верхней пограничной кривой
 зам — замораживание
 охл — охлаждение
 р — расчетный
 т — теплый
 х — холодный

Индексы подстрочные

a — агент
 b — батарея
 v — воздух
 vd — вода
 vl — влажный
 vn — внутренний
 vs — всасывание

вск — вскипание
гр — грунт
град — градирня
д — диафрагма
ж — жидкость
ж — живое сечение
загр — загрузка
ин — иней
к — конечный
к — камера
к — конвективный
кон — конечный
конд — конденсация
кр — криоскопическая
л — лед
л — лучистый
м — металл
м — местное
м — мясо
м — мокрого термометра
н — наружный
н — начальный
о — общий
о — охлаждение
о — основание
огр — ограждение
опт — оптимальный
п — перегрев
п — пар
п — поверхность
пл — пленка
п — поток
прот — противоток
пр — приведенный
пр — продукт

пр — проволока
р — равновесная
р — ребро
р — роса
расч — расчетный
с — среда
с — сетка
св — свежая
см — смесь
сл — слив
ср — средний
ст — стенка
ст — статический
стр — строительный
сух — сухой
сеч — сечение
Т — изотермическая поверхность
т — теплый
тр — требуемый
тр — трение
тр — труба
х — холодный
ц — центр
ц — цикл
ц — циркуляция
ц. р. — циркуляционный ресивер
ш — штабель
щ — щель
э — экран
экс — эксплуатация
э — электродвигатель
э — элементарный
F — относящийся к поверхности
m — средний
s — относящийся к рассолу

КЛАССИФИКАЦИЯ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

Совокупность холодильных установок, обеспечивающих условия для непрерывной холодильной обработки и хранения скоропортящихся продуктов на пути от мест их заготовки до мест потребления, называется холодильной цепью. Холодильная цепь складывается из звеньев, сочетание которых может быть различным в зависимости от вида сырья. Отдельные звенья цепи следующие: холодильные установки для обработки продукта и хранения его на производящем предприятии или плантации; холодильный транспорт для местных и дальних перевозок; холодильники различного назначения, включая торговое холодильное оборудование и бытовые холодильники.

Обычно холодильник — это промышленное предприятие (или его цех), в помещениях которого с помощью холодильной установки поддерживают определенные режимы, необходимые для обработки и хранения скоропортящихся продуктов. Холодильник состоит из технологического здания и компрессорного цеха с пристроенным к нему аппаратным отделением.

Холодильники классифицируют в зависимости от назначения, вида хранимых продуктов, вместимости и этажности. В зависимости от назначения холодильники разделяют на следующие основные типы: заготовительные, производственные, транспортно-экспедиционные, распределительные, перевалочные, торговые и бытовые. Кроме того, холодильники подразделяются на стационарные и транспортные. Рефрижераторный транспорт делится на железнодорожный, морской, речной и автомобильный.

Заготовительные холодильники предназначены для заготовки продукции в сельской местности либо непосредственно на плантациях. Они имеют холодильные установки большой мощности; вместимость камер хранения в таких холодильниках меньше вместимости камер охлаждения. К заготовительным холодильникам относят и станции предварительного охлаждения, преимущественно передвижные.

Производственные холодильники являются частью пищевых предприятий: мясо- и птицекомбинатов, молочных и консервных комбинатов. Почти вся вырабатываемая продукция подвергается холодильной обработке, поэтому производственные холодильники оборудуют мощными устройствами для охлаждения и замораживания.

Транспортно-экспедиционные холодильники обеспечивают грузовые операции на железнодорожных, водных и воздушных линиях.

Распределительные (многоцелевые, базисные) холодильники предназначены для равномерного обеспечения городов и промышленных центров сезонными продуктами питания в течение всего года, а также для создания резервного запаса продуктов. Эти холодильники характеризуются большой вместимостью камер хранения и малой производительностью устройств для охлаждения и замораживания. В том случае, если на распределительных холодильниках есть производственные цехи (фасовки масла, мороженого, твердой углекислоты, полуфабрикатов, кулинарные), такие предприятия называют хладокомбинатами.

Перевалочные холодильники предназначены для временного хранения продуктов при передаче их с одного звена холодильной цепи на другое. Для этих холодильников характерным является большой фронт грузовых работ.

Для осуществления внешних грузовых операций с двух продольных сторон холодильника устраивают специальные грузовые платформы для автомобильного и железнодорожного транспорта.

Торговое холодильное оборудование используют для кратковременного хранения продуктов в торговой сети, ресторанах, столовых. Эти холодильники малой вместимости. В одной камере допускается хранить продукты нескольких различных видов.

Бытовые холодильники служат для кратковременного хранения продуктов в домашних условиях и для производства небольшого количества льда. Они являются последним звеном непрерывной холодильной цепи.

Приведенная классификация холодильников носит условный характер.

В зависимости от ассортимента хранимых грузов различают универсальные и специализированные холодильники.

В универсальных холодильниках хранят смешанные грузы (мясо, рыба, фрукты, консервы и др.), в специализированных — однотипные.

В зависимости от вместимости холодильники условно классифицируют на крупные, средние и мелкие. Крупные холодильники имеют вместимость свыше 3000 т (к ним относятся универсальные, распределительные, специализированные холодильники). Вместимость средних холодильников составляет от 1000 до 3000 т (они могут быть универсальными или специализированными). Вместимость мелких холодильников не превышает 1000 т.

В зависимости от этажности различают одноэтажные и многоэтажные холодильники.

По конструкции холодильники относят к промышленным зданиям. Характерной особенностью их является то, что в камерах поддерживаются низкие температуры при высокой относительной влажности воздуха. Изменение температуры и относительной влажности воздуха вызывает постепенное ослабление структуры строительных и изоляционных материалов.

Материалы для конструкций холодильников выбирают с учетом капитальности здания. Капитальность здания холодильников разделяют на четыре класса: к I классу относят здания со сроком службы

свыше 100 лет, к II классу — от 50 до 100 лет, к III классу — от 25 до 50 лет, к IV классу — от 5 до 25 лет.

Класс капитальности принимают в зависимости от вместимости холодильника. Холодильники вместимостью от 701 т и более относятся к II классу, от 250 до 700 т — к III классу, до 250 т — к IV классу. При капитальности зданий холодильников, соответствующей II и III классам, каркасные конструкции выполняют железобетонными.

ОДНОЭТАЖНЫЕ И МНОГОЭТАЖНЫЕ ХОЛОДИЛЬНИКИ

Одноэтажные холодильники. Типовые конструкции здания одноэтажных холодильников (рис. I.1) состоят из железобетонных колонн и балок или металлических ферм, по которым укладывают настил.

В холодильниках нагрузки передаются на каркас, а ограждающие конструкции (стены) являются самонесущими (рис. I.2). Железобетонный каркас в одноэтажных холодильниках воспринимает в основном все нагрузки от покрытия. В отличие от промышленных зданий нагрузка на 1 м^2 покрытия более высокая вследствие использования подвесного оборудования и теплоизоляции и достигает 2000 кг/м^2 . Это необходимо учитывать при проектировании.

Многоэтажные холодильники. Обычно многоэтажные холодильники имеют четыре-пять этажей. Увеличивать этажность нецелесообразно из-за дороговизны вертикального перемещения грузов, усложнения фундаментов и др.

Здание многоэтажного холодильника обычно выполняют в виде каркасной конструкции (рис. I.3) при сетке колонн $6 \times 6\text{ м}$. Стены самонесущие (см. рис. I.2), сложенные из полнотелого кирпича с применением теплоизоляционного слоя или специальных сборных стеновых панелей. Наружные стены крепят к каркасу. Несущий каркас холодильника состоит из сборных железобетонных вертикальных стоек (колонн), сборных капителей и железобетонных гладких надколонных плит, укладываемых взаимно перпендикулярно по рядам колонн (рис. I.2).

Особенностью многоэтажных зданий холодильников является наличие в их контуре по обеим продольным сторонам встроенных, с самостоятельными стенами, вестибюльных групп, в которых располагаются лифтовые шахты, лестницы и другие вспомогательные помещения. В тех случаях, когда в холодильнике предусматривают подвальный этаж, конструкцию каркаса оставляют почти неизменной.

При выборе этажности холодильника следует учитывать его назначение, размер строительной площадки, структуру грунта и др. Так, при многоэтажном варианте значительно сокращается площадь застройки. При этом можно разместить камеры с нулевыми или положительными температурами на первом этаже или в подвальном помещении и предотвратить промерзание и последующее вспучивание грунта под полом холодильника. В одноэтажном холодильнике без подвалов решить такую задачу гораздо сложнее.

Преимущества и недостатки одноэтажных и многоэтажных холодильников. Одноэтажный холодильник в сравнении с многоэтажным

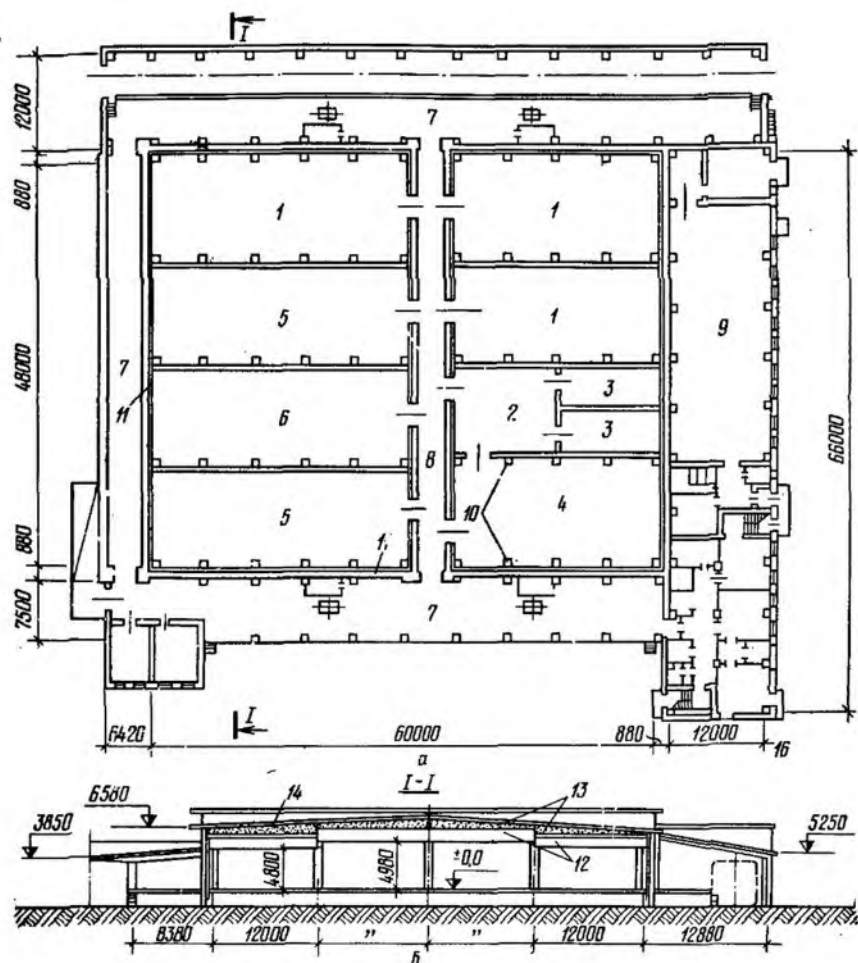


Рис. 1.1. Одноэтажный холодильник (сетка колонн 6 × 12 м):

а — план расположения колонн; б — конструктивная схема укладки балок с пролетом 12 м и плит покрытия при шаге 6 м; 1, 2, 3, 4, 5 и 6 — охлаждаемые помещения холодильника; 7 — платформы; 8 — коридор; 9 — машинное отделение и другие вспомогательные помещения; 10 — колонны; 11 — самонесущие стены; 12 — балки; 13 — настил покрытия; 14 — теплоизоляция.

при одной и той же толщине изоляции характеризуется повышенным расходом холода (в среднем на 30%) и приблизительно на столько же увеличенной потерей продуктов от усушки. Поэтому одноэтажные холодильники строят с усиленной изоляцией и используют в основном для хранения упакованных пищевых продуктов. Если на этих холодильниках не применяют специальных устройств для «перехвата» внешних теплопритоков, то их чаще всего используют как специализированные.

Одноэтажные холодильники имеют ряд преимуществ: нагрузка

на пол может достигать 4000 кг/м², пролеты между колоннами могут быть большими (до 30 м), что позволяет применять большегрузные тяжеловесные штабелукладчики и электропогрузчики (стоимость грузových операций при этом сокращается на 30—40%). Высота холодильника может быть увеличена до 10—20 м (холодильник высотой более 14 м называют высотным).

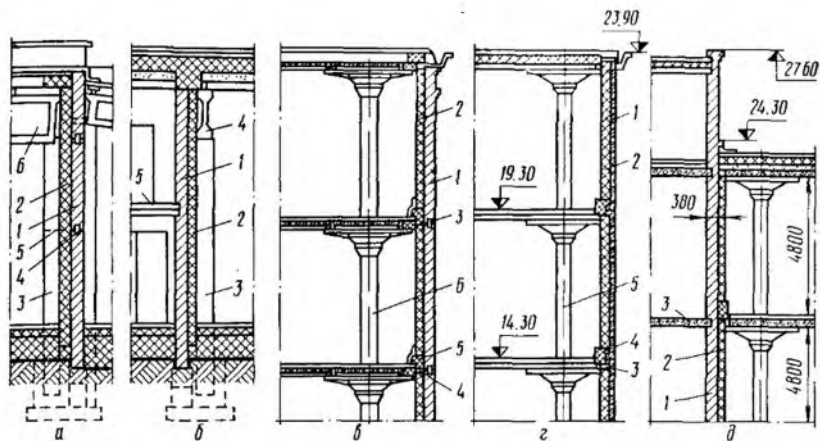


Рис. 1.2. Наружные и внутренние стены холодильников:

а — наружная самонесущая кирпичная стена одноэтажного холодильника; 1 — кирпичная стена; 2 — теплоизоляция; 3 — колонна каркаса; 4 — железобетонный пояс; 5 — анкер крепления стены к колонне; 6 — сборная железобетонная балка;
б — внутренняя стена одноэтажного холодильника, отделяющая коридор от камер; 1 — кирпичная стена; 2 — теплоизоляция; 3 — колонна каркаса; 4 — сборная железобетонная балка; 5 — железобетонное междуэтажное перекрытие коридора;
в — наружная самонесущая кирпичная стена многоэтажного холодильника; 1 — кирпичная стена; 2 — теплоизоляция; 3 — железобетонный пояс для крепления к каркасу; 4 — анкер; 5 — противопожарный пояс; 6 — железобетонный каркас холодильника;
г — наружная самонесущая стена из сборных железобетонных панелей; 1 — железобетонная сборная вертикальная панель; 2 — теплоизоляция; 3 — анкер для крепления панелей; 4 — противопожарные пояса; 5 — железобетонный каркас;
д — внутренняя кирпичная стена со стороны вестибюля; 1 — кирпичная стенка; 2 — теплоизоляция; 3 — междуэтажное перекрытие вестибюля.

Примером высотного холодильника может служить механизированный холодильник, спроектированный для г. Воронежа. Холодильник состоит из двух камер с общими размерами в плане 25,3 × 30,9 м и высотой 20,1 м. Несущими конструкциями высотного холодильника являются металлические стеллажи, опирающиеся на монолитную фундаментную железобетонную плиту. Наружные стены, перегородки между камерами выполняются из трехслойных панелей типа «сэндвич». Обшивку панелей — металлические оцинкованные листы, в качестве изоляции использован пенополиуретан толщиной 150 мм. Кровля холодильника выполнена из профилированного металлического настила со слоем пенополиуретана, рулонным ковром и защитным слоем из гравия. Холодильник предназначен для хранения рыбной продукции. Система охлаждения камер — воздушная с расположением воздухоохладителей на технологическом этаже над камерами на отметке 17,74 м. Холодильник оборудован высотными стеллажами, которые обслуживаются автоматическими стеллажными кранами — штабелерами.

В нижней части корпуса холодильника размещаются экспедиция, машинное отделение, помещения для автоматизированных систем управления.

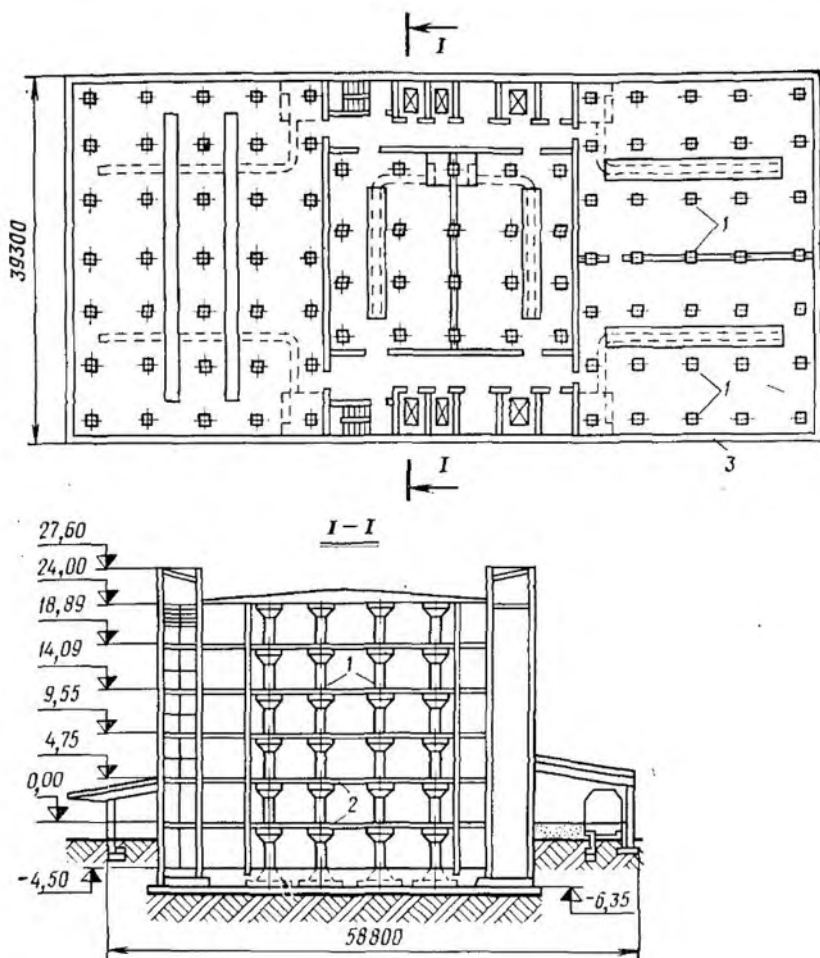


Рис. 1.3. Многоэтажный холодильник с железобетонным безбалочным каркасом: а — план типовых верхних этажей; б — разрез; 1 — колонны с капителями; 2 — плиты перекрытий; 3 — стены кирпичные, самонесущие.

Закладка груза в холодильник осуществляется пакетами массой 600 кг, сформированными на поддоне размером в плане 800 × 1200 м. Загруженные поддоны электропогрузчиками доставляются в кладовую или экспедицию, где принимают груз и оформляют документы. Обработка полученной информации для каждой партии груза производится с помощью автоматизированной системы управления технологическим процессом. Груз в пакетах транспортируется по заданному адресу на одну из автоматических транспортных систем, которая, проходя через тамбур-шлюз, перемещает пакет в холодильную камеру и передает его на захват автоматического стеллажного крана-штабелера, который укладывает пакет в свободную ячейку стеллажа согласно заданному адресу. Выдача грузов производится обратным ходом.

Камеры хранения охлажденных продуктов. В камерах поддерживают температуру воздуха от 0 до $-1,5^{\circ}\text{C}$ и относительную влажность 92—98%. В них используют систему непосредственного охлаждения, преимущественно с сухими воздухоохладителями.

Мясо и мясопродукты хранят в камерах в подвешенном состоянии (на крючьях-каретках, на подвесных путях) либо расфасованными (на поддонах, в контейнерах). Некоторые продукты (рыба, сыры) раскладывают на стеллажах. Так же хранят и переохлажденное (подмороженное на глубину до 15 мм) мясо. Для камер хранения охлажденного мяса норму нагрузки принимают такой же, как и для камер охлаждения и замораживания (250 кг на 1 м^2 пола камеры, если мясо хранят в подвешенном состоянии, и до 400 кг/ м^3 , если мясо расфасовано). Норма загрузки для свежих плодов и овощей составляет 0,34 т/ м^3 , для яиц — 0,32 т/ м^3 .

Камеры хранения мороженых продуктов. Оборудованы пристенными и потолочными батареями непосредственного охлаждения или воздухоохладителями со специальным воздухораспределением, поддерживающими температуру воздуха в камере -23°C . Удельная загрузка камер составляет 350—600 кг/ м^3 .

Универсальные камеры хранения. Камеры предназначены для хранения охлажденных или замороженных продуктов. В камерах поддерживают температуру воздуха от 0 до -18°C и относительную влажность — от 85 до 95%. Камеры оборудованы пристенными и потолочными батареями, а также воздухоохладителями непосредственного охлаждения. Поступающие продукты охлаждаются от 5 до 0°C при температуре воздуха равной 0°C и хранятся в охлажденном виде. Замороженные грузы хранятся при $t_{\text{к}} = -18^{\circ}\text{C}$. В новых холодильниках до 40% общей вместимости относится к универсальным камерам.

Камеры предварительного охлаждения и замораживания. Предназначены для интенсивного охлаждения и замораживания мяса в потоке воздуха на конвейере при движении мяса из цеха убоя скота и разделки туш на холодильник. Предварительное охлаждение мяса осуществляется при температуре воздуха до -20°C и скорости его движения до 5 м/с. Продолжительность обработки полутуш при охлаждении — 15—20 мин. Возможны и другие режимы.

Такие камеры используют и для предварительного охлаждения фруктов. В этом случае в камерах поддерживается температура воздуха -2°C при скорости его движения 2—3 м/с. Камеры, или специальные станции предварительного охлаждения, состоят из легко и быстро монтируемых теплоизолирующих укрытий на подготовленной площадке (пневмокаркасных, пневмоопорных или многослойных, собранных из панелей сооружений).

Камеры охлаждения. Предназначены для быстрого охлаждения мяса в полутушах или четвертинах либо других продуктов. Оборудуют такие камеры воздухоохладителями и специальными системами возду-

хораспределения. Режимы охлаждения зависят от принятого способа охлаждения¹.

Камеры замораживания и скороморозильные аппараты. В этих камерах (или скороморозильных аппаратах) мясо замораживается после его охлаждения или непосредственно в парном состоянии. Температура воздуха достигает -35°C . Продолжительность замораживания зависит от толщины продукта, скорости движения и температуры охлаждающей среды. Камеры работают циклично при периодической загрузке и выгрузке и непрерывно; в последнем случае их оборудуют специальными конвейерами. В камерах мясо в полутушах замораживается за 16—36 ч, в скороморозильных аппаратах — за 12 ч. Мясо в камерах размещается на подвесных путях, а в аппаратах — на специальных противнях или в блок-формах.

Камеры домораживания продуктов. Предназначены для интенсивного охлаждения или домораживания продуктов, поступающих на распределительные холодильники.

Температура воздуха в этих камерах -23°C . Система охлаждения смешанная (непосредственного охлаждения с применением воздухоохладителей), обеспечивает охлаждение поступающего продукта до температуры -10°C .

Разгрузочная и накопительная камеры. При поточном замораживании эти камеры работают при температуре воздуха -35°C и выполняют функцию камер предварительного замораживания мяса. За 4 ч мясо подмораживается на глубину до 40 мм. Это сокращает время холодильной обработки, уменьшает усушку и интенсифицирует теплообмен в воздухоохладителях из-за уменьшения слоя инея, осаждаемого на ребристой поверхности за цикл.

При периодической работе камеры при морозилке служат как погрузочные (накопители) и разгрузочные. Температура воздуха в них поддерживается равной -18°C , относительная влажность $90-95\%$.

Камера хранения дефектных грузов. Камера является резервной на случай поступления на холодильник нестандартных и дефектных грузов. Такая камера имеет температуру воздуха -18°C . Оборудуют ее преимущественно пристенными батареями непосредственного охлаждения.

Камеры для закалки мороженого. Предназначены для охлаждения поступающего мороженого от -4 до -18°C при температуре воздуха -23°C . Удельная нагрузка на пол камеры составляет $100-150 \text{ кг/м}^2$. Оборудуют такие камеры потолочными и стеллажными батареями непосредственного охлаждения.

Экспедиционные камеры. Предназначены для грузовых операций на холодильниках при температуре воздуха -18°C . Оборудуют такие камеры батареями непосредственного охлаждения.

Льдохранилища. Предназначены для накопления и хранения блочного льда. Льдохранилища оборудуют батареями непосредственного охлаждения, которые обеспечивают поддержание температуры воздуха -4°C .

¹ Подробно режим и способы охлаждения и замораживания см. в главе VII

ОГРАЖДАЮЩИЕ И ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННЫЕ КОНСТРУКЦИИ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

ОГРАЖДАЮЩИЕ КОНСТРУКЦИИ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

К ограждающим конструкциям холодильников относятся наружные и внутренние стены, полы, кровля.

Стены. Обычно стены делают слоеными. Наружный слой с теплой стороны камеры оштукатуривают и наклеивают на него паро- и теплоизоляцию. Более прогрессивным является применение типовых унифицированных сборных элементов заводского изготовления (панелей), которые позволяют повысить степень готовности элементов здания, снизить массу и стоимость стен на 27—40%.

При строительстве холодильников применяют как вертикальные, так и горизонтальные железобетонные или керамзитобетонные панели. Высота вертикальной панели обычно равна высоте этажа, а ширина ее выбирается с учетом грузоподъемности строительных кранов. Для устойчивости стены ее крепят с помощью анкеров к колоннам холодильника в двух местах — в средней части колонны и в плоскости покрытия (см. рис. 1.3). Горизонтальные панели имеют высоту 1,2—1,8 м, длину 6 м и толщину 200 мм.

Полы. На холодильниках полы выполняют по междуэтажным перекрытиям, в одноэтажных зданиях и в первых или подвальных этажах многоэтажных зданий — по грунту. В зависимости от назначения помещения холодильника полы выполняют бетонными мозаичными либо из металлических плит.

Кровля. Обычно кровля и перекрытия холодильников бесчердачные (совмещенные) с уклоном (1,5—2%). На холодильниках применяют одно- и двухскатные крыши; последним, как правило, отдают предпочтение. Крыши покрывают рулонными материалами (гидроизол, стеклорубероид и обычный рубероид), накладываемыми в несколько слоев на битумных мастиках. Верхний слой покрытия окрашивают атмосферостойчивой краской светлого тона для снижения влияния солнечной радиации. Кровля, наружные стены и полы холодильника должны составлять непрерывный изоляционный контур.

НАЗНАЧЕНИЕ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИИ И ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Назначение теплоизоляции. Основное назначение теплоизоляции — снижение притока теплоты в холодильное помещение. Качество изоляционных конструкций зависит от таких факторов, как конструкция ограждения, теплофизические свойства теплоизоляционных материалов и качество выполнения работ по укладке изоляции. От толщины изоляции зависят расход энергии на производство холода, полезная грузоподъемность рефрижераторного транспорта и вместимость по-

мещений стационарных холодильников. Как правило, теплоизоляционные материалы дорогостоящие. Их стоимость на холодильниках составляет 25—40% стоимости всего строительства. В связи с этим при проектировании приходится решать задачу о нахождении оптимальной толщины изоляции, удовлетворяющей требованиям экономической рентабельности.

Требования к теплоизоляционным материалам. Теплоизоляционные материалы должны обладать низким коэффициентом теплопроводности, малой объемной массой, незначительной гигроскопичностью, водопоглощаемостью и паропроницаемостью, достаточной механической прочностью, морозостойкостью и эластичностью; огнестойкостью или трудногорючестью, однородной мелкопористой структурой; отсутствием запахов и невосприимчивостью к ним.

Кроме того, теплоизоляционные материалы должны не вызывать коррозию металла изолируемой поверхности и не способствовать ей, не быть вредными для здоровья людей как в процессе монтажа, так и в процессе эксплуатации, не способствовать размножению паразитов, не разрушаться грызунами, быть стойкими к заражению бактериями и грибами, вызывающими гниение, быть дешевыми, удобными для транспортировки, монтажа и ремонта, иметь длительный срок службы и не требовать специального ухода.

Существующие теплоизоляционные материалы не могут удовлетворить одновременно всем перечисленным выше требованиям. Поэтому для обеспечения необходимых свойств изоляционной конструкции прибегают к рациональному подбору материалов.

Основные требования, которые предъявляют к изоляционным конструкциям, сводятся к следующему: предохранять изоляцию от увлажнения и от проникновения грызунов. Остальные требования аналогичны тем, которые предъявляют к изоляционным материалам.

Классификация теплоизоляционных материалов. Теплоизоляционные материалы по своему происхождению подразделяются на неорганические (стекловолокно, минеральная вата и др.) и органические (пробка, экспанзит, пенопласты и др.). Неорганические материалы объединяют группу материалов, относящихся к искусственно создаваемым материалам. Они имеют объемную массу 300 кг/м³ (минеральное волокно), 170—200 кг/м³ (стекловолокно). Экспанзит изготавливают путем прессования в закрытых формах гранулированной пробковой крошки при температуре 300—400°C. В 1 м³ пробки содержится приблизительно 7 млрд. замкнутых пор, заполненных практически неподвижным воздухом.

По структуре и способу крепления к изолируемой поверхности материалы классифицируют следующим образом:

плиточные (пенопласты ФС-7, ФФ, ПСБ-С, пеностекло, пенобетон, пробковые плиты, экспанзиты и т. д.);

волокнистые (минеральная вата в полужестких и жестких плитах на синтетической связке, стеклянное штапельное волокно в плитах и т. п.);

теплоотражающие воздушно-слоистые (алюминиевая фольга);
сыпучие (пробковая крошка);

напыляемые и заливаемые вспенивающиеся (полиуретановые пенопласты ППУ-3Н, ППУ-30чН и др.).

Плиточные и волокнистые материалы. Плиточные материалы приклеивают к изолируемой поверхности ограждений холодильников, а также склеивают между собой или в щиты клеями, например клеем ИДС, допущенными органами санитарного и пожарного надзоров. Выбор клея зависит от вида изоляционного материала. Если плиты устанавливают в несколько слоев по толщине, каждый последующий слой плит приклеивают к предыдущему, перекрывая стыки предыдущих слоев не менее чем на 100 мм (чтобы не создавать непрерывных тепловых мостиков).

Применяют плиты из штапельного стекловолокна ПТ-50, минеральной ваты ПТ-75 и др. Для уменьшения их распыления упаковывают в герметичную оболочку из синтетической пленки. Для предотвращения усадки под действием собственного веса и вибрации (для рефрижераторного транспорта) волокнистые материалы при монтаже уплотняют.

Теплоотражающие воздушно-слоистые материалы. Изоляция подобного типа состоит из многослойных поверхностей (способных отражать до 93—95 % лучистой тепловой энергии), заключенных между двумя жесткими пластинами. Малая теплопроводность достигается за счет большого сопротивления теплообмену тонких слоев (толщиной до 5 мм) неподвижного воздуха, заключенного между листами фольги. Такую изоляцию применяют в водном и автомобильном рефрижераторном транспорте.

Сыпучие материалы. Из сыпучих материалов в настоящее время используют пробковую крошку, которую наносят на изолируемую поверхность, насыпая на клеящую мастику в один или более слоев, либо крошку смешивают с мастикой заранее и смесь наносят в виде штукатурки. Толщина пробковой обсыпки составляет от 5 до 10 мм.

Напыляемые и заливаемые материалы. Эти материалы представляют собой нетоксичные пенопластмассы. Исходную смесь получают непосредственно на месте применения, а затем наносят на изолируемую поверхность напылением или заливают ее в изолируемую полость.

Заливаемая или напыляемая жидкость во время вспенивания на месте увеличивается в объеме приблизительно в 30 раз, образуя сплошной пенистый материал без швов. Поскольку в такой изоляции нет стыковых швов, и кроме того, на ее поверхности создается гидронепроницаемая технологическая пленка, пенопластмасса оказывается практически непроницаемой для водяного пара и не требуется устройства специальной паро- и гидрозащиты. Пенопластмассы — наиболее перспективные изоляционные материалы. Стоимость пенопластмасс еще сравнительно высока. Однако по мере расширения их производства она будет снижаться.

Технология приготовления и нанесения этих пенопластов на изолируемую поверхность позволяет механизировать и автоматизировать изоляционные работы.

ТЕПЛО- И МАССОБМЕН В ИЗОЛЯЦИИ ВИДЫ ТЕПЛОБМЕНА В ИЗОЛЯЦИИ

Наиболее наглядно все виды теплообмена можно рассмотреть на примере изоляции из волокнистых и вспененных пластмасс. Изоляция из волокнистых и вспененных пластмасс представляет собой дисперсную систему, состоящую из остова (твердой компоненты) и газа (либо жидкости), заполняющего свободное пространство. Отношение объема, занятого газом, к объему изоляции называют пористостью изоляционного материала. Теплообмен в таких системах определяется преимущественно геометрией пористого пространства: изоляция на основе вспененных пластмасс имеет замкнутые поры, в то время как в волокнистых изоляциях образуются пустоты между волокнами.

Теплообмен в остове, промежуточной среде и на границах между ними осуществляется посредством теплопроводности элемента твердого остова материала, передачи теплоты от одной твердой частицы к соседней в местах их непосредственного контакта, молекулярной теплопроводности в среде, заполняющей промежутки между частицами, передачи теплоты на границах твердых частиц с внешней средой; излучения от частицы к частице через промежуточную среду, конвекции газа и влаги, содержащихся между частицами.

Для характеристики изоляции вводят понятие эффективной теплопроводности, которая учитывает все составляющие теплообмена и зависит от давления газа-наполнителя, уровня температур на поверхностях изоляции, пористости, размеров твердых частиц скелета, коэффициента температуропроводности, теплоемкости изоляции и др. Сложность учета всех факторов не позволяет составить и аналитически решить дифференциальное уравнение теплопроводности в таких дисперсных системах. Поэтому накопление необходимых сведений о физике теплообмена в изоляционных конструкциях осуществляется преимущественно опытным путем. В пористых тепловых изоляциях основная доля теплоты передается молекулярной теплопроводностью газа внутри изоляции.

Процесс передачи теплоты теплопроводностью газа, находящегося внутри изоляции, обусловлен взаимодействием молекул газа друг с другом и зависит от пористости изоляции: чем меньше пористость, тем меньше теплоты передается за счет межмолекулярных столкновений. Как известно из молекулярно-кинетической теории, молекулярная теплопроводность зависит от молекулярной массы газа. Поэтому замена воздуха более тяжелым газом, например фреоном с молекулярной массой больше 50, позволяет значительно уменьшить эффективную теплопроводность изоляции¹.

В волокнистых материалах с ростом пористости, диаметра волокна и разности температур между поверхностями изоляции, а также при увлажнении изоляции возрастает возможность возникновения естест-

¹ В настоящее время газонаполненная пенополиуретановая теплоизоляция (наполнитель — R11) применяется в изоляционных конструкциях домашних холодильников типа «Минск».

венной конвекции. При разности температур на поверхностях изоляции до 70°C конвекция пренебрежимо мала, что можно объяснить большим гидравлическим сопротивлением, которое оказывают твердые частицы остова движению массы газа.

Теплообмен на границе твердых частиц с внешней средой обусловлен взаимодействием молекул газа с поверхностью твердого тела и зависит от пористости изоляции, рода газа-наполнителя, температуры и давления газа, материала остова. Увеличение теплопроводности остова приводит к возрастанию эффективной теплопроводности. Для волокнистых материалов с увеличением теплопроводности волокна количество передаваемой теплоты растет непропорционально, что объясняется главным образом наличием контактного термического сопротивления в местах касания волокон.

Лучистый теплообмен в изоляциях определяется преимущественно уровнем температур на поверхностях изоляции и зависит от усредненного расстояния между твердыми частицами скелета, степени черноты твердых частиц и поверхностей, ограничивающих изоляцию, поглощательной и излучательной способности газа-наполнителя. С ростом температур, степени черноты и пористости передача теплоты излучением возрастает.

КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ ИЗОЛЯЦИИ

Коэффициент теплопроводности изоляционного материала λ при эксплуатации увеличивается вследствие постепенного ее увлажнения, а также из-за влияния клеев. Значение коэффициента теплопроводности λ_t для сухого материала определяют по средней рабочей температуре.

Коэффициент λ_t является линейной функцией температуры и определяется по эмпирической зависимости

$$\lambda_t = \lambda_0 (1 + \beta t_{cp}) = \lambda_0 + b t_{cp},$$

где λ_0 — коэффициент теплопроводности сухого изоляционного материала при 0°C; β — температурный коэффициент теплопроводности; b — постоянная, показывающая приращение коэффициента теплопроводности при повышении температуры на 1°C ($b = \lambda_0 \beta$).

Значение λ_0 , β и b определяют опытным путем при испытании материалов. Коэффициент β для различных теплоизоляционных материалов имеет разные значения и составляет $(2-4) \cdot 10^{-3}$ 1/К.

Влияние клея, заполняющего швы между плитами, учитывают приближенной формулой

$$\lambda_3 = \beta_{кл} \lambda_t,$$

где λ_3 — эквивалентный коэффициент теплопроводности плиточного, изоляционного и клеевого материалов; $\beta_{кл}$ — поправочный коэффициент, учитывающий влияние клеевого материала ($\beta_{кл} = 1,03-1,15$).

Теплопроводность сухого материала зависит главным образом от объемной массы, определяющей количество твердого теплопроводного порообразующего вещества. При оптимальной пористости теп-

лопроводность приближается к теплопроводности неподвижного воздуха; $\lambda = 0,023 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ при $t = 0^\circ\text{C}$.

Средний коэффициент теплопроводности увлажненного материала оценивается по формуле

$$\lambda = \beta_{\text{вд}} \lambda_{\text{в}}$$

где $\beta_{\text{вд}}$ — коэффициент, учитывающий увлажнение изоляции в процессе эксплуатации ($\beta_{\text{вд}} = 1,05-1,10$).

Окончательно расчетный коэффициент теплопроводности изоляционного материала с точностью $\pm (5-10\%)$ рассчитывают по формуле $\lambda = \beta_{\text{вд}} \beta_{\text{кл}} \lambda_t = \beta_{\text{вд}} \beta_{\text{кл}} (\lambda_0 + b t_{\text{ср}})$. Увеличение теплопроводности при увлажнении материалов объясняется рядом факторов. Прежде всего, согласно эффекту в капиллярах влага проникает в самые мелкие, т. е. в наиболее ценные с точки зрения изоляционных свойств, поры материала, вытесняя из них воздух и образуя как бы тепловые мостики (теплопроводность воды в 15—20 раз выше теплопроводности воздуха).

Органические материалы влага заполняет до полного насыщения. При этом изменяется не столько пористая их структура, сколько теплопроводность твердых составных частей. Влияние влажности на λ для органических материалов меньше, чем для неорганических. Однако некоторые органические изоляционные материалы при одинаковых условиях увлажняются в большей степени, чем неорганические.

РАСЧЕТ ЗОНЫ КОНДЕНСАЦИИ В ИЗОЛЯЦИИ

Как правило, значения температуры $t_{\text{н}}$ и парциального давления водяных паров $p_{\text{н}}$ наружного воздуха намного больше температуры и парциального давления $p_{\text{к}}$ воздуха камеры низкотемпературного холодильника. Поэтому при эксплуатации холодильников через изоляцию из внешней среды в камеру поступают количество теплоты Q_1 и количество водяного пара G_1 , которые для случая плоской многослойной стенки определяются уравнениями

$$Q_1 = \left(\frac{1}{R_{\text{из}}} \right) (t_{\text{н}} - t_{\text{к}}) F_{\text{н}}, \quad (11.1)$$

$$G_1 = \left(\frac{1}{R_{\text{диф}}} \right) (p_{\text{н}} - p_{\text{к}}) F_{\text{н}}, \quad (11.2)$$

где $R_{\text{из}}$ и $R_{\text{диф}}$ — соответственно, термическое и диффузионное сопротивление изоляции; $F_{\text{н}}$ — площадь поверхности изолированной стенки; $t_{\text{н}}$, $t_{\text{к}}$ — температуры наружного воздуха и воздуха в охлажденном помещении (камере); $p_{\text{н}}$, $p_{\text{к}}$ — парциальное давление водяного пара снаружи и внутри изолированного ограждения.

Величина $(1/R_{\text{из}}) = \kappa_{\text{из}}$ определяется выражением

$$\kappa_{\text{из}} = \left(\alpha_{\text{н}}^{-1} + \sum_{i=1}^n \delta_i \lambda_i^{-1} + \alpha_{\text{к}}^{-1} \right)^{-1},$$

где $\alpha_{\text{н}}$, $\alpha_{\text{к}}$ — коэффициенты теплоотдачи со стороны наружной и внутренней стенок камеры; δ_i — толщина слоя; λ_i — коэффициент теплопроводности слоя.

Величина $(1/R_{\text{Диф}}) = \sum_{i=1}^n (\mu_i/\delta_i)$, где μ_i — коэффициент паропроницаемости слоя.

В выражениях (II.1) и (II.2) температуры t_n и t_k , а также ρ_n и ρ_k принимают по климатическим таблицам и технологическим инструкциям, причем $\rho_n = \varphi_n \rho_n''$; $\rho_k = \varphi_k \rho_k''$.

Температуру наружной и внутренней стенок ограждений $t_{\text{ст.н}}$ и $t_{\text{ст.к}}$ определяют по зависимостям

$$t_{\text{ст.н}} = t_n - k_{\text{нз}}(t_n - t_k) (1/\alpha_n), \quad (\text{II.3})$$

$$t_{\text{ст.к}} = t_k + k_{\text{нз}}(t_n - t_k) (1/\alpha_k), \quad (\text{II.4})$$

где α_n, α_k — коэффициенты теплоотдачи со стороны наружной и внутренней стенок.

По зависимости (II.3) проверяют допустимость значения $k_{\text{нз}}$, выбранного или определенного экспериментально. Толщина изоляции считается достаточной, если коэффициент теплопередачи ограждения при заданных температурных условиях создает условия, когда $t_{\text{ст.н}} > t_p$, т. е. температура наружной стенки остается больше температуры точки росы.

Недопустимость условий $t_{\text{ст.н}} \leq t_p$ объясняется тем, что они приводят к конденсации влаги на этой поверхности с последующим увлажнением изоляции и увеличением $\lambda_{\text{экр}}$, теплопритоков в камеры холодильников и затрат энергии на выработку холода.

Согласно зависимостям (II.1) и (II.2) распределение температуры и парциального давления водяного пара (рис. II.1) в стенке будет линейным. В однородной бесконечной стенке заданной толщины изменение температуры по толщине ограждения определяется выражением

$$t_i = t_{\text{ст.н}} - q(\delta_i/\lambda_i),$$

где t_i — температура в произвольном сечении ограждения; q — удельный тепловой поток через ограждения.

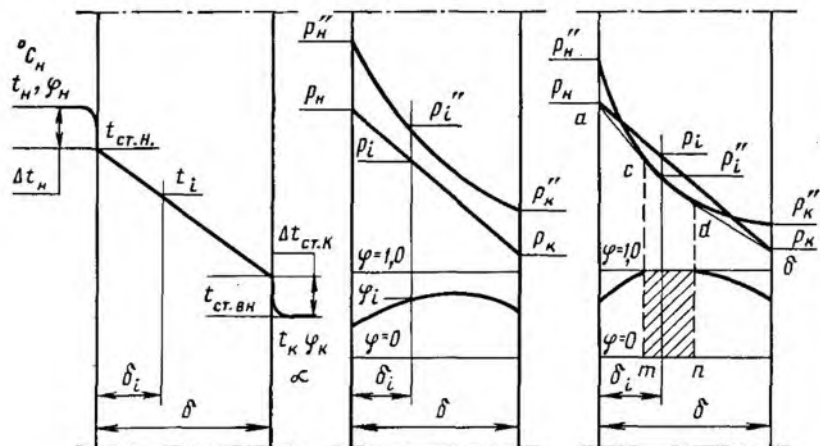


Рис. II.1. Графики изменения параметров влажного воздуха в изолирующей ограждении холодильника.

Для определения влажного режима в изолирующем ограждении при установившемся потоке водяного пара применяют графоаналитический метод, предложенный К. Ф. Фокиным. Этот метод позволяет определить также зону конденсации в ограждении, характеристики пароизоляционных материалов и рассчитать влажностный режим в изоляционных материалах по взаимному расположению линий падения парциального давления водяного пара p_x в ограждении и парциального давления насыщения водяного пара p_x'' .

Для построения линии падения парциального давления водяного пара необходимо определить парциальные давления водяного пара на внутренней поверхности ограждения $p_{ст.в}$, на границе слоев p_i и на наружной поверхности $p_{ст.н}$ этого ограждения.

Зная относительную влажность воздуха снаружи и изнутри ограждения φ_n и φ_k , можно определить p_n и p_k для состояний, характеризующих параметрами наружного воздуха и воздуха в охлаждаемом помещении. Обычно пренебрегают сопротивлением влагоперехода от воздуха к поверхности ограждения и принимают, что на поверхности ограждения давление водяных паров равно p_n и $p_{вн}$.

Учитывая, что падение парциального давления водяных паров подчиняется линейному закону и что $\varphi_i = (p_i/p_i'')$, можно определить p_i для любого сечения изоляции и ограждения. Кривую изменения парциального давления насыщения водяного пара p'' рассчитывают по изменению температуры внутри ограждения, причем при каждом значении температуры t_i с помощью $d - i$ -диаграммы находят p'' , соответствующее температуре точки росы. При понижении температуры в ограждении парциальное давление также понижается. Это понижение происходит по кривой линии вначале медленно, а затем более интенсивно. Поэтому на вертикальном разрезе ограждения падение парциального давления насыщения водяного пара p'' изображается линией, состоящей из соответствующих отрезков кривых, характерных для каждого слоя ограждения. Далее вычерчивают вертикальный разрез ограждения в произвольном масштабе, полученные значения p_n и p_i соединяют линией, характеризующей падение парциального давления водяного пара в толще изоляции.

На границе слоев ограждения наносят соответствующие значения парциальных давлений водяного пара p_i и соединяют прямыми линиями между собой. Полученная ломаная линия представляет собой расчетную линию падения p парциальных давлений водяного пара в ограждении. Если парциальное давление на границе слоев (линия p_n, p_i) оказывается меньше парциального давления насыщения водяных паров (линия p_n'', p_i''), т. е. линия p_n, p_i лежит ниже линии p_n'', p_i'' или они не пересекаются, то в ограждении конденсат выпадать не будет.

Если на каком-либо участке ограждения (по толщине) кривая $p_i'' = f(\delta_i)$ пересекается с прямой $p_i = f(\delta_i)$ (т. е. теоретически $p_i'' < p_i$, чего не может быть), то это — неустойчивое состояние влажного воздуха. Целесообразно предположить, что в предельном случае $p_i'' = p_i$ или $\varphi_i = 1$. При этом зону, в которой возможна конденса-

дия паров влаги из насыщенного воздуха, рекомендуется определять путем проведения касательных к кривой $p''_i = f(\delta_i)$ из точек a и b , соответствующих значениям парциального давления паров воды p_n и p_k .

Часть изоляционного ограждения (по толщине), ограниченная прямыми cd и mn и кривой $p'' = f(\delta_i)$ ($\varphi = 1$), называется зоной конденсации.

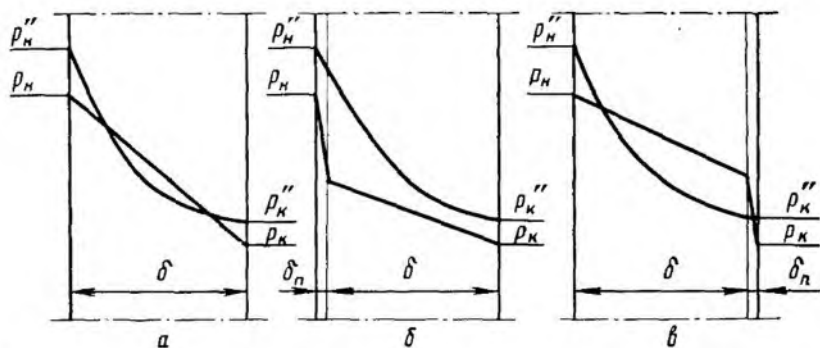


Рис. 11.2. Влияние пароизоляции на изменение параметров влажного воздуха в изолирующем ограждении:

a — без пароизоляции; $б$ — пароизоляция с теплой стороны; $в$ — пароизоляция с холодной стороны.

Для ликвидации зоны конденсации в ограждении устанавливают пароизоляционный слой. Размещение пароизоляционного слоя с теплой стороны ограждения позволяет снизить парциальное давление паров воды, а также соответствующую относительную влажность в ограждении (рис. 11.2).

В случае установки пароизоляции с холодной стороны ограждения существенно повышается парциальное давление паров воды вблизи холодной стенки и резко увеличивается зона конденсации (см. рис. 11.2). Однако иногда паро- и гидроизоляции устанавливают и с холодной стороны ограждения, так как увлажнение изоляции может вызывать не только диффузия влаги из воздуха, но и непосредственный контакт изоляции с водой, выделяющейся в охлаждаемых помещениях при некоторых технологических процессах.

По формуле (11.2) можно рассчитать и количество влаги, конденсирующейся в ограждении при стационарных условиях диффузии водяного пара.

Считая, что $\sum_{i=1}^n \mu_i / \delta_i = 1/R_{\text{диф}}$ и принимая площадь ограждения

$F = 1 \text{ м}^2$, а время диффузии пара один час, формулу (11.2) запишем в виде

$$G = (p_n - p_k) / R_{\text{диф}}$$

Здесь $R_{\text{диф}}$ — диффузионное сопротивление изоляции.

При расчете изоляционной конструкции определяют сопротивление теплопередаче ограждения по известным характеристикам слоев ограждения и толщину изоляции по заранее заданному коэффициенту теплопередачи. В расчет закладывают исходные данные таким образом, чтобы обеспечить необходимый срок службы холодильника, который в большей степени зависит от долговечности изоляционных конструкций. На долговечность изоляционных конструкций холодильников влияют климатические условия и температурно-влажностный режим в охлаждаемых помещениях. Обычно для холодильников II класса срок службы принимают от 50 до 100 лет (практически он короче, как правило, из-за выхода теплоизоляции из строя).

При расчетах изоляционных конструкций камер с положительными внутренними температурами учитывают расчетные температуры наружного воздуха в холодный период года, для камер с отрицательными внутренними температурами — в теплый период.

Для определения требуемой нормативной величины сопротивления изоляционной конструкции теплопередаче должны быть известны условия теплообмена и среднегодовая температура наружного воздуха района строительства холодильника. Не менее важно знать относительную влажность наружного воздуха, теплофизические характеристики изоляционных и строительных материалов. От теплофизических характеристик материалов зависит общий коэффициент теплопередачи k_0 . Определив коэффициент теплопередачи k_0 , можно выбрать эффективную изоляционную конструкцию, удовлетворяющую техническим требованиям к ограждениям холодильника.

В зависимости от среднегодовой температуры наружного воздуха различают три климатических района:

северная часть СССР со среднегодовой температурой наружного воздуха от 0°C и ниже;

центральная часть СССР со среднегодовой температурой наружного воздуха от 1 до 8°C ;

южная часть СССР со среднегодовой температурой наружного воздуха, равной 9°C и выше.

На практике для расчета ограждений можно пользоваться указаниями СНиПа. Величину сопротивления теплопередаче принимают в зависимости от назначения охлаждаемого помещения, его внутреннего температурно-влажностного режима и климатического района строительства. Чтобы исключить возможность конденсации влаги на поверхности ограждения, принятое значение сопоставляют с требуемым коэффициентом сопротивления теплопередаче $R_0^{\text{TP}} = 1/k_0^{\text{TP}}$, определяемым по формуле

$$R_0^{\text{TP}} = (t_{\text{н}} - t_{\text{в}}) n / (\Delta t_{\text{н}} \alpha_{\text{в}}), \quad (11.3)$$

где R_0^{TP} — требуемый коэффициент сопротивления теплопередаче ($\text{м}^2 \cdot \text{К}$)/Вт; n — коэффициент, принимаемый в зависимости от расположения ограждения в холодильнике; для наружных стен $n = 1$; для стен, выходящих в вестибюли, сообщающиеся с наружным воздухом, $n = 0,75$; для стен, выходящих в вестибюли

или коридоры, не сообщающиеся с наружным воздухом, $n = 0,4$; $\Delta t_{н}$ — нормируемый температурный перепад между температурой внутреннего воздуха и температурой внутренней поверхности ограждения; $\alpha_{в}$ — коэффициент теплоотдачи от внутренних поверхностей ограждения.

Значение R_{0}^{TP} , полученное по формуле (II.3), уточняют на основании экономического расчета: при наличии экономической целесообразности разрешается принимать большее значение R_{0}^{TP} .

При определении k_{0} бесчердачных покрытий с вентилируемыми продуктами при расчете учитывают только ту часть ограждения, которая расположена ниже продуха. При этом коэффициент теплопередачи k не должен быть меньше требуемого, т. е. k_{0}^{TP} .

Нормативные коэффициенты теплопередачи k_{0} наружных ограждений (стен) и покрытий для охлаждаемых камер приведены в табл. II.1 в зависимости от климатических районов СССР.

В настоящее время рекомендуется применять изоляционные материалы марки ПСБ-С и ФРП-1. Использование этих пенопластов позволяет снизить теплопритоки и тепловую нагрузку на компрессорные установки, а также усушку продуктов и повысить общую эффективность конструктивных решений ограждений холодильников.

Таблица II.1

Среднегодовая температура воздуха	Коэффициент теплопередачи k [Вт/(м ² ·К)] при внутренней температуре охлаждаемых помещений, °С						
	от 40 до 30	от 20 до 18	от 15 до 10	-4	0	+4	+12
0° и ниже	$\frac{0,22}{0,20}$	$\frac{0,28}{0,23}$	$\frac{0,34}{0,29}$	$\frac{0,41}{0,35}$	$\frac{0,46}{0,41}$	$\frac{0,46}{0,41}$	$\frac{0,58}{0,50}$
1—8°С	$\frac{0,20}{0,17}$	$\frac{0,23}{0,21}$	$\frac{0,29}{0,26}$	$\frac{0,35}{0,29}$	$\frac{0,39}{0,35}$	$\frac{0,46}{0,35}$	$\frac{0,58}{0,52}$
9°С и выше	$\frac{0,16}{0,15}$	$\frac{0,20}{0,17}$	$\frac{0,23}{0,21}$	$\frac{0,27}{0,24}$	$\frac{0,23}{0,29}$	$\frac{0,34}{0,29}$	$\frac{0,46}{0,40}$

Примечания: 1. В числителе приведены значения k для наружных стен, в знаменателе — для покрытий.

2. Коэффициенты теплопередачи чердачных перекрытий увеличивают на 10%.

3. При использовании панельной системы охлаждения коэффициенты теплопередачи покрытий увеличивают на 20%.

Коэффициенты теплопередачи для внутренних стен и перегородок, а также междуэтажных перекрытий принимают по табл. II.2, коэффициенты теплопередачи для внутренних ограждающих конструкций, отделяющих охлаждаемые помещения от неохлаждаемых тамбуров, коридоров и других помещений, — по табл. II.3.

Коэффициент теплопередачи перегородок, а также междуэтажных перекрытий между смежными камерами с одинаковыми температурами или при разности температур до 4°С включительно принимают не более

Таблица 11.2

Внутренняя температура более теплого помещения, °С	Коэффициент теплопередачи k [Вт/(м ² ·К)] при внутренней температуре более холодного помещения, °С									
	-40	-35	от -25 до -23	от -20 до -18	-15	-10	-4	0	+4	+12
-30	0,46	0,58	0,46	0,41	0,35	0,29	0,26	0,23	0,23	0,21
-25	0,47	0,46	0,58	0,46	0,41	0,35	0,33	0,29	0,26	0,23
-20	0,35	0,41	0,46	0,58	0,52	0,41	0,35	0,33	0,28	0,26
-15	0,35	0,35	0,41	0,52	0,58	0,52	0,41	0,35	0,35	0,28
-10	0,29	0,29	0,35	0,41	0,52	0,58	0,52	0,46	0,41	0,35
-4	0,23	0,26	0,32	0,35	0,41	0,52	0,58	0,52	0,46	0,41
0	0,21	0,23	0,29	0,32	0,35	0,46	0,52	0,58	0,58	0,64
+4	0,21	0,23	0,26	0,28	0,35	0,41	0,46	0,52	0,58	0,70
+12	0,19	0,21	0,23	0,26	0,28	0,35	0,41	0,46	0,58	0,75
+18	0,17	0,19	0,21	0,23	0,26	0,29	0,35	0,41	0,58	0,81

Таблица 11.3

Температура воздуха помещений, °С	Коэффициент теплопередачи k [Вт/(м ² ·К)] для смежных помещений		Температура воздуха помещений, °С	Коэффициент теплопередачи k [Вт/(м ² ·К)] для смежных помещений	
	сообщающихся с наружным воздухом	не сообщающихся с наружным воздухом		сообщающихся с наружным воздухом	не сообщающихся с наружным воздухом
-40	0,24	0,26	-4	0,35	0,52
-30	0,27	0,29	0	0,41	0,58
От -20 до -18	0,28	0,41	+4	0,46	0,58
От -15 до -10	0,32	0,46	+12	0,58	0,58

0,58 Вт/(м² · К). При этом следует учесть, что в камерах с температурами воздуха 0°С и выше полы на грунтах не утепляют. Сопротивление паропрооницанию пароизоляционного слоя в камерах с отрицательными температурами должно быть не менее 4000 м · Па · ч/г. При использовании для теплоизоляции волокнистых теплоизоляционных материалов, наклеиваемых с помощью битума на несущие ограждения, требуемое сопротивление пароизоляции может быть снижено до 2670 м · Па · ч/г.

Пароизоляционный слой выбирают из наиболее приемлемых рулонных материалов; особенно рекомендуется алюминиевая фольга, которая создает максимальное сопротивление паропрооницанию конструкции. В качестве склеивающих материалов применяют беспарафинистый нефтяной битум следующих марок: при укладке изоляции сверху железобетонной плиты — марки III; для склеивания плит — марки V; для изоляции наружных стен в южных районах — марки IV. Нельзя применять клеи, которые изготовляют на основе немодифицированных

фенолформальдегидных смол, так как они ядовиты. Токсичны также эпоксидные клеи.

Общая толщина изоляции кирпичных наружных и внутренних стен обычно составляет 200 мм (4 слоя по 50 мм), 250 мм (5 слоев по 50 мм) или 300 мм (6 слоев по 50 мм). В зависимости от толщины изоляции подбирают сечения реек (50 × 50, 50 × 70 и 50 × 100 мм) и их количество, а также устанавливают порядок наклеивания плит и устройства деревянного каркаса. При монтаже изоляции первый слой плит наклеивают на стену после нанесения на нее гидроизоляции, затем крепят горизонтальные рейки и укладывают второй слой, после этого устанавливают вертикальные деревянные рейки сечением 50 × 100 мм и наклеивают между ними последние два слоя изоляции толщиной по 50 мм.

Теплоизоляцию из плит пенопластов ПХВ-1 и ПСБ-С на битуме выполняют аналогично теплоизоляции из волокнистых минераловатных жестких плит, но битум может быть заменен другим клеящим материалом — обязательно нетоксичным и быстротвердеющим.

Вертикальные поверхности могут быть отделаны внутри гладкими конструктивными, асбестоцементными листами толщиной не менее 8—10 мм или штукатуркой по сетке. Во всех случаях для защиты от грызунов предварительно устанавливают сетку на высоту 0,7 м от пола с ячейками не более 5 × 5 мм или на пенопласт наклеивают синтетическим клеем стеклоткань типа рогожки, грунтуют ее и окрашивают в нужный цвет.

Для междукамерных ограждений в тех случаях, когда невозможно обеспечить их выполнение из более дешевых материалов, применяют жесткие плиточные материалы. Каркас состоит из деревянных, антисептированных и покрытых битумом реек, устанавливаемых враспор между перекрытиями или между перекрытием (покрытием) и бетонной подготовкой полов, устраиваемых на грунтах.

Плиточные материалы укладывают в каркас перегородки, склеивая их между собой. После установки всех плит устраивают с одной (теплой) стороны пароизоляцию, которую оштукатуривают по сетке, а с другой — делают покраску битумной мастикой для предохранения теплоизоляции от увлажнения.

При устройстве теплоизоляции междуэтажных перекрытий в многоэтажных холодильниках подбирают материалы и располагают их в конструкции так, чтобы полезная нагрузка воспринималась конструкцией без каких-либо заметных деформаций. Основной несущей конструкцией является железобетонная плита перекрытия, которая должна быть защищена теплоизоляцией для разделения двух сред, различных по температурному режиму. При наличии по периметру наружных или внутренних стен сквозных щелей для пропуска теплоизоляции последнюю в этих местах поэтажно разделяют противопожарными поясами. Такие пояса должны одновременно отделять теплоизоляцию стен одного этажа от другого и теплоизоляцию перекрытия от теплоизоляции стен, а также разделять изоляцию на отсеки. Площадь отсеков для сгораемых материалов должна быть не более 500 м² и для трудносгораемых материалов — не более 1000 м². По противопожарным требованиям

разрыв между сгораемыми материалами должен быть не менее 500 мм, следовательно, такой же разрыв необходимо предусматривать в сгораемой теплоизоляции стен. Теплоизоляцию перекрытия следует удалять от теплоизоляции стен также на 500 мм.

Полы холодильников, устраиваемые на грунтах, также можно отнести к ограждающим конструкциям. Поэтому при проектировании следует учитывать температурные режимы, величину теплопритоков и потерь холода через полы.

РАСЧЕТ СУДОВЫХ ИЗОЛЯЦИОННЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Судовая изоляционная конструкция обычно представляет собой неоднородную стенку, так как ее прорезают металлический набор, деревянный обрешетник, крепежные и другие детали.

Современные способы расчета судовой изоляции основаны на методе электротепловой аналогии (ЭТА). Метод ЭТА позволяет определить расположение изотермических линий и линий тепловых потоков. Совместно эти линии образуют ортогональную тепловую сетку, которая дает картину строения полей температур и тепловых потоков. Тепловые сетки необходимо знать для разработки приближенных методов расчета коэффициента теплопередачи.

В настоящее время расчеты судовой изоляции проводят в трех направлениях.

Первое направление основано на вычислении коэффициента теплопередачи непосредственно методом ЭТА. Обычно результаты вычислений обрабатывают в виде диаграмм, графиков, номограмм, таблиц и т. д. Второе направление составляют приближенные зональные способы расчета, которые косвенно используют тот же метод ЭТА. Третье направление — математические методы расчета; в настоящее время такие методы обычно используют для определения тепловых потоков, проходящих через промежуточные палубы, и переборки, а также через пиллерсы, мачты и т. д.

Методы расчета имеют несколько общих допущений:

пренебрегают тепловым сопротивлением с наружной и внутренней сторон изоляционной конструкции ($1/\alpha_n = 1/\alpha_{вн} = 0$), так как оно невелико по сравнению с общим термическим сопротивлением;

пренебрегают влиянием мелких крепежных частей (болтов, гвоздей и т. д.) и материала, скрепляющего плиты изоляционного материала;

пренебрегают тепловым сопротивлением переходов между соприкасающимися частями конструкции и влиянием концов конструкции;

материалы, составляющие конструкцию, считают изотропными, и в качестве расчетных величин принимают средние значения их теплофизических констант.

Метод ЭТА позволяет вычислять тепловой поток, так как между явлениями теплопроводности и электропроводности существует математическая аналогия:

$$dQ = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n_T} dF_T,$$

где dQ — элементарное количество теплоты, проходящей через площадку dF на изотермической поверхности в направлении нормали n_T ; $dF_T = B dl_T$ — элементарная площадка, расположенная на изотермической поверхности, м²; $\frac{\partial t}{\partial n_T} = \text{grad } t$ — температурный градиент, °С/м; n_T — нормаль к изотермической поверхности, м; dl_T — элементарная длина площадки, м.

$$dl = -\frac{l}{\rho} \frac{\partial V}{\partial n_3} dF_3,$$

где dl — сила тока, А; ρ — удельное электрическое сопротивление материала, Ом·м ($1/\rho$ — удельная электрическая проводимость, $1/\text{Ом} \cdot \text{м}$); $\frac{\partial V}{\partial n_3} = \text{grad } V$ — градиент электрического потенциала, В/м; V — электрический потенциал, В; n_3 — нормаль к изопотенциальной поверхности, м; $dF_3 = b_3 dl_3$ — элементарная площадка, расположенная на изопотенциальной поверхности, м²; b_3 — толщина электрической модели, м; dl_3 — длина элементарной площадки, м.

При интегрировании уравнения теплопроводности получаем

$$Q = -\lambda B \int_{L_T} \frac{(t_n - t_b) \partial T}{n_T \partial N_T} n_T dl_T = -\lambda B (t_n - t_b) \int_{L_T} \frac{\partial T}{\partial N_T} dL_T.$$

Безразмерный интеграл

$$\Phi = - \int_{L_T} \frac{\partial T}{\partial N_T} dL_T$$

называется критерием формы температурного поля и является, по существу, критерием подобия.

Этот критерий учитывает относительные размеры конструкции и модели, а также относительные разности температур в них. Такой подход допустим, так как для явлений теплопроводности существенны только разности температур, рассмотренные в относительных координатах. Следовательно, количество теплоты, проходящее через изоляционную конструкцию в единицу времени, $Q = \lambda B (t_n - t_b) \Phi$.

Для вычисления количества теплоты в каждом частном случае необходимо путем электрического моделирования находить значение безразмерного интеграла Φ , характеризующее температурное поле [8].

Существуют и другие методики расчетов, основанные на приближенных методах решения задач теплопроводности.

Глава III

СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

КЛАССИФИКАЦИЯ И ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Системой охлаждения называют ту часть холодильной установки, которая расположена между регулирующим вентилем и всасывающим патрубком компрессора. Она состоит из аппаратов, трубопроводов, и вспомогательных элементов. Назначение охлаждающей системы — поддерживать заданный температурно-влажностный режим в камерах.

Каждая охлаждающая система включает в себя систему распределения рабочего вещества по потребителям холода и систему отвода теплоты от потребителей холода.

К охлаждающим системам предъявляют следующие основные требования:

распределение рабочего вещества по всем потребителям холода, пропорциональное их тепловым нагрузкам; при этом приборы охлаждения должны работать с максимальной эффективностью при минимальной металлоемкости их;

надежное поддержание заданного технологического режима в охлаждаемых объектах (камеры холодильников, технологические аппараты различного назначения);

безопасность эксплуатации (большинство аварий или аварийных ситуаций на холодильных установках происходит из-за конструктивных недостатков охлаждающей системы или неправильной ее эксплуатации);

простота и гибкость эксплуатации — удобство переключений потребителей холода, наглядность схемы, простота и удобство очистки ее от загрязнений, масла, инея;

экономичность как по первоначальным затратам, так и в процессе эксплуатации.

Охлаждающие системы классифицируют по способу распределения рабочего вещества по потребителям холода и по способу отвода теплоты от потребителей холода.

По первому признаку различают системы непосредственного охлаждения (безнасосные и насосные) и системы с жидкими хладоносителями открытого или закрытого типа.

Отвод теплоты от охлаждаемых объектов и продуктов может осуществляться охлаждающими системами при различных условиях. В каждом конкретном случае в зависимости от условий отвода теплоты к названию системы добавляют ее характеристику по этому признаку. Так, если отвод теплоты осуществляется насосно-циркуляционной системой при естественной конвекции с помощью батарей, то к названию системы — насосно-циркуляционная добавляют слова «с батарейным охлаждением».

Если в камерах и аппаратах создают искусственную циркуляцию воздуха (включая его движение с большой скоростью с применением воздухоохладителей), то возможны три случая: воздух омывает неподвижный продукт (система с воздушным охлаждением); охлаждается подвижный слой продукта (система с псевдоожигением); охлаждается неподвижный продукт в условиях омывания его воздухом и насадкой (система с псевдоожигенной насадкой).

Если продукт охлаждается непосредственно в контакте с жидкостью, то системы называют системами с контактным охлаждением (в рассолах, криогенных жидкостях). Если продукт охлаждается при непрямом контакте с теплоотводящей средой, системы (или аппараты) называют системами плиточного охлаждения (охлаждение продукта хладагентом или хладоносителем через разделяющую стенку плиты или блока); если продукт охлаждается посредством лучистого теплооб-

мена в воздушной среде, систему называют системой радиационновоздушного охлаждения; если охлаждение осуществляется с помощью лучистого теплообмена с теплоотводом от продукта или без него в вакууме — системой сублимационного или вакуум-испарительного охлаждения.

Когда отвод теплоты от продуктов и ограждающих конструкций холодильника осуществляется отдельно, т. е. внешние теплопритоки по отношению к охлаждаемому объекту «перехватываются» специальными устройствами, то их называют системами с внекамерным отводом внешних теплопритоков.

Безнасосная система непосредственного охлаждения состоит из приборов охлаждения, в которые хладагент поступает непосредственно от регулирующего вентиля. Она включает в себя все элементы, составляющие низкотемпературную часть холодильной установки (от регулирующего вентиля до всасывающего патрубка компрессора).

Насосно-циркуляционная система непосредственного охлаждения состоит из приборов охлаждения, в которых циркуляция жидкого хладагента в низкотемпературном контуре осуществляется с помощью специального насоса.

Система с промежуточным хладоносителем отличается от описанных тем, что в ее приборах охлаждения циркулирует жидкость, охлаждаемая в испарителях холодильной установки. Охлажденная жидкость из испарителя с помощью циркуляционного насоса подается в приборы охлаждения камер, откуда после подогрева она вновь возвращается в испаритель. Хладоноситель может находиться в непосредственном контакте с охлаждаемым воздухом (мокрые воздухоохладители) или циркулировать в трубах (сухие воздухоохладители).

Система смешанного охлаждения — это совокупность систем батарейного и воздушного охлаждения, которые в зависимости от заданного режима работы камеры могут действовать одновременно либо отдельно. Каждая из перечисленных систем охлаждения имеет свою область применения, определяемую требованиями холодильной технологии и технико-экономическими расчетами. Так, например, при батарейном охлаждении общая длина труб часто исчисляется десятками километров и их масса составляет до 80% массы всего металла, расходуемого на холодильную установку в целом. Естественно, что переход с батарейного на воздушное охлаждение значительно снижает потребность в трубах.

Чаще всего выбор системы охлаждения определяется на основании технико-экономического сопоставления различных систем с учетом затрат на капиталовложения холодильника и его эксплуатационные расходы, при условии удовлетворения основных требований, предъявляемых к охлаждающим системам.

БЕЗНАСОСНЫЕ СИСТЕМЫ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

По способу питания охлаждающих приборов хладагентом безнасосные системы непосредственного охлаждения подразделяют на прямые и с отделителем жидкости. Каждая из этих систем имеет много разновидностей.

Прямоточная система (рис. III.1) предусматривает подачу хладагента через регулирующий вентиль непосредственно в батареи и отсос из них паров в компрессор. Жидкий хладагент подается в батареи за счет разности давлений конденсации и испарения.

Для интенсивной теплопередачи батареям необходимо хорошее заполнение их хладагентом. Но это часто приводит к работе компрессора влажным ходом, что неэкономично и опасно. Если из батарей выходят перегретые пары, ее теплопередача ухудшается из-за уменьшения температурного перепада между воздухом и хладагентом и снижения коэффициента теплоотдачи от пара к поверхности трубы. Чтобы обеспечить хорошее заполнение батарей жидким хладагентом и избежать всасывания влажных или чрезмерно перегретых паров компрессором, в этой системе применяют паросушитель — сосуд, в котором капли жидкости отделяются от пара (рис. III.2). Жидкость из сосуда подается повторно в приборы охлаждения. Основные недостатки этой системы — большой расход труб (на соединительные трубопроводы) и арматуры, неполное заполнение батарей хладагентом, трудноконтролируемое распределение хладагента по батареям, особенно

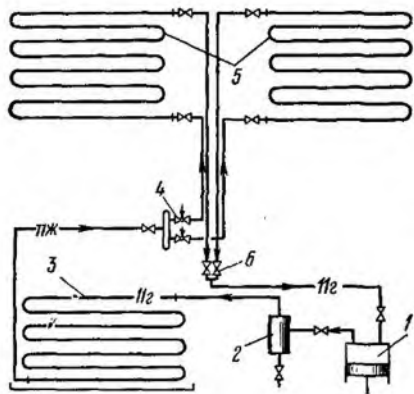


Рис. III.1. Простейшая прямоточная система непосредственного охлаждения:

1 — компрессор; 2 — маслоотделитель; 3 — конденсатор; 4 — регулирующий вентиль; 5 — батарея; 6 — паровой вентиль.

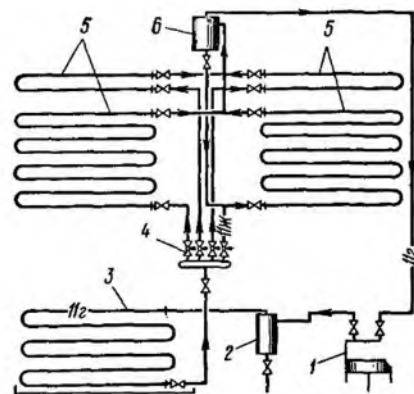


Рис. III.2. Прямоточная система с паросушителем:

1 — компрессор; 2 — маслоотделитель; 3 — конденсатор; 4 — регулирующий вентиль; 5 — батарея; 6 — паросушитель.

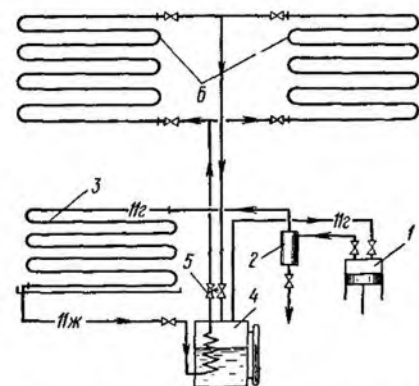


Рис. III.3. Прямоточная система с аккумулятором:

1 — компрессор; 2 — маслоотделитель; 3 — конденсатор; 4 — аккумулятор; 5 — регулирующий вентиль; 6 — батарея.

в условиях нестационарного режима эксплуатации камер. Поэтому такие системы используют лишь на небольших холодильниках и фреоновых установках.

Прямоточная система имеет ряд разновидностей. Одна из них (с аккумулятором) показана на рис. III. 3. Жидкий хладагент, поступающий из конденсатора, перед регулирующим вентилем переохлаждается в змеевике аккумулятора за счет испарения жидкости, уносимой из батарей парами хладагента. В результате этого температура хладагента перед регулирующим вентилем понижается, что уменьшает выделение паров при дросселировании и значительно улучшает распределение жидкого хладагента, особенно в развитых многоэтажных схемах. В установках двухступенчатого сжатия подача жидкого хладагента в батареи камеры осуществляется за счет перепада давлений в промежуточном сосуде и испарительной системе. При подаче жидкости в батареи верхних камер ее давление падает на величину соответствующего гидростатического столба, вызывая парообразование. В результате паросодержание и гидравлическое сопротивление парожидкостной смеси возрастают.

В энергетическом отношении система с аккумулятором никаких преимуществ не имеет, так как в ней переохлаждение жидкости, подаваемой к регулирующему вентилю, осуществляется за счет испарения жидкости, отделенной от пара, поступающего в аккумулятор. Последнее обстоятельство приводит к тому, что в установках с аккумулятором влажность пара, выходящего из испарителя, может изменяться лишь в узких пределах. При поступлении в аккумулятор паров большой влажности жидкость может переполнить его и вызвать гидравлические удары в компрессоре, при поступлении в аккумулятор сухого или перегретого пара условия теплопередачи в батареях могут ухудшиться из-за недостаточного заполнения их жидким хладагентом.

Основным достоинством установок с аккумулятором является простота в регулировании и поддержании нормального режима работы, который настраивается по уровню жидкого хладагента в аккумуляторе. Из-за перечисленных выше недостатков такие установки широкого распространения в промышленности не получили, однако часто можно встретить безнасосные системы, у которых на паровом трубопроводе перед компрессором устанавливают ресиверы, выполняющие функцию аккумулятора и пароосушителя, вместимость которых выбирают в зависимости от количества хладагента, находящегося в системе. Обычно рекомендуется устанавливать два защитных ресивера, которые попеременно включаются в работу, в соответствии с требованиями техники безопасности.

Пары хладагента из приборов охлаждения отсасываются компрессором через первый вертикальный защитный ресивер. При накоплении в этом ресивере жидкости до 70% объема он отключается от системы. В работу включается другой такой же ресивер. Из первого ресивера после его отключения жидкий агент передавливается горячими парами на регулируемую станцию и далее в приборы охлаждения. Если ресиверы оборудуют змеевиками для выпаривания части жидкости из них, как в аккумуляторах, за счет переохлаждения хладаген-

та, подаваемого через дроссельный вентиль, то в этом случае системы работают лучше. Это объясняется тем, что понижается температура жидкости перед дросселированием (в результате уменьшается парообразование при дросселировании) и в трубах течет двухфазный поток с малым количеством пара. Если учесть, что удельный объем пара аммиака при $t_0 = -30^\circ\text{C}$ в 600 раз больше удельного объема жидкости (для R12 — в 250 раз), то в системах без переохлаждения жидкости перед дросселированием по трубам в основном протекает пар. Включение регенеративного теплообменника в паросушитель позволяет переохладить жидкость перед дросселированием и сохранить однофазный поток жидкости в трубе, который легче перераспределить в разветвленной сети потребителей. Включение паросушителей в прямоточные системы допускает некоторое переполнение жидкостью приборов охлаждения. Обеспеченность приборов охлаждения жидким хладагентом оценивают по кратности циркуляции¹.

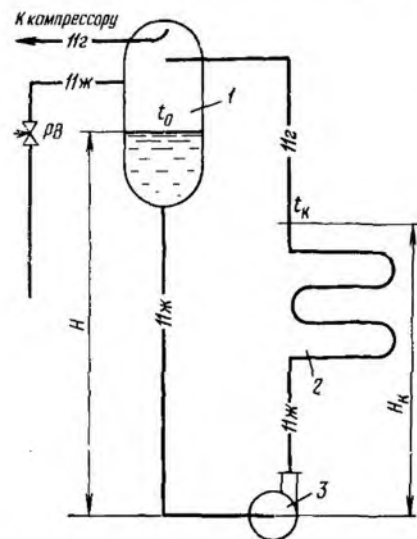


Рис. III.4. Система охлаждения аммиаком, используемым в качестве хладоносителя:

1 — отделитель жидкости; 2 — охлаждающий прибор; 3 — насос.

В системе непосредственного охлаждения с переохлажденным хладагентом (рис. III.4) по батареям циркулирует переохлажденный жидкий аммиак. Жидкий хладагент из линейного ресивера дросселируется в отделитель жидкости 1, а пары хладагента отсасываются из него компрессором. Жидкий хладагент при температуре кипения t_0 опускается по вертикальному трубопроводу к насосу 3, который подает его к приборам охлаждения 2. Переохлаждение аммиака достигается тем, что перед насосом он находится под давлением, превышающим давление насыщения на величину $H\rho$. В охлаждающих приборах температура жидкости повышается на $1-3^\circ\text{C}$, а давление несколько понижается, что приводит к уменьшению переохлаждения.

При подъеме жидкости по вертикальному трубопроводу ее давление падает вследствие уменьшения влияния столба жидкости и потери

¹ Под кратностью циркуляции n понимают отношение массы хладагента, подаваемого в приборы охлаждения, к массе хладагента, испаряющегося в них за единицу времени.

В стационарном режиме работы в приборы охлаждения достаточно подавать столько жидкости, сколько ее испаряется, т. е. в этом случае соблюдается условие $n = 1$. Если учесть, что охлаждающие системы работают при нестационарном режиме и тепловой поток к охлаждающим приборам переменный во времени, то для обеспечения работы холодильной установки подачу хладагента в систему необходимо осуществлять при условии $n > 1$.

давления из-за гидравлических сопротивлений, а температура намного повышается за счет притока теплоты от окружающей среды. В результате аммиак на некоторой высоте H становится насыщенным, и в этой зоне происходит его вскипание. Затем температура и давление его понижаются соответственно до t_0 и p_0 , которые задаются технологическими режимами.

Системы с отделителем жидкости

В системе с отделителем жидкости хладагент после регулирующей станции подается в батареи через специальный сосуд — отделитель жидкости, что позволяет улучшить заполнение батарей жидким хладагентом и обеспечить нормальную его циркуляцию. В настоящее время эту систему применяют только для холодильников вместимостью до 1000 т.

Принципиальная схема системы с отделителем жидкости, используемая на трехэтажном холо-

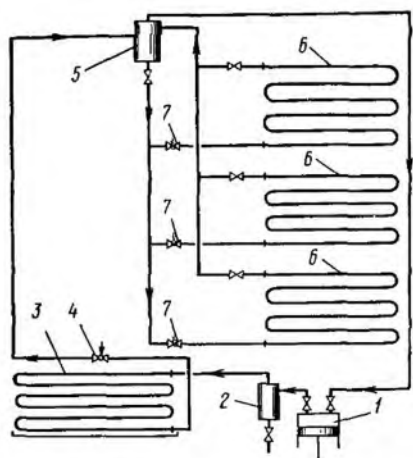


Рис. III.5. Прямоточная система непосредственного охлаждения с отделителем жидкости:

1 — компрессор; 2 — маслоотделитель; 3 — конденсатор; 4 — регулирующий вентиль; 5 — отделитель жидкости; 6 — батареи; 7 — регулирующий вентиль.

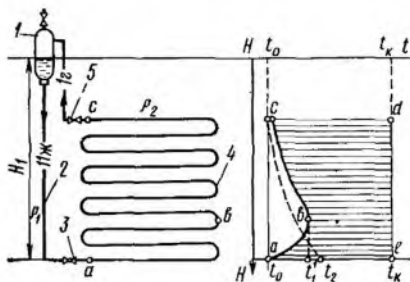


Рис. III.6. Влияние гидростатического столба жидкости на теплопередачу батарей:

1 — отделитель жидкости; 2 — жидкостный трубопровод; 3 — жидкостный вентиль; 4 — батарея; 5 — паровой вентиль.

дильнике, показана на рис. III.5. Циркуляция хладагента в ней осуществляется следующим образом. От регулирующей станции парожидкостная смесь направляется в отделитель жидкости, где происходит отделение жидкости от пара. Отделившиеся пары отсасываются компрессором, а жидкость самотеком направляется в батареи камер холодильника. В батарее хладагент, поглощая теплоту, испаряется и в виде влажного пара поступает обратно в отделитель жидкости. Из отделителя жидкости сухой насыщенный пар отсасывается компрессором, а неиспарившаяся жидкость вторично направляется в батареи системы.

Напор $\Delta p_{ц}$, необходимый для такой циркуляции хладагента, создается разностью весов столбов жидкости и пара в трубопроводах, подающем жидкость и отсасывающем пар. Таким образом

$$\Delta p_{ц} = 9,81 H_1 (\rho_1 - \rho_2),$$

где H_1 — высота уровня жидкого аммиака в циркуляционном контуре батареи (рис. III. 6); ρ_1 — плотность жидкости; ρ_2 — плотность парожидкостной смеси в батарее и трубопроводе отсоса паров в отделитель жидкости.

При параллельно включенных батареях циркуляционный контур распадается на ряд параллельных, соответствующих ему контуров, в которых циркулирует парожидкостная смесь.

Таким образом, регулирование подачи жидкости осуществляется с помощью вентилей, устанавливаемых до и после каждой батареи, либо с помощью группы параллельно включенных батарей каждой камеры холодильника. Поэтому жидкостные вентили батарей обычно являются регулирующими, что облегчает правильное распределение хладагента.

На многих холодильниках жидкий хладагент подавали в батареи камер всех этажей из одного отделителя жидкости (см. рис. III.5). Это вызывало энергетические потери, так как для достижения нужной температуры, особенно на нижних этажах, температуру кипения хладагента снижали для компенсации влияния H_p , что снижало холодопроизводительность установки и затрудняло регулирование подачи жидкого хладагента в батареи. Поэтому обычно отделители жидкости устанавливают на каждом этаже, а затем их объединяют по температурам кипения хладагента.

Основные особенности тепловых и гидравлических процессов, происходящих в этих системах, рассматриваются ниже. Системы непосредственного охлаждения с отделителем жидкости, несмотря на широкое распространение на холодильниках, имеют существенные недостатки. Главные из них следующие:

трудность равномерного регулирования подачи жидкого аммиака к потребителям холода и отсоса пара, особенно в разветвленных системах холодильников. Это приводит к недостаточно эффективному использованию приборов охлаждения, нарушению температурного режима камер, а также отрицательно сказывается на работе компрессоров;

возможность возникновения гидравлических ударов в компрессорах. Применяемые способы предупреждения гидравлических ударов ухудшают теплопередачу приборов охлаждения камер вследствие недостаточного заполнения их жидким аммиаком. Переполнение системы или отдельных батарей хладагентом вызывает необходимость дросселирования влажного пара на всасывающей стороне компрессора, что приводит к снижению мощности компрессоров и перерасходу электроэнергии;

большой расход хладагента на заполнение системы;

затруднения в автоматизации работы отдельных приборов охлаждения и системы в целом;

повышенный расход цельнотянутых труб на приборы охлаждения, особенно при отсутствии ребер на трубах;

ухудшение работы приборов охлаждения вследствие влияния гидравлического столба на их теплопередачу;

значительное загрязнение системы маслом, ухудшающее теплопередачу батарей.

Крупные аммиачные установки не всегда полностью автоматизированы и обычно работают при $n < 1$, что обеспечивает поступление в компрессор перегретых паров. Но в этом случае эффективность теплопередачи батарей уменьшается на 20—30%. Кроме того, при разветвленной сети раздачи хладагента по приборам охлаждения самые отдаленные из них всегда работают при недостаточном заполнении. Для устранения указанных недостатков прибегают к модернизации безнасосных систем охлаждения и к отделителям жидкости дополнительно подсоединяют горизонтальные или вертикальные сосуды большей вместимости (ресиверы), которые могут воспринять жидкий хладагент выбрасываемый из испарительной системы при резком изменении давления кипения. Такие системы можно рассматривать как промежуточный этап при переходе к насосной циркуляции хладагента в приборах охлаждения.

НАСОСНО-ЦИРКУЛЯЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

Эти системы разделяются на две группы: с напородержателями и прямоточные.

Напородержатели создают давление (за счет столба жидкости), необходимое для распределения хладагента по приборам охлаждения. В системах с напородержателем напор насоса используется только для подачи жидкого хладагента в верхнюю точку системы, а затем жидкость в системе движется самотеком.

В прямоточной системе жидкость после насоса поступает параллельно либо последовательно в приборы охлаждения, из которых частично возвращается для повторной циркуляции. В таких системах напор, создаваемый насосом, можно полностью использовать для изменения количества подаваемого хладагента по потребителям в зависимости от величины тепловых нагрузок. Применение насоса существенно усиливает циркуляцию жидкости. Производительность его выбирают такой, чтобы в период максимальной тепловой нагрузки кратность циркуляции достигала 4—5. Это обеспечивает хорошее заполнение приборов охлаждения, большие значения коэффициента теплопередачи, равномерное распределение хладагента по приборам охлаждения, что особенно важно для аппаратов, работающих при больших удельных тепловых потоках.

Системы с напородержателями

К системам с напородержателями относится насосно-циркуляционная система с батареями «каскад». Впервые ее предложил инженер Б. Щербаков. Конструкция батареи обеспечивает каскадное течение жидкости с верхней трубы на нижнюю при ее заполнении на 30—35% и предусматривает промежуточный отбор пара.

Такая система применяется на производственных холодильниках в камерах с резко переменными тепловыми нагрузками (камеры охлаждения, замораживания).

Принципиальная схема насосно-циркуляционной системы с батареями «каскад» показана на рис. III.7.

Жидкий аммиак из конденсатора или промежуточного сосуда двухступенчатой установки поступает через соленоидный вентиль, управляемый дистанционным указателем уровня, в циркуляционный ресивер. Вместо соленоидного можно использовать поплавковый вентиль.

Из ресивера жидкий аммиак подается центробежным насосом *б* в распределительный сосуд *б*, установленный в верхней точке системы. Регулирование количества подаваемой жидкости осуществляется с помощью байпасной линии, установленной между насосом и ресивером, через которую при необходимости излишки жидкости возвращаются в ресивер. Из распределительного сосуда жидкий аммиак поступает по сливному трубопроводу в напородержатель верхнего этажа, а оттуда — в батареи камеры.

Жидкий аммиак движется по шлангам батареи и испаряется. Пары отделяются от жидкости, отбираются через пароотводчики, соединяющие шланги батареи с ее паровым коллектором, и направляются через паровую магистраль в распределительный сосуд, откуда проходят во всасывающему трубопроводу в компрессор. К паровой магистрали подключена уравнивательная линия от циркуляционного ресивера. Она служит для удаления из него паров, образующихся при дросселировании, а также в результате поступления теплоты к ресиверу.

Неиспарившаяся жидкость из батарей стекает в сливной трубопровод, а оттуда — в напородержатель, расположенный на нижнем этаже. Таким же образом происходит движение жидкости и паров в батареях камер нижних этажей. Из батарей первого этажа жидкий аммиак по сливному трубопроводу возвращается в циркуляционный ресивер. Питание потолочных и пристенных батарей жидким аммиаком может быть как параллельным, так и последовательным.

Подача жидкого аммиака на каждую батарею определяется сечением диафрагмы *II* и высотой гидравлического напора жидкости над нею, создаваемого напородержателем *9*. Для обеспечения надежной работы диаметр сечения диафрагмы должен быть не менее 6 мм. Заменить диафрагму регулируемыми вентилями не рекомендуется, так как при чрезмерном открытии одного из них может быть нарушено питание жидким аммиаком остальных батарей.

Соленоидные вентили, питающие батареи каждой из камер, приводятся в действие от установленных в них термостатов. При достижении в камере заданной температуры вентиль закрывается, прекращая подачу жидкости в батареи; при повышении температуры вентиль открывается и питание батарей жидким аммиаком возобновляется. В процессе эксплуатации на поверхности приборов охлаждения оседает иней, который периодически необходимо удалять с помощью паров аммиака после предварительного прекращения подачи в них жидкости и отключения батарей данной камеры от системы охлаждения.

Уровень заполнения батарей жидким аммиаком с диаметром труб

50 мм должен быть 10—15 мм. Более высокий уровень заполнения не требуется, так как при этом увеличивается расход жидкости, подаваемой в батареи.

На рис. III. 8 приведен график изменения коэффициента теплопередачи ребристых потолочной и пристенной батарей «каскад» в зависимости от их заполнения жидким аммиаком для условий сухого теплообмена, т. е. когда на трубах и ребрах не выпадает кон-

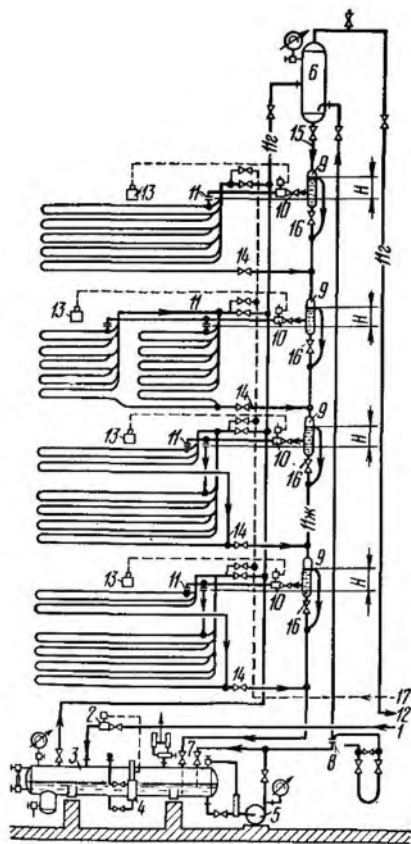


Рис. III.7. Система охлаждения с батареями «каскад»:

1 — жидкостный трубопровод; 2 — соленоидный вентиль; 3 — циркуляционный ресивер; 4 — дистанционный указатель уровня; 5 — центробежный насос; 6 — распределительный сосуд; 7 — жидкостный вентиль (байпас); 8 — сопло; 9 — напородержатели; 10 — соленоидные вентили; 11 — диафрагмы; 12 — всасывающий трубопровод; 13 — термостат; 14 — сливной трубопровод; 15 — сливной трубопровод; 16 — запорный вентиль; 17 — магистраль горячих паров.

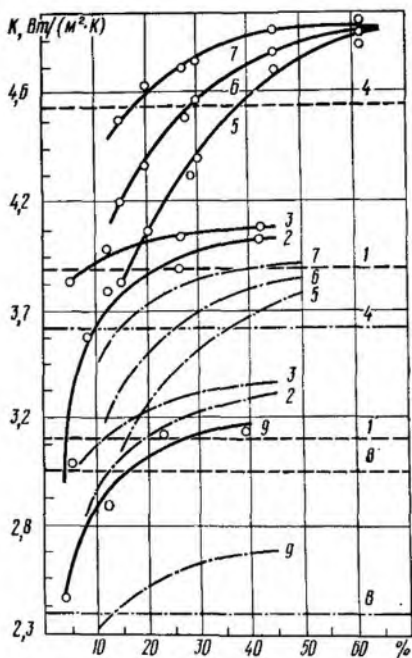


Рис. III.8. Изменение коэффициента теплопередачи ребристых батарей «каскад» в зависимости от степени заполнения жидким аммиаком:

пристенной двухрядной батареи для режимов: затопленного (1), верхней подачи (2), верхней подачи с затоплением нижних труб батарей на 0,46 м высоты (3); пристенной ребристой батареи для режимов: затопленного (4), верхней подачи (5), верхней подачи с затоплением нижних труб батарей на 0,37 м высоты (6); верхней подачи с затоплением нижних труб батарей на 0,63 м высоты (7); потолочной трехрядной батареи для режимов затопленного (8), верхней подачи (9). Сплошные кривые относятся к условиям сухого теплообмена при температурном напоре 10—13°C, штрихпунктирные — для температур воздуха в камере —18°C при температурном перепаде 10°C.

денсат, при температурном напоре, равном 10—13°C, при каскадном и затопленном режимах.

Менее интенсивная теплопередача в каскадных батареях с уменьшенным заполнением (в сравнении с затопленными) объясняется тем, что в верхней части поверхности труб, омываемой паром, интенсивность теплообмена между стенкой и аммиаком значительно меньше, чем для участка трубы, омываемой жидкостью. Это приводит к повышению температуры стенки трубы и соответствующему снижению температурного перепада между воздухом и внешней теплопередающей поверхностью батарей. Ребристые батареи при естественной конвекции воздуха и при каскадном режиме следует заполнять жидким аммиаком на 20—25%. Уровень заполнения труб зависит от количества подаваемой жидкости и скорости ее течения, а также от длины шлангов батарей на горизонтальных участках.

Чем ниже уровень жидкости в батарее, короче шланг между двумя смежными пароотводчиками, тем суше пар и хуже теплообмен в этой части трубы. Поэтому эффективность теплопередачи в коротких шлангах меньше, чем в длинных.

Для уменьшения количества циркулирующей жидкости в системе надо увеличивать длину шлангов батарей. Это позволяет уменьшить число батарей в камере, подключать их последовательно по ходу жидкости (из потолочных батарей жидкость поступает в пристенные).

Испытания и промышленная эксплуатация показали, что батареи «каскад» чувствительны к перебоям в подаче жидкого аммиака. Поэтому для нормальной работы малоемкой системы необходимо обеспечить бесперебойную и безотказную работу циркуляционного насоса.

При остановке насоса весь жидкий аммиак свободно сливается в ресивер, в связи с чем для обеспечения требований безопасности вместимость ресивера должна быть достаточной. Часто для уменьшения количества сливаемой жидкости при остановке насоса некоторую часть жидкого аммиака (около 30—50%), заполняющего батареи, «запирают» в нижних трубах, сохраняя в верхних каскадный режим течения. Для этого к паровому коллектору батареи (на половине его высоты) подключают переливную трубу, через которую сливается жидкий аммиак.

При резкопеременных тепловых нагрузках излишек жидкости, выброшенный из нижних труб в верхние трубы каскадной части батарей, сливается по переливной трубе батареи. Такая система обеспечивает работу компрессора без влажного хода и улучшает теплопередачу воздухоохладителей.

К системам с напородержателями относится также насосно-циркуляционная система с трехтрубной батареей. Конструкция батарей обеспечивает внутреннюю самоциркуляцию хладагента за счет частичного выброса жидкости паром из нижней трубы в верхние. Принципиальная схема ее представлена на рис. III.9.

Жидкий хладагент из конденсатора поступает через регулирующийся вентиль в отделитель жидкости 10, из которого сливается в циркуляционный ресивер 1. Из ресивера аммиак подается насосом 2 в напородержатель 3, установленный на верхнем этаже холодильника. Из

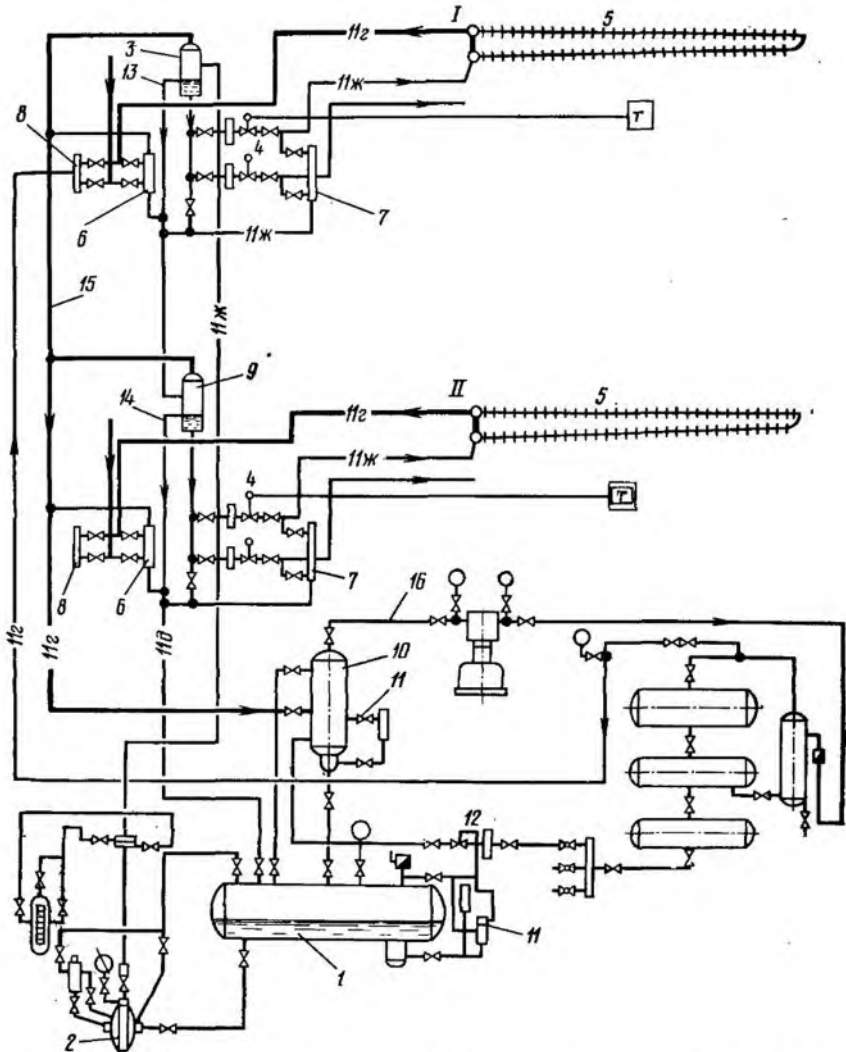


Рис. 111.9. Циркуляционная автоматизированная система охлаждения ВНИХИ:

1 — циркуляционный ресивер; 2 — насос; 3, 9 — напородержатели; 4 — соленоидные вентили; 5 — охлаждающие батареи; 6 — паровые коллекторы; 7 — коллекторы для слива жидкости после оттаивания; 8 — коллекторы для подачи горячих паров для оттаивания; 10 — отделитель жидкости; 11 — указатель уровня; 12 — соленоидный вентиль; 13, 14 — жидкостные трубопроводы; 15 — магистральный паровой трубопровод; 16 — паровой отсасывающий трубопровод.

напородержателя часть жидкости поступает в батареи данного этажа 5, а ее избыточное количество по переливному трубопроводу поступает в напородержатель нижнего этажа и используется для питания батарей камер. Избыточное количество аммиака из этого напородержателя возвращается в ресивер 1. Переливные трубопроводы напородержателей монтируют на уровне нижней образующей верхних коллекторов бата-

рей 5. Из батарей пары хладагента поступают в паровой коллектор 6, а из них — в магистральный трубопровод отсоса паров в отделитель жидкости, откуда они отсасываются компрессором. В случае попадания жидкости в паровые коллекторы она самотеком поступает в трубопровод перелива и слива и сливается в циркуляционный ресивер.

Коллекторы 6 и 7 выполняют двойную функцию. Коллектор 6 служит для сбора пара (левая его часть) и для подачи горячих паров в батарею при их оттаивании от инея (правая часть). Коллектор 7 предназначен для подачи жидкого хладагента для питания батарей (левая его часть) и для удаления жидкости из батарей при их оттаивании (правая часть).

Из отделителя 10 жидкость самотеком сливается в ресивер. Для обеспечения свободного слива хладагента отделитель соединяется с ресивером уравнительным паровым трубопроводом. К отделителю жидкости 10 подключен дистанционный указатель уровня жидкого хладагента.

Для данной системы применяют батареи 5 двух типов: пристенные (трехтрубные, оребренные, с внутренней самоциркуляцией жидкого аммиака) и потолочные, располагаемые над грузовым проходом камер (эти батареи представляют собой группу таких же батарей, как и пристенные, но только объединенных между собой общими коллекторами).

Пристенная батарея состоит из двух верхних труб, соединенных последовательно с одной нижней. Верхние трубы вварены в горизонтальный паровой коллектор и соединены между собой калачом. Один конец нижней трубы присоединяется к паровому коллектору с помощью штуцера, другой — к калачу верхних труб с помощью полукалача.

Нижняя труба имеет подъем в сторону калача, что облегчает удаление из нее паров в верхние трубы. Батарея монтируется с некоторым уклоном в сторону парового коллектора, что достигается креплением батарей на подвесках разной длины. Последнее улучшает циркуляцию хладагента по трубам. Подвод жидкости и ее слив осуществляют через специальный штуцер в нижней трубе батареи. Пары аммиака отводятся из батарей через штуцер в паровом коллекторе.

В верхние трубы жидкость попадает из нижней трубы в результате ее выброса, поэтому они заполняются хладагентом частично. С повышением плотности теплового потока соответственно увеличивается самоциркуляция жидкого аммиака в батарее. В то же время количество жидкости, которое находится в батарее, практически остается неизменным и составляет около 33% ее объема.

Практически значение коэффициента теплопередачи пристенных и потолочных оребренных батарей при температурном напоре, равном 10°C, составляет около 4 Вт/(м² · К). Причем коэффициент теплопередачи верхних труб меньше, чем нижних, так как верхние трубы меньше заполнены жидкостью.

При создании насосных систем, которое шло по пути исправления недостатков безнасосных систем, часто принимали инженерные решения без достаточного учета процессов, протекающих в аппаратах. Поэтому первые конструкции систем с напородержателями обладали одинаковыми недостатками.

Напор, создаваемый насосом, нельзя было использовать для распределе-

ния хладагента по приборам охлаждения, так как жидкость из напородержателей сливалась самотеком так же, как из отделителя жидкости. Напор же, создаваемый в напородержателе, всегда был недостаточным для преодоления гидравлического сопротивления сети, поэтому батареи работали с небольшим заполнением жидкости и, следовательно, с низкой эффективностью процесса теплопередачи.

Другим недостатком была зависимость работы нижних батарей от верхних, а эффективность работы приборов охлаждения данного этажа от плотности теплового потока. Частичное заполнение сечения труб хладагентом и разделение жидкой и паровой фаз усложняло конструкцию приборов охлаждения. Наиболее сложными в изготовлении были батареи типа «каскад». В трубе создавалось только раздельное движение жидкости и пара, а, как известно, теплопередача приборов охлаждения при таком режиме течения малоинтенсивна. Коэффициент теплоотдачи от пара к внутренней поверхности трубы в 10 раз меньше, чем от жидкости к стенке трубы, и для оребренных аппаратов с плотностью теплового потока, отнесенного к внутренней поверхности труб порядка 1000 Вт/м^2 , ребра работают с малой эффективностью. Так, для воздухоохлаждателей из ребристых труб с коэффициентом оребрения больше 10, разность температур по стальному ребру при его высоте 30 мм, толщине 1 мм и толщине инея в 2 мм в начале его работы в лобовой части составляет $6,4^\circ \text{C}$ и в кормовой — $5,5^\circ \text{C}$. Степень эффективности ребра при скорости воздуха 7 м/с, температуре кипения -33°C и температуре набегающего потока воздуха -18°C составляет всего 0,5 против 0,65—0,7 для полностью заполненных труб. Это свидетельствует о недостаточном количестве жидкости в приборах охлаждения даже при заполнении их жидкостью на 30 % сечения труб.

Увеличение напора жидкости за счет подъема напородержателей до 1,2 м не дало ощутимого эффекта, так как сопротивление сети требовало подъема его до 2,5—3,0 м, а это нарушало принцип последовательной подачи жидкости с этажа на этаж. Кроме того, трехтрубные батареи при напоре больше чем 350 мм из малоемких превращались в полностью затопленные батареи. Их специфическая конструкция и монтаж с уклоном создавали паровые пробки, препятствующие естественной циркуляции хладагента.

Рассмотренные насосно-циркуляционные системы с батареями «каскад» и трехтрубной конструкции, несмотря на перечисленные недостатки, послужили основой современных охлаждающих систем, так как в них был заложен главный принцип — создание принудительной циркуляции неиспарившегося хладагента в низкотемпературном контуре с помощью насоса. Эти системы создали условия, предотвращающие гидравлические удары в компрессорах за счет разделения пара и жидкости в самих приборах охлаждения и применения защитных емкостей — циркуляционных ресиверов.

Прямоточные системы

К прямоточным относятся насосно-циркуляционные системы с параллельной раздачей жидкого хладагента. По сравнению с системами с напородержателями они в большей степени отвечают требованиям, предъявляемым к современным охлаждающим системам. Системы с параллельной раздачей хладагента могут быть с верхней и нижней подачей.

Система с нижней подачей хладагента в батареи показана на рис. III.10. Из вертикального циркуляционного ресивера 4 хладагент забирается насосом 1 и нагнетается в трубопровод, после чего параллельно раздается по этажам и приборам охлаждения. Хладагент подается в нижние трубы батарей 2 и 3. Неиспарившаяся часть хладагента вместе с паром возвращается в циркуляционный ресивер по одному трубопроводу, где пар отделяется и отсасывается компрессором, а

жидкость вновь насосом подается в приборы охлаждения. Пополнение системы жидким хладагентом осуществляется через регулирующий вентиль или поплавковый регулирующий вентиль автоматически.

Назначение коллекторов такое же, как и в предыдущих схемах.

Для охлаждающих систем, где используются пристенные гладкотрубные батареи, имеющие много труб по высоте, применяют верхнюю подачу жидкого хладагента. Эта система охлаждения отличается от системы, приведенной на рис. III.10, тем, что хладагент подается в верхнюю часть батареи, по которой она стекает самотеком.

В остальном она такая же, как и система с нижней подачей хладагента. В системах с верхней подачей хладагента устраняется нежелательное влияние гидростатического столба жидкости на температуру кипения, которое становится заметным в случае применения многорядных горизонтально-трубных пристенных батарей при нижней раздаче жидкости.

Поэтому в насосных системах применяют длинношланговые одно- и двухрядные змеевиковые батареи, эффективность теплопередачи которых одинакова как при верхней, так и при нижней раздаче жидкого хладагента. Выбор длинных шлангов для батарей объясняется тем, что в них формируются снарядные режимы течения паро-жидкостной смеси.

Выбор способа подачи жидкости в батареи такой конструкции определяется в основном эксплуатационными характеристиками, условиями слива хладагента, производительностью насоса и количеством вводов жидкости на объекте. Применение длинношланговых змеевиковых батарей позволило упростить схемы установок и отказаться от сложных и малонадежных устройств для распределения жидкого хладагента по многочисленным параллельным и коротким шлангам батарей.

В современных системах в целях безопасности эксплуатации холодильных машин стали применять вертикальные или наклонные циркуляционные ресиверы большой вместимости. Кратность циркуляции зависит от выбранного способа раздачи хладагента по батареям. Для схем с верхней подачей хладагента она в 1,5—2 раза больше, чем с нижней.

Основная трудность в процессе эксплуатации систем с параллельной раздачей жидкости по потребителям от насоса заключается в рав-

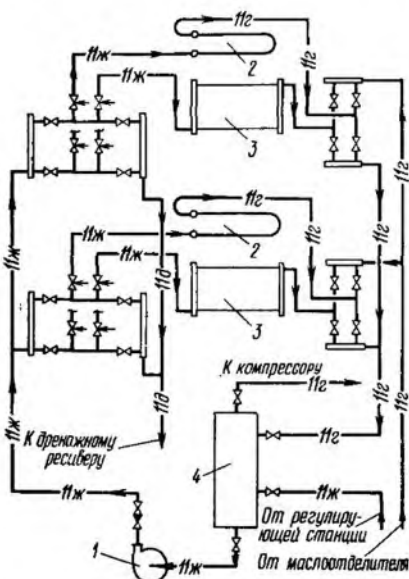


Рис. III.10. Система охлаждения с нижней подачей холодильного агента: 1 — насос; 2, 3 — охлаждающие батареи; 4 — циркуляционный ресивер.

номером распределения жидкости по охлаждаемым объектам. Поэтому в них для этих целей устанавливают регулирующие вентили либо дозирующие диафрагмы. Они, одновременно с дозировкой жидкости, устраняют влияние избыточного давления, создаваемого насосом, на температуру кипения хладагента в батареях. В разветвленных схемах для распределения хладагента по потребителям этажа применяют преимущественно диафрагмы, а на параллельных отводах жидкости на этаж устанавливают регулирующие вентили. Такой способ раздачи был предложен и испытан ОТИХП на разных объектах: как на одноэтажных, так и на многоэтажных холодильниках.

Диафрагмы подбирают таким образом, чтобы при любых изменениях плотности теплового потока кратность циркуляции жидкого хладагента в наиболее удаленных приборах охлаждения была достаточной.

Сечение диафрагмы рассчитывают по известному массовому расходу хладагента G_a (в кг/с), подаваемого к данному потребителю, по следующей зависимости

$$d_d = \sqrt{\frac{4G_a}{\pi \cdot \mu} \cdot \frac{l}{\sqrt{2\Delta p_d \rho_a}}},$$

где ρ_a — плотность жидкого хладагента перед диафрагмой кг/м³; μ — коэффициент расхода, принимаемый в пределах 0,62—0,65; Δp_d — разность давлений жидкого хладагента до и после диафрагмы, кПа.

При ориентировочных расчетах потери напора на этаже многоэтажных холодильников принимают равными 40—60 кПа, сопротивление охлаждающих приборов со стороны хладагента 5—15 кПа.

Количество жидкого хладагента G_a , которое необходимо подать на один ввод батарей, определяют по кратности циркуляции.

Для батарей с верхней подачей кратность циркуляции следует принимать в зависимости от длины шлангов:

Длина шланга, м	60	100	160	200	260
Кратность циркуляции	15	9	7	5	2

Необходимый расход жидкости на один ввод должен приблизительно составлять 150 кг/ч при длине 60 м и 210 кг/ч — при длине шланга 260 м [14].

При соблюдении указанных условий интенсивность теплопередачи батарей с верхней подачей жидкости будет приближаться к интенсивности батарей с нижней.

Сравнивая указанные схемы с первыми схемами насосно-циркуляционных систем, следует отметить их простоту, так как в них отсутствуют распределительные сосуды, напородержатели, отдельные паровые и жидкостные сливные трубопроводы. Преимуществами их являются также устранение влияния гидростатического столба жидкости и упрощение автоматической схемы оттаивания (последнее имеет значение в основном для воздухоохладителей).

Основные недостатки системы с верхней подачей жидкости: трудность распределения жидкости по большому количеству параллельных шлангов, увеличение массового расхода жидкости, большая вместимость циркуляционных ресиверов (они должны быть рассчитаны на прием всего жидкого аммиака каждой системы), повышенные требования в соблюдении уклонов трубопроводов раздачи хладагента по системе и недопустимость отклонения шлангов батарей от горизонтали больше чем на 0,3 диаметра трубы по их длине.

Основные сведения

В таких системах теплота от охлаждаемого объекта отводится с помощью жидкого хладонителя, в качестве которого используют растворы различных солей (хлористого натрия NaCl , хлористого кальция CaCl_2 , хлористого магния MgCl_2), а также этиленгликоль, кремнийорганические жидкости, R30, R11, аммиак в переохлажденном состоянии.

Различают закрытые и открытые системы. В закрытых системах все приборы охлаждения камер, а также испарители — закрытого типа. Наиболее распространены закрытые системы. Закрытая система охлаждения более надежна и экономична в работе, чем открытая. Основным недостатком закрытой системы является возможность замерзания рассола в трубах испарителя, когда прекращается его циркуляция или чрезмерно понижается температура кипения. Для предотвращения промерзания трубок испарителя применяют автоматические предохранительные устройства, выключающие отсос паров из испарителя, или автоматический клапан, который выпускает рассол из испарителя.

В открытых системах с промежуточным хладонителем применяют контактные приборы охлаждения, в которых циркулирующая жидкость соприкасается непосредственно с воздухом камеры, охлаждая и осушая его, в закрытых системах — приборы охлаждения закрытого типа (потолочные, пристенные батареи и воздухоохладители).

Батареи изготовляют из шовных труб диаметром 57×3 мм, которые соединяют между собой с помощью «калачей» и фланцев в шланги длиной до 200 м.

Батареи включают параллельно или последовательно. Параллельное подключение батарей позволяет уменьшить гидравлические сопротивления и увеличить разность температур воздуха камеры и циркулирующего рассола. При наличии камер с различными температурами батарей подключают последовательно. На выходе из батарей разность температур воздуха камеры и рассола должна составлять $9-10^\circ\text{C}$. Если это условие не выполняется, то часть батарей включают параллельно. Компоновку батарей или выбор поверхности одной батареи ведут исходя из условий, что общий подогрев рассола составляет $2,0-2,5^\circ\text{C}$.

В системах с промежуточным хладонителем наличие воздуха отрицательно сказывается на работе холодильной установки: нарушается циркуляция жидкости, резко увеличивается коррозия металла; возрастает расход электроэнергии на циркуляцию, затрудняется регулирование и ухудшается теплопередача испарителя и батарей.

Для удаления воздуха из системы в верхних точках батарей и магистралей ставят вентили для его выпуска, а движение хладонителя в системе (испарителе, батареях, магистральных трубопроводах) осуществляется снизу вверх, чтобы не допустить мешков, вызывающих воздушные пробки. Трубопроводы при монтаже располагают с соот-

ветствующим уклоном. Для систематического удаления воздуха из рассола в схемах с кожухотрубными испарителями и батареями в верхней точке системы устанавливают открытый расширительный бак, в который наливают немного масла, чтобы предотвратить контакт воздуха с рассолом. Рассольный насос в таких системах работает только на преодоление гидравлических сопротивлений в трубопроводах и аппаратах.

Закрытые системы

Простейшая система закрытого типа, применяемая в небольших холодильниках для хранения фруктов и овощей, показана на рис. III.11. На многоэтажных холодильниках наиболее распространена закрытая

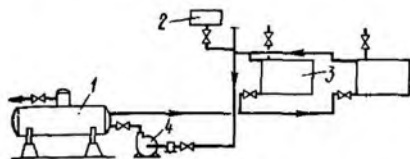


Рис. III.11. Простейшая рассольная схема закрытого типа:

1 — испаритель; 2 — расширительный бак; 3 — батарея; 4 — насос.

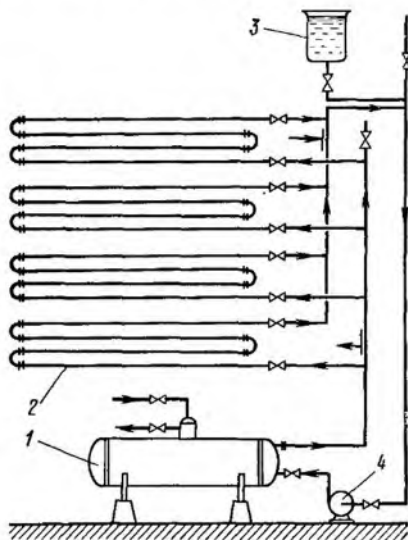


Рис. III.12. Многоэтажная трехтрубная рассольная система:

1 — испаритель; 2 — батарея; 3 — расширительный бак; 4 — насос.

рассольная система (рис. III.12), которую называют также трехтрубной, так как в ней трубопровод отепленного рассола подключается к батареям системы с петлей, уравнивающей сопротивление движению хладоносителя для каждой батареи, т. е. путь движения жидкости в таких системах для каждой батареи одинаков.

Подачу жидкости в батареи регулируют задвижками, установленными на каждом этаже после батарей.

Преимуществами такой системы являются хорошее удаление воздуха, облегченное регулирование подачи промежуточного хладоносителя в батареи камер, уменьшенный расход электроэнергии на ее циркуляцию.

Открытые системы

В открытой системе (рис. III.13) холодная жидкость забирается насосом 4 из бака испарителя 1 и по нагнетательному трубопроводу подается в батареи 2. Отопленный промежуточный хладоноситель из

батарей по сливной магистральной трубе возвращается в бак открытого испарителя, причем сливная труба подводится к испарителю сверху. Для предотвращения разрыва струи на сливной трубе перед баком испарителя устанавливают задвижку, с помощью которой регулируется слив жидкости так, чтобы магистраль всегда была заполнена. Это важно для установок, работающих на растворах солей. Перед остановкой насоса задвижка закрывается во избежание переполнения бака испарителя. Чтобы устранить захват воздуха струей жидкости, конец сливной трубы рекомендуется опускать ниже уровня жидкости в баке.

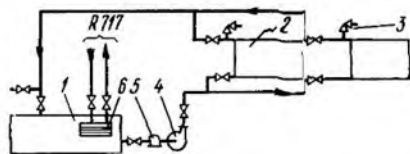


Рис. 111.13. Рассольная система с испарителем открытого типа:
1 — бак испарителя; 2 — батарея; 3 — вентиль для удаления воздуха; 4 — насос; 5 — фильтр.

переливную трубу, соединяющую испаритель со сборным баком. При установке сборного бака его сливную трубу соединяют с канализацией. Сборный бак предназначен для хранения резерва промежуточного хладоносителя а также для хранения всего количества рассола, сливаемого из системы при ремонте холодильной установки. Сливной бак устанавливают ниже уровня пола аппаратной, причем днище бака должно быть выше отметки канализации. Это обеспечивает полное удаление рассола из системы. Для подачи рассола из сливного бака в систему к нему подключают дополнительную приемную трубу насоса, имеющую обратный клапан с сеткой.

В системах с большим количеством циркулирующего промежуточного хладоносителя целесообразно увеличивать вместимость бака испарителя путем установки дополнительной емкости. Рассол, поступающий из камер, сливается не в бак испарителя, а в меньший отсек бака дополнительной емкости, который трубой соединен с баком испарителя. Таким образом, уровень рассола в баке испарителя и отсеке бака поддерживается одинаковым. При остановке насоса уровень рассола в отсеке повышается, и при достижении верхней кромки перегородки бака дополнительной емкости рассол переливается в больший его отсек.

В приборах охлаждения открытого типа хладоноситель интенсивно поглощает влагу из воздуха, так как его температура ниже точки росы охлаждаемого воздуха. При этом разность парциальных давлений водяного пара окружающего воздуха и у пленки рассола всегда выше соответствующей разности парциальных давлений водяного пара в окружающем воздухе в воздухе над поверхностью воды. Объясняется это тем, что при одинаковых температурах рассола и воды парци-

Между испарителем и насосом, а также после насоса устанавливают задвижки. Их назначение — отключать насос при ремонте. Кроме того, их перекрытие при остановке насоса устраняет возможность слива промежуточного хладоносителя из нагнетательного стояка в бак испарителя. Для этой же цели после насоса устанавливают обратный клапан. Для предотвращения перелива жидкости через бак испарителя к нему подключают

альное давление водяных паров над пленкой рассола всегда ниже давления водяных паров над водой. Причем это снижение тем значительнее, чем выше концентрация рассола.

В результате этого циркулирующий рассол все время деконцентрируется и увеличивается в объеме. Для поддержания требуемой постоянной концентрации рассола необходимо влагу из рассола выпаривать или вымораживать. Однако чаще всего в деконцентрированный рассол периодически добавляют соль и этим повышают его концентрацию. Практически это осуществляют с помощью специального аппарата — концентратора рассола, включаемого в рассольную схему.

Промежуточные хладоносители

Рассолы. Основные требования, предъявляемые к рассолам: низкая температура замерзания, большая теплоемкость, небольшая вязкость, высокий коэффициент теплопроводности, химическая стойкость, безвредность. Рассол не должен оказывать значительного корродирующего действия на материалы. Кроме того, он должен быть недорогим и доступным для использования в большом количестве. Практически нет таких рассолов, которые бы полностью удовлетворяли указанным требованиям.

Основное свойство водных растворов солей хлористого натрия, хлористого калия и хлористого магния состоит в том, что они не замерзают при относительно низких отрицательных температурах. Причем температура замерзания их до известного предела (состояния криогидратной точки¹) зависит от концентрации рассола. Для каждого из рассматриваемых рассолов эта зависимость может быть представлена графически (рис. III.14).

На оси абсцисс отложены значения концентрации рассола — отношение массовых частей соли к массе раствора, на оси ординат — значения температур рассола. По кривой выпадения льда *I* можно определить значение температуры t_a , до которой можно охлаждать рассол хлористого кальция данной концентрации ξ без выделения из него льда. Понижение температуры рассола ниже t_a будет сопровождаться выделением кристаллов льда, что вызывает повышение концентрации рассола до значения ξ''_a . Это

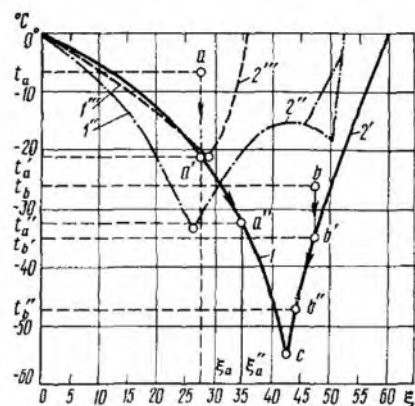


Рис. III.14. Кривые льда и насыщения водных растворов I' , I'' , I''' — кривые выпадения льда; $2'$, $2''$, $2'''$ — кривые выпадения соли; I' , $2'$ — для раствора NaCl , I'' , $2''$ — для раствора MgCl_2 , I''' , $2'''$ — для раствора CaCl_2 .

¹ Криогидратная точка определяет концентрацию и температуру рассола, при которой он замерзает в виде однородной смеси обоих компонентов.

будет продолжаться до тех пор, пока температура рассола не достигнет криогидратной точки S . Для NaCl она составляет $-21,2^\circ\text{C}$, для CaCl_2 -55°C , для MgCl_2 $-33,6^\circ\text{C}$ при содержании соли, равном соответственно 28,9; 42,5 и 27,6 массовых частей на каждые 100 частей раствора.

Кривая 2, характеризующая насыщение раствора, определяет его свойства при концентрациях, выше концентрации в криогидратной точке. У таких растворов охлаждение до температуры, лежащей ниже линии насыщения при данной концентрации ξ_b (например, от значения температуры $t_{b'}$ до $t_{b''}$) приводит к изменению концентрации до $\xi_{b''}$, соответствующей температуре $t_{b''}$. При дальнейшем охлаждении рассол достигает состояния в криогидратной точке, при котором произойдет его полное замораживание.

Изменение состояния рассола по линии выпадения соли происходит вследствие того, что при охлаждении его до температуры ниже $t_{b'}$ выделяется избыточное количество соли. В результате оставшаяся часть жидкого рассола будет иметь более низкую концентрацию, определяемую для каждого значения температуры по кривой насыщения. Так, в точке b'' температуре $t_{b''}$ соответствует равновесная концентрация $\xi_{b''}$. Учитывая, что выпадение льда из раствора концентрирует его и предотвращает (до определенных температур) от замерзания, рабочую концентрацию растворов выбирают по кривой выпадения льда.

Область рационального применения того или иного рассола в качестве хладоносителя определяется его температурой в криогидратной точке. Так, раствор NaCl для температур ниже -21°C нельзя использовать в качестве хладоносителя. По этой причине в промышленных холодильниках наиболее широкое распространение в качестве хладоносителя получил раствор CaCl_2 .

Не меньшее значение для эксплуатации имеет и корродирующее воздействие рассолов на металлы. Рассольные системы вследствие коррозии при определенных условиях сравнительно быстро разрушаются. Срок службы отдельных элементов установки составляет в среднем от 5 до 15 лет. Необходимым условием для возникновения коррозии является наличие кислорода. В открытых системах рассол насыщен кислородом примерно в 4 раза больше, чем в закрытых, вследствие чего коррозия металла в них намного интенсивнее. Для уменьшения количества растворенного кислорода в рассоле необходимо максимально сокращать поверхности соприкосновения рассола с воздухом и не допускать его взбалтывания, создавать условия для полного заполнения магистралей и батарей и непрерывного удаления из них воздуха. Обратные трубы следует опускать ниже уровня рассола; над зеркалом рассола в уравнительном бачке целесообразно иметь слой масла.

В концентрированных растворах растворяется меньшее количество кислорода. Поэтому в установках поддерживают высокую концентрацию соли в растворах. Однако нужно иметь в виду, что рассолы от этого становятся вязкими и плотными и на их перемещение будет затрачиваться больше энергии. С наименьшей интенсивностью коррозия протекает в растворах, где поддерживается слабощелочная реакция