

УЧЕБНИК ДЛЯ ВУЗОВ



**Е. С. КУРЫЛЕВ
В. В. ОНОСОВСКИЙ
Ю. Д. РУМЯНЦЕВ**

ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

2-е издание, стереотипное

Рекомендовано Министерством образования
Российской Федерации в качестве учебника
для студентов высших учебных заведений,
обучающихся по специальностям
"Техника и физика низких температур"
и "Холодильная, криогенная техника
и кондиционирование"



**ПОЛИТЕХНИКА
ИЗДАТЕЛЬСТВО**

Санкт-Петербург 2004

УДК 621.565(075)
ББК 31.392
К93

Федеральная программа книгоиздания России

Рецензенты: д-р техн. наук проф. В. П. Латышев (Всероссийский научно-исследовательский институт холодильной промышленности) и кафедра «Холодильная техника» Московского государственного университета прикладной биотехнологии (зав. кафедрой д-р техн. наук проф. Б. С. Бабакин)

Курылев Е. С. и др.

К93 Холодильные установки: Учебник для студентов вузов специальности «Техника и физика низких температур», «Холодильная криогенная техника и кондиционирование» / Курылев Е. С., Оносовский В. В., Румянцев Ю. Д. — 2-е изд., стереотип. — СПб.: Политехника, 2002. — 576 с.: ил.

ISBN 5-7325-0690-X

В учебнике рассмотрены основные положения проектирования, монтажа и эксплуатации торговых и промышленных холодильных установок. Приведены энергосберегающие технологии и методы повышения эффективности работы холодильных установок. Изложены методы расчета изоляции объектов, теплопритоков в охлаждаемые объекты и холодильного оборудования.

Учебник предназначен для студентов вузов, обучающихся по специальностям «Техника и физика низких температур», «Холодильная, криогенная техника и кондиционирование».

УДК 621.565(075)

ББК 31.392

ISBN 5-7325-0690-X



9 785732 506907

УЧЕБНОЕ ИЗДАНИЕ

Курылев Евгений Сергеевич,

Оносовский Вадим Валентинович, Румянцев Юрий Дмитриевич

ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Редактор *М. И. Козицкая*. Переплет художника *М. Л. Черненко*.
Технический редактор *Т. М. Жилич*. Корректоры *З. С. Романова, Н. В. Соловьева*.
Операторы *А. А. Степанов, С. В. Сушков, Т. М. Каргапольцева, С. А. Хусамов*

ЛР № 010292 от 18.08.98

Сдано в набор 11.04.02. Подписано в печать 21.05.02. Формат издания 60×90 ¹/₁₆.

Гарнитура SchoolBook. Печать офсетная. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 36,0.

Усл. кр.-отт. 36,0. Уч.-изд. л. 34,68. Тираж 2000 экз. Заказ 799.

ФГУП «Издательство «Политехника».
191011, Санкт-Петербург, Инженерная ул., 6.

Отпечатано с готовых диапозитивов в ГП «Типография им. П. Ф. Анохина».
185005, г. Петрозаводск, ул. «Правды», 4

ISBN 5-7325-0690-X

© Издательство «Политехника», 2002

ЗНАЧЕНИЕ КУРСА «ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ»

В курсе «Холодильные установки» изучаются разделы техники, связанные с производством искусственного холода и его применением в различных областях промышленности для осуществления технологических процессов при умеренно низких температурах (от температуры окружающей среды до температуры -160°C , близкой к температуре кипения метана при атмосферном давлении). Искусственным охлаждением называют охлаждение тел ниже температуры окружающей среды.

В задачи курса входит изучение основных положений рационального проектирования холодильных установок, а также монтажа и эксплуатации холодильного оборудования предприятий, для которых искусственный холод является необходимым (а иногда важнейшим) звеном технологического процесса.

Холодильная установка представляет собой совокупность машин, аппаратов, приборов и сооружений, предназначенных для производства и применения искусственного холода. Исходя из этого определения холодильная установка помимо основных элементов, входящих в состав холодильной машины и необходимых для осуществления обратного термодинамического цикла, включает в себя еще аппараты, приборы, трубопроводы и сооружения, необходимые для реализации технологических процессов при низких температурах.

Курс «Холодильные установки» базируется на таких дисциплинах, как «Термодинамика», «Гидро- и аэродинамика», «Тепло- и массоперенос», «Холодильные машины» и других.

Большая часть основных положений, рассматриваемых в курсе, применима для холодильных установок любой отрасли промышленности. Некоторые разделы курса иллюстрируются примерами решений холодильных установок пищевой промышленности, поскольку в этой отрасли техники, оперирующей с биологически активными объектами, в большей степени и комплексно сосредоточены особенности, характерные для различных холодильных предприятий.

Холодильные установки находят все более широкое применение во многих отраслях промышленности, а развитие некоторых отраслей нельзя себе представить без использования искусственного охлаждения.

В пищевой промышленности искусственное охлаждение обеспечивает длительное сохранение высокого качества скоропортящихся продуктов; и именно из-за недостаточного еще использования холода в мире теряется до 40 % произведенных пищевых продуктов.

По масштабам использования искусственного холода одно из ведущих мест занимает химическая промышленность. В хими-

ческой промышленности искусственное охлаждение применяется для разделения жидких и газовых смесей и получения чистых продуктов (например, этана, этилена, пропана, пропилена из нефти и природного газа), при производстве многих синтетических материалов (каучука, пластмасс, искусственных волокон и др.), при производстве аммиака и азотных удобрений, для отвода теплоты химических реакций.

В машиностроении внедряются низкотемпературная закалка металлов и холодные посадки.

Искусственное замораживание грунтов оказывается эффективным средством при выполнении строительных работ в водоносных слоях, искусственное охлаждение бетона применяется при строительстве плотин крупных гидростанций. Холод используется при производстве большого числа материалов и изделий.

При помощи холода создается искусственный климат в закрытых помещениях (осуществляется кондиционирование воздуха). В любое время года и при любом климате на базе применения искусственного холода могут быть созданы ледяные катки для фигурного катания, скоростного бега на коньках и хоккея.

Широко применяется искусственный холод на различных видах транспорта для перевозки пищевых продуктов, а также на судах рыболовного флота, в торговле пищевыми продуктами и в быту.

В основе применения холода для различных производственных целей лежит тот факт, что многие физические, химические, биологические и другие процессы протекают при низких температурах, существенно отличаясь от того, как они осуществляются при обычных условиях. Большинство этих процессов при низких температурах замедляется, а некоторые из них (например, жизнедеятельность отдельных видов бактерий) прекращаются. Однако существуют процессы, которые при низких температурах протекают интенсивнее, чем при высоких (например, превращение аустенита в мартенсит при низкотемпературной закалке высоколегированных инструментальных сталей); понижение температуры, при которой происходит реакция, позволяет получать полимеры с более высокой молекулярной массой, т. е. более прочные и упругие. При низких температурах меняются свойства многих материалов. Так, некоторые сорта стали при температурах ниже $-30...-40^{\circ}\text{C}$ становятся менее пластичными и более хрупкими, а медь и алюминий, наоборот, при тех же температурах повышают пластичность, становятся более вязкими.

КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ИСТОРИИ РАЗВИТИЯ ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Много столетий назад уже были известны способы аккумуляции и использования естественного холода: накапливание льда и снега в ледниках для хранения продуктов, хранение продуктов

в глубоких ямах (использование низкой средней температуры грунта), охлаждение воды при ее испарении. Только в 18-м веке началось применение смесей льда и соли для получения более низких температур, чем температура плавления водного льда. Промышленные холодильные машины появились лишь в середине 19-го века.

Первоначально искусственное охлаждение в широких масштабах стали применять при заготовке и транспортировке пищевых продуктов. Первая установка для замораживания мяса была построена в г. Сиднее в 1861 г. В этом же году (и тоже в Австралии) на нефтеперерабатывающем заводе была установлена холодильная машина для выделения парафина из сырой нефти, что явилось началом внедрения искусственного холода в химической промышленности. К концу 70-х и началу 80-х гг. прошлого столетия относятся первые попытки перевозок мяса из Южной Америки и Австралии во Францию и Англию на судах-холодильниках с воздушными и абсорбционными холодильными машинами. Перевозка продуктов в железнодорожных вагонах с ледяным охлаждением началась в 1858 г. в США. Первый крупный холодильник был сооружен в Бостоне (США) в 1881 г. В том же году был построен холодильник в Лондоне, а в 1882 г. — в Берлине.

В России холодильное хозяйство начало формироваться позднее и развивалось медленно. Первые холодильные машины появились в 1888 г. на рыбных промыслах в г. Астрахани. В 1889 г. были сооружены две холодильные установки на пивоваренных заводах. С 1892 г. стали появляться мелкие льдозаводы на Кавказе, в Средней Азии, Крыму. Первый холодильник вместимостью 250 т был построен в 1895 г. в г. Белгороде. Первые железнодорожные перевозки в вагонах, охлаждаемых льдом, начались в России в то же время, что и за рубежом, а именно в 1860 г. Серьезным толчком для развития холодильного транспорта и сети холодильников в России явилось окончание строительства в середине 90-х годов прошлого века Сибирской железной дороги, связавшей богатую сельскохозяйственными продуктами Сибирь с портами Балтийского моря. В связи с этим началось строительство холодильников в районах заготовок продуктов, на железнодорожных узлах и в портах. До 1914 г. было построено всего 29 холодильников общей вместимостью 45 600 т. В это время вместимость холодильников в США приближалась к 2 млн т. Во всех же отраслях промышленности России имелось 296 холодильных установок.

Недостаточное развитие холодильного хозяйства явилось одной из причин плохого снабжения русской армии во время первой мировой войны. Всего в 1917 г. насчитывалось 58 холодильников общей вместимостью 57 300 т. Недостаточно был также развит холодильный транспорт: в 1917 г. в России было только 650 двухосных железнодорожных вагонов с льдосоляным охлаждением, одно холодильное (рефрижераторное) судно грузоподъ-

емностью всего 185 т и восемь судов, имевших холодильные установки служебного назначения.

В годы гражданской войны холодильному хозяйству был нанесен существенный ущерб. В период с 1918 по 1925 гг. восстанавливались и реконструировались старые предприятия. С 1925 г. началось строительство крупных холодильников, в первую очередь в портовых городах. В частности, в Ленинграде был сооружен и в 1928 г. вошел в строй портовый холодильник вместимостью 9000 т. В эти же годы положено начало строительству холодильников в мясной, молочной и других отраслях пищевой промышленности, а также в системе путей сообщения.

Были построены крупные мясокомбинаты, молочные комбинаты и рыбокомбинаты. Значительно расширилась сеть холодильников. Все новые предприятия строились на сравнительно высоком техническом уровне. В предвоенные годы были построены холодильники с пониженным температурным режимом (в помещениях для хранения мороженных грузов предусматривалась температура -18°C , вместо $-8\ldots-12^{\circ}\text{C}$, в помещениях для замораживания -23°C вместо -18°C в старых холодильниках). В 1941 г. вместимость холодильников в СССР составила 370 тыс. т, т. е. в 6,5 раза больше, чем в 1917 г. Во время войны холодильное хозяйство СССР значительно пострадало, но в результате больших восстановительных работ уже к концу 1948 г. вместимость холодильников стала равной 105 % от довоенной. Восстановление холодильников сопровождалось их расширением, оснащением новым холодильным оборудованием и понижением температурного режима.

К началу 1980 г. вместимость холодильников в СССР составила свыше 6 млн т, и по этому показателю СССР занимал третье место в мире после США и Японии.

В этот период повышается технический уровень холодильных предприятий, расширяется область применения средств автоматического контроля и управления, температуры хранения продуктов понижаются до $-25\ldots-30^{\circ}\text{C}$, внедряются насосные схемы, расширяется область применения систем воздушного охлаждения, появляются новые эффективные теплоизоляционные материалы, используются эффективные системы охлаждения и замораживания продуктов, создаются аппараты для осуществления этих процессов.

Серьезных успехов достигло отечественное холодильное машиностроение. Разработана широкая номенклатура и выпускаются новые типы современных универсальных многооборотных многоцилиндровых поршневых компрессоров, работающих как на аммиаке, так и на хладагоне. Освоен выпуск винтовых маслозаполненных компрессоров, производятся центробежные компрессоры и турбокомпрессорные агрегаты, работающие на аммиаке, хладагоне, пропане и этилене. Освоен выпуск теплоиспользующих холодильных машин — пароэжекторных, работающих на воде,

а также крупных абсорбционных, работающих на водоаммиачном и бромистолитиевом растворах.

Получил развитие холодильный транспорт: железнодорожный, водный и автомобильный. Расширилась номенклатура холодильных транспортных средств, выпускаемых отечественными предприятиями. Практически полностью оснащена холодильным оборудованием торговля. Значительно увеличилось (до 6 млн штук в год) производство домашних (бытовых) холодильников.

Распад СССР и образование на его территории большой группы независимых государств оказали заметное негативное влияние на холодильное хозяйство России, поскольку нарушилась производственная структура, так как часть специализированных заводов холодильного машиностроения и средств автоматизированного контроля и управления оказалась за пределами российских границ.

Разрушение озонового слоя Земли широко распространенными хладагентами хлорфторуглеродами (R11, R12, R13, R115, R502 и др.) создает проблему их замены переходными (временными) однокомпонентными хладагентами (R22, R123, R124, R141b, R142b) и их смесями с низким потенциалом разрушения озонового слоя, применение которых в соответствии с международным соглашением (Монреальский протокол 1987 г.) возможно до 2030 г., а также озонобезопасными однокомпонентными хладагентами (R23, R32, R125, R134a, R143a) и их смесями или природными веществами (R717, R744, R290, R600, R600a).

Такая замена предполагает изучение свойств веществ, создание холодильного оборудования, холодильных установок и разработку нормативно-технической документации, регламентирующей эксплуатацию.

Следовательно, решение этой проблемы должно осуществляться одновременно с решением таких традиционных проблем, как снижение энергозатрат на производство искусственного холода, повышение уровня надежности и безопасности, создание систем автоматизации на базе микропроцессорной техники.

Все это требует дальнейшего повышения качества подготовки специалистов. Авторы надеются, что настоящая книга будет содействовать решению стоящих проблем. Введение, главы 1–9 книги написаны Е. С. Курылевым, В. В. Оносовским, Ю. Д. Румянцевым, главы 10–12 — Е. С. Курылевым и Ю. Д. Румянцевым, главы 13–14 — Ю. Д. Румянцевым.

Авторы выражают благодарность ректорату Академии холода и пищевых технологий и спонсорам за их вклад, без которого издание учебника было бы невозможно.

Глава 1. ХОЛОДИЛЬНЫЕ ПРЕДПРИЯТИЯ

§ 1.1 ТИПЫ ХОЛОДИЛЬНИКОВ И ИХ ОСОБЕННОСТИ

Основным назначением холодильного предприятия в пищевой промышленности является создание условий, обеспечивающих сохранность и высокое качество скоропортящейся продукции животного и растительного происхождения. Эта задача может быть успешно решена созданием непрерывной холодильной цепи, т. е. комплекса технических средств, обеспечивающих непрерывное воздействие низких температур на скоропортящиеся продукты начиная с момента их производства (или заготовки) до их потребления.

Создание непрерывной холодильной цепи связано с использованием разнообразных холодильных предприятий — холодильников — и организацией связи между ними.

Холодильник — это промышленное предприятие, предназначенное для охлаждения, замораживания и хранения скоропортящихся продуктов. Холодильники имеют характерные особенности. В них обрабатываются и хранятся продукты, требующие для своего сохранения поддержания заданных температур ниже температуры окружающей среды и определенной относительной влажности, а в некоторых случаях — заданной подвижности воздуха и определенного воздухообмена или даже определенного состава газовой среды (например, при хранении фруктов в среде с повышенным содержанием диоксида углерода или другого газа).

Теплота и влага наружного воздуха стремятся проникнуть в холодильник, что требует создания специальных ограждений для уменьшения проникновения теплоты и влаги внутрь помещений и разработки методов устранения вредных последствий этого явления.

Большой объем перемещаемых грузов и необходимость быстрой их разгрузки требуют широкого применения транспортных средств.

К холодильникам предъявляются высокие санитарные требования.

Холодильники можно классифицировать по назначению. Каждый тип холодильника имеет свои особенности, которые приходится учитывать при проектировании и эксплуатации. Эта классификация наиболее полно отражает особенности работы холодильников и их оборудования. Различают следующие типы холодильников: производственные, базисные, распределительные, портовые, торговые, транспортные и бытовые.

Производственные холодильники предназначены для первичной холодильной обработки [охлаждения и (или) замораживания] пищевых продуктов. Эти холодильники размещаются в районах производства или заготовки продуктов. Они могут быть цехом

какого-либо пищевого предприятия (мясокомбината, молочного комбината и т. п.) или самостоятельным предприятием в местах заготовки, например, рыбы (рыбные заготовительные) или птицы, яиц (птично-яичные) и другой продукции сельского хозяйства. Холодильники этого типа характеризуются большой производительностью устройств для охлаждения и замораживания при относительно небольшом объеме помещений для хранения продуктов.

В связи со значительной производительностью замораживающих устройств эти холодильники оснащены оборудованием для отвода теплоты при низких температурах. Работа холодильников этого типа характеризуется неравномерностью тепловой нагрузки, объясняющейся сезонностью заготовок пищевых продуктов. На рис. 1.1 показан внешний вид холодильника Санкт-Петербургского мясокомбината. К этой группе производственных (заготовительных) холодильников относятся также станции предварительного охлаждения фруктов и овощей. В отечественной практике такие станции, к сожалению, не нашли широкого применения. Южные плоды и ягоды имеют при сборе сравнительно высокую температуру. В таком состоянии их грузят в транспортные средства для перевозки в центральные и северные районы страны. В транспортных средствах, не оснащенных холодильными установками, предназначенными для холодильной обработки перевозимых грузов, груз охлаждается медленно, нарушается температурный режим хранения, что приводит к порче перевозимой продукции. На станциях предварительного охлаждения температура транспортируемых грузов понижается до температуры длительного хранения, которая в этих условиях должна поддерживаться холодильной установкой транспортного средства.

Кроме того, следует учитывать, что станции предварительного охлаждения фруктов и овощей снабжаются энергией от более де-

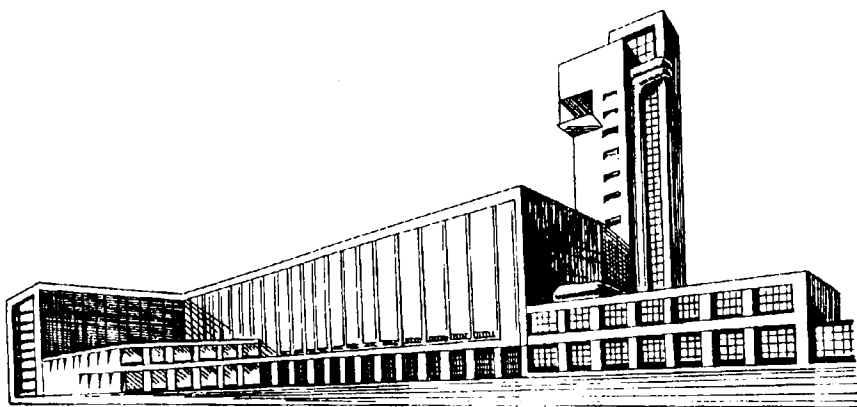


Рис. 1.1. Многоэтажный холодильник мясокомбината в Санкт-Петербурге

шевых источников, что приводит к меньшей стоимости охлаждения груза на станциях предварительного охлаждения по сравнению с охлаждением в транспортных средствах.

Станции предварительного охлаждения могут быть стационарными (при железнодорожных станциях), а также передвижными, размещаемыми в контейнерах или в быстровозводимых (надутых) конструкциях.

Передвижные станции предварительного охлаждения могут использоваться более продолжительное время в течение года, так как они могут перемещаться по территории в соответствии с перемещением фронта уборки плодов и ягод. В межсезонное время станции предварительного охлаждения могут использоваться для хранения части урожая.

Базисные холодильники предназначены для долгосрочного хранения продуктов, поступающих из производственных холодильников, в целях создания государственных резервов. Эти холодильники обычно имеют большую вместимость помещений для хранения продуктов и малую производительность устройств для охлаждения и замораживания. На таких холодильниках предъявляются повышенные требования к стабильности температурного и влажностного режимов в охлаждаемых помещениях.

Распределительные холодильники предназначены для равномерного обеспечения городов и промышленных центров продуктами питания, производство которых носит сезонный характер, в течение всего года. Так же, как и базисные холодильники, они характеризуются относительно большой вместимостью помещений для хранения продуктов. В средних и крупных промышленных центрах распределительные холодильники часто имеют производственные цехи: производства мороженого, водного и сухого льда, фасовки масла и др. Такие предприятия называют хладокомбинатами. На рис. 1.2 показан распределительный одноэтажный холодильник.

Портовые холодильники служат для краткосрочного хранения грузов при их перегрузке с одного вида транспорта на другой, например с водного на железнодорожный транспорт или наоборот. Строятся такие холодильники в речных и морских портах. Для них характерны большие объемы грузовых операций, операций по

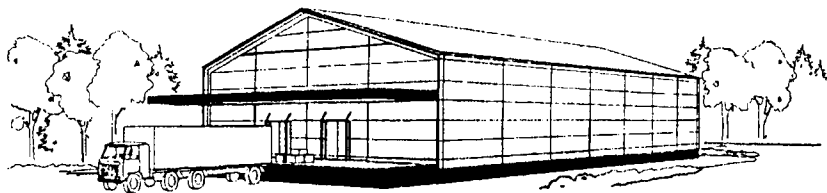


Рис. 1.2. Распределительный одноэтажный холодильник

осмотру, сортировке и карантинной выдержке продуктов, для чего предусматриваются специальные помещения. Эти холодильники отличаются высокой степенью механизации грузовых работ, в частности для загрузки и разгрузки судов.

Торговые холодильники служат для кратковременного хранения продуктов на торговых базах, в магазинах, столовых, ресторанах и т. п. Для этого типа холодильников в связи с небольшими сроками хранения допускаются более высокие температуры воздуха в охлаждаемых помещениях и предъявляются менее строгие требования к стабильности поддержания температурно-влажностного режима.

Транспортные холодильники предназначены для обеспечения связи между отдельными звеньями холодильной цепи. Они создаются на различных видах транспорта. В соответствии с этим различают водный (морской и речной), железнодорожный, автомобильный и воздушный холодильный транспорт, а также холодильные контейнеры. Их отличительными особенностями являются широкий диапазон температур, поддерживаемых в грузовом объеме в зависимости от вида перевозимого груза, а также сниженные требования к стабильности температурного режима. Транспортные холодильники могут использоваться и для производственных или заготовительных целей. Так, имеются промысловые суда, на которых замораживается рыба, передвижные устройства на автомобилях для замораживания ягод и т. п.

Домашние (бытовые) холодильники и морозильники служат для кратковременного хранения и замораживания продуктов, иногда и для производства небольшого количества льда. Они являются последним звеном непрерывной холодильной цепи.

Приведенная классификация холодильников в определенной степени условна, так как иногда функции холодильников могут меняться или сочетаться. Так, портовый холодильник может выполнять функции и распределительного холодильника, обеспечивая текущее потребление района, в котором он расположен. Эти же функции может выполнять производственный холодильник. Однако каждому предприятию свойственна основная функция, которая позволяет отнести его к определенному типу.

Различные холодильники могут сравниваться друг с другом по вместимости (объему) камер хранения, а также по производительности помещений или устройств для холодильной обработки (охлаждения или замораживания). В зарубежной практике вместимость холодильников обычно характеризуют в единицах объема камер хранения. В нашей стране вместимость промышленных холодильников принято оценивать в единицах массы (кроме домашних холодильников, вместимость которых определяют по полезному объему в кубических дециметрах, а также торгового холодильного оборудования, вместимость которых измеряется в кубических метрах).

Так как в одном и том же объеме помещения можно разместить неодинаковую массу различных продуктов (в соответствии с их объемной массой), то для сравнения холодильников между собой вводится понятие об условной вместимости помещений (или вместимости по условному грузу), под которой понимают вместимость холодильника при загрузке его мороженым мясом с плотностью укладки 0,35 т на 1 м³. По значению условной вместимости холодильники подразделяются на *малые*, имеющие вместимость до 1000 т, *средние* — от 1000 до 5000 т и *крупные* — свыше 5000 т.

Другой характеристикой холодильника является производительность оборудования для осуществления основных технологических процессов холодильной обработки: охлаждения и замораживания (а иногда и размораживания).

Производительность (производственная мощность, пропускная способность) определяется массой продуктов, обрабатываемых в единицу времени (т/ч, т/смену, т/сут). Можно считать для пищевых предприятий производительность помещений или оборудования для замораживания до 20 т в смену — малой, от 20 до 100 т в смену — средней и свыше 100 т в смену — крупной. Вместимость производственных помещений обычно не включается в общую вместимость холодильника.

Холодильники по виду производственного здания подразделяются на многоэтажные и одноэтажные.

Средние и крупные холодильники раньше обычно выполнялись в виде *многоэтажного здания* высотой до шести этажей. Это позволяло приблизить форму здания к кубу для уменьшения площади наружной поверхности здания и сокращения теплопритоков. Однако в многоэтажных зданиях ограничивается скорость вертикального перемещения грузов (с помощью лифта), затрудняется механизация грузовых работ, ограничивается возможность применения современных механизмов для транспортировки и укладки грузов.

Одноэтажные здания были обычной формой малых холодильников. В настоящее время за рубежом и у нас строятся одноэтажные холодильники (в том числе с теплоизоляционной конструкцией типа «сэндвич») различной вместимости, вплоть до очень большой. Современные одноэтажные холодильники имеют значительно большую высоту (до 10–12 м), чем обычная высота этажа многоэтажного холодильника (4,8; 5,4 и редко 6 м), так как допустимая нагрузка на пол, лежащий на грунте, значительно больше, чем нагрузка на междуэтажное перекрытие многоэтажного холодильника.

Важное достоинство одноэтажных холодильников — широкая возможность комплексной механизации грузовых работ, в результате чего не только облегчается труд рабочих, но и значительно уменьшаются затраты ручного труда и стоимость проведения грузовых работ. Новые холодильники при вместимости до 5000 т строятся, как правило, одноэтажными.

В настоящее время за рубежом строятся высотные одноэтажные холодильники высотой до 40 м. На таких холодильниках выполнение загрузочно-разгрузочных операций должно быть автоматизировано с использованием ЭВМ (рис. 1.3). Например, на одном из крупных автоматизированных высотных холодильников (в г. Солоне высота холодильника 36,5 м, площадь 1700 м²) все грузовые работы выполняют два оператора.

В последние годы при строительстве разнообразных по вместимости одноэтажных холодильников широко применяется так называемая модульная конструкция. Такой холодильник собирается из некоторого количества ограниченного числа типоразмеров модулей (блоков), изготавливаемых на заводе. Каркас такого модуля собирается из легких (по сравнению с железобетонными) металлических конструкций, к которым подвешиваются теплоизолированные панели. Холодильное оборудование размещается в контейнере, выполняющем роль машинного отделения. Требуе-

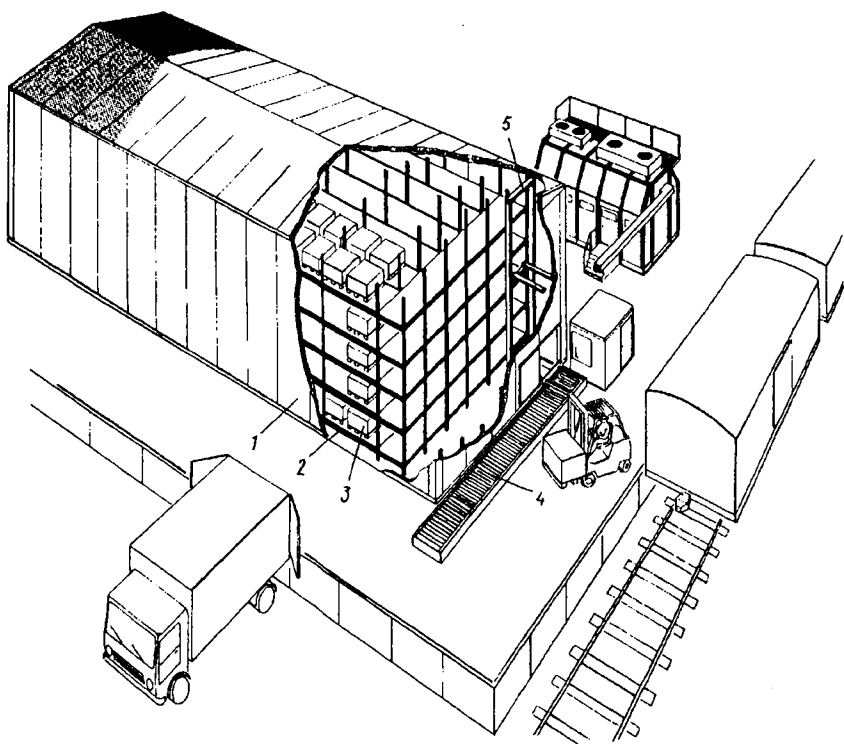


Рис. 1.3. Одноэтажный высотный холодильник:

1 — теплоизоляционная панель типа «сэндвич»; 2 — этажерка и несущий каркас; 3 — пакет груза; 4 — загрузочно-разгрузочный конвейер; 5 — кран-штабелер

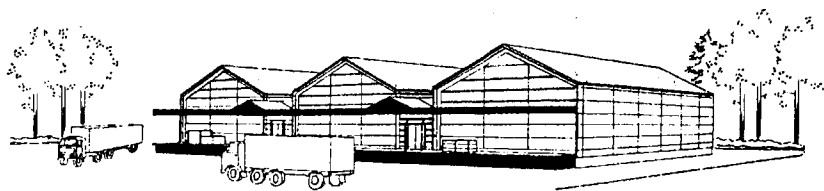


Рис. 1.4. Одноэтажный холодильник, состоящий из модулей

мая вместимость достигается изменением числа и типоразмера модулей (рис. 1.4).

В России и других странах имеются холодильники со своеобразными строительными конструкциями — так называемые *подземные холодильники*. Для постройки таких холодильников используют, главным образом, естественные пещеры и горные выработки, например, в известковых, мраморных и других карьерах. Большая толщина ограждений (обычно несколько метров) позволяет отказаться от применения изоляционных материалов для уменьшения теплопритоков. Благодаря этому, а также тому, что обычно используются уже в значительной степени готовые помещения, строительство подземных холодильников обходится дешевле строительства наземных. Уменьшение теплопритоков в охлаждаемые помещения, хорошо защищенные ограждениями большой толщины, существенно сокращает эксплуатационные затраты.

Особенностью работы подземных холодильников является наличие длительного подготовительного периода, нужного для промораживания (охлаждения) ограждений, после чего образовавшаяся мерзлотная зона становится мощным аккумулятором холода, способствующим поддержанию стабильного температурного режима в помещениях.

1.2. УСТАНОВЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ И ВЛАЖНОСТИ ВОЗДУХА В ОХЛАЖДАЕМЫХ ПОМЕЩЕНИЯХ

Холодильные установки любой отрасли промышленности в зависимости от характера технологического процесса могут быть предназначены как для непрерывного понижения температуры охлаждаемого объекта от начальной до необходимой конечной температуры (охлаждение продуктов, воздуха в помещениях и жидкостей в аппаратах) — такие холодильные установки работают в условиях нестационарного теплового состояния, так и для поддержания постоянных параметров (термостатирования) охлаждаемой среды (для осуществления химических реакций или хранения веществ, требующих для сохранения их качества постоянного температур в аппаратах и охлаждаемых помещениях) — такие установки работают в условиях стационарного теплового состояния.

Так, в термостатируемых помещениях должны устанавливаться и длительное время поддерживаться определенные параметры воздушной среды, отвечающие технологическим условиям обработки и хранения тех или иных продуктов, материалов, изделий, находящихся в данном помещении. К таким параметрам относятся, прежде всего, температура и относительная влажность воздуха. При этом охлаждаемым помещением следует считать лишь такое, в котором поддерживается в определенных установленных пределах некоторая температура, более низкая, чем температура окружающей среды.

Третьим параметром воздушной среды является скорость движения воздуха. Кроме того, в ряде случаев приходится поддерживать определенный состав газовой среды, а также очищать воздух помещения от механических и бактериальных загрязнений и запаха.

Равновесная температура воздуха в охлаждаемом помещении. Для понижения температуры воздуха в замкнутом помещении (аппарате) и поддержания ее на заданном уровне помещение (аппарат) необходимо охлаждать, т. е. отводить теплоту с помощью системы охлаждения, обеспечивающей температуру охлаждающей среды t_0 . С момента начала понижения температуры помещения (аппарата) $t_{\text{пм}}$ в него начинает проникать теплота из окружающей среды с температурой $t_{\text{н}}$, возникают и другие теплопритоки. При этом $t_{\text{н}} > t_{\text{пм}} > t_0$. Скорость изменения температуры $dt/d\tau$ прямо пропорциональна разности между теплопритоком $Q_{\text{п}}$ в помещение и теплоотводом Q_0 из него, осуществляемым системой охлаждения, и обратно пропорциональна коэффициенту тепловой емкости C объекта

$$\frac{dt_{\text{пм}}}{d\tau} = \frac{(Q_{\text{п}} - Q_0)}{C}. \quad (1.1)$$

Здесь коэффициент тепловой емкости C (Дж/К) представляет собой количество теплоты, которое нужно подвести к объекту или отвести от него, для того чтобы изменить температуру помещения (аппарата) на 1 К.

Равенству $dt_{\text{пм}}/d\tau = 0$ соответствуют наступление равновесия между теплопритоком и теплоотводом, характеризуемое уравнением теплового баланса

$$Q_{\text{п}} = Q_0, \quad (1.2)$$

и самоустановление определенной температуры воздуха $t_{\text{пм}}$ в охлаждаемом помещении (или любой среды в охлаждаемом аппарате), называемой равновесной температурой. Уравнение теплового баланса, включающее теплопритоки от различных источников при стационарном режиме, может иметь следующий вид

$$Q_{\text{н}} + Q_{\text{гр}} + Q_{\text{вн}} = Q_0, \quad (1.3)$$

где $Q_{\text{н}}$ — теплоприток через ограждения; $Q_{\text{гр}}$ — теплоприток от

обрабатываемых грузов; $Q_{\text{вн}}$ — теплоприток от источников, расположенных внутри помещения (людей, осветительных приборов, двигателей и т. п.).

Схема теплового баланса охлаждаемого помещения показана на рис. 1.5. Такое равновесие, однако, является временным, переходящим. Холодильные установки работают при переменных внешних условиях, т. е. неизменно выводятся из состояния равновесия, что может вызывать изменение теплоотода. Если теплоприток $Q_{\text{п}}$ становится больше теплоотода Q_0 , то это вызывает повышение температуры $t_{\text{пм}}$. Если же теплоприток оказывается меньше теплоотода, то результатом такого неравенства будет понижение температуры в помещении. В связи с этим важно знать, как ведет себя данная система, будучи выведенной из состояния равновесия. Для простоты рассуждения можно считать, что в охлаждаемое помещение проникает теплота от единственного источника — только через наружные ограждения. С этой же целью расчет ведется по зависимостям стационарного режима. Количество теплоты, проникающее через ограждения в единицу времени,

$$Q_{\text{п}} = Q_{\text{н}} = k_{\text{н}} F_{\text{н}} (t_{\text{н}} - t_{\text{пм}}), \quad (1.4)$$

где $k_{\text{н}}$ — коэффициент теплопередачи ограждений; $F_{\text{н}}$ — площадь поверхности ограждений; $t_{\text{н}}$ — температура наружного воздуха.

С другой стороны, количество теплоты, отводимое охлаждающими приборами, определяется выражением

$$Q_{\text{п}} = Q_0 = k_0 F_0 (t_{\text{пм}} - t_0), \quad (1.5)$$

где k_0 — коэффициент теплопередачи охлаждающих приборов; F_0 — площадь поверхности охлаждающих приборов; t_0 — температура охлаждающей среды (если пренебречь термическими сопротивлениями внутренней теплоотдачи и стенок трубы, температуру поверхности охлаждающих приборов можно принять равной температуре охлаждающей среды). Тогда, согласно выражению (1.2),

$$k_{\text{н}} F_{\text{н}} (t_{\text{н}} - t_{\text{пм}}) = k_0 F_0 (t_{\text{пм}} - t_0). \quad (1.6)$$

Если внешние условия изменились, например повысилась температура наружного воздуха, то это вызовет возрастание теплопри-

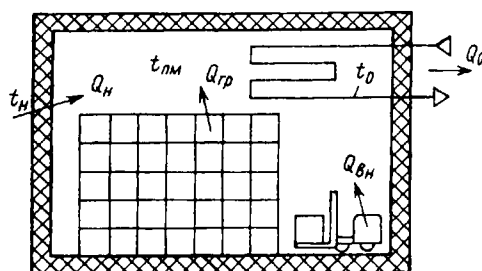


Рис. 1.5. Схема теплового баланса охлаждаемого помещения

тока $Q_{\text{п}}$, как следует из выражения (1.4), и его превышение над теплоотводом Q_0 , в результате чего произойдет повышение температуры воздуха в помещении. Последнее, в свою очередь, вызывает рост теплоотвода, характеризуемого выражением (1.5). Но повышение температуры воздуха $t_{\text{пм}}$ будет замедлять рост теплопритока через ограждения до тех пор, пока теплоприток не сравняется с растущим теплоотводом (т. е. с возрастающим тепловым потоком к охлаждающим приборам) при новом значении температуры $t_{\text{пм}}$.

Такое самоустановление температуры охлаждаемого помещения (объекта) не всегда решает задачу регулирования этого параметра. Значение саморегулируемого параметра может выйти за установленные в данном случае пределы (при длительном хранении продуктов обычно допускают колебания температуры воздуха $\pm 0,5$ К, при кратковременном ± 1 К), и для ее сохранения внутри этих пределов надо располагать соответствующими средствами. Если из уравнения теплового баланса (1.6) найти равновесную температуру воздуха в помещении

$$t_{\text{пм}} = \frac{k_{\text{н}} F_{\text{н}} t_{\text{н}} + k_0 F_0 t_0}{k_{\text{н}} F_{\text{н}} + k_0 F_0}, \quad (1.7)$$

то выражение (1.7) включает и величины, воздействуя на которые, можно добиться изменения температуры $t_{\text{пм}}$ в желаемом направлении. Регулирующим воздействием выбирается теплоотвод Q_0 , поэтому для регулирования температуры $t_{\text{пм}}$ следует изменять величины, входящие в (1.5), т. е. k_0 , F_0 и t_0 , так как воздействовать на $k_{\text{н}}$, $F_{\text{н}}$ и $t_{\text{н}}$ не представляется возможным. Изменяя скорость циркуляции воздуха (например, остановкой или пуском вентилятора), можно изменять интенсивность теплопередачи у охлаждающих приборов и, следовательно, величину k_0 ; выключением части или всех охлаждающих приборов можно менять площадь их теплопередающей поверхности F_0 . Температура охлаждающей среды t_0 в общем случае непостоянна и также саморегулируется при изменениях k_0 и F_0 . Если охлаждающей средой является кипящий хладагент, температуру t_0 можно непосредственно изменять, например, увеличением или уменьшением температуры кипения, а если охлаждающей средой является хладоноситель, то изменением его температуры (в этом случае температура поверхности охлаждающих приборов будет соответствовать не температуре кипения хладагента, а температуре хладоносителя).

Если в выражении (1.7) разделить все члены на $k_0 F_0$, то оно примет вид

$$t_{\text{пм}} = \frac{k_{\text{н}} F_{\text{н}} t_{\text{н}} / (k_0 F_0) + t_0}{k_{\text{н}} F_{\text{н}} t_{\text{н}} / (k_0 F_0) + 1}. \quad (1.8)$$

При значительном превышении $k_0 F_0$ над $k_{\text{н}} F_{\text{н}}$, т. е. если $k_0 F_0 \gg k_{\text{н}} F_{\text{н}}$, равновесная температура $t_{\text{пм}}$, как это видно из

выражения (1.8), будет стремиться к t_0 . Аналогичными рассуждениями можно показать, что при $k_0 F_0 \ll k_n F_n$ равновесная температура воздуха будет стремиться к t_n . Таким образом, температура $t_{\text{пм}}$ может устанавливаться в пределах от температуры поверхности охлаждающих приборов t_0 до температуры наружного воздуха t_n . Изменяя значение теплоотвода Q_0 , можно добиться установления в помещении температуры на желаемом уровне.

Наличие других теплопритоков $Q_{\text{пр}} = Q_{\text{гр}} + Q_{\text{вн}}$ в охлаждаемое помещение не вносит качественных поправок в приведенные выводы. Равновесная температура в этом случае может быть определена по выражению, аналогичному (1.7),

$$t_{\text{пм}} = \frac{k_n F_n t_n + k_0 F_0 t_0 + Q_{\text{гр}} + Q_{\text{вн}}}{k_n F_n + k_0 F_0}. \quad (1.7a)$$

Так как теплопритоки $Q_{\text{пр}}$ являются внешними возмущениями, то и их влияние будет компенсироваться изменением Q_0 .

Равновесная относительная влажность воздуха в охлаждаемом помещении. Относительная влажность воздуха $\phi_{\text{пм}}$ в охлаждаемом помещении самоуставливается в результате стремления к равенству между влагопритоком $W_{\text{пр}}$ в помещение и влагоотводом W_0 из него. Скорость изменения относительной влажности

$$\frac{d\phi_{\text{пм}}}{d\tau} = \frac{W_{\text{пр}} - W_0}{D}, \quad (1.9)$$

где D — коэффициент емкости помещения по влаге, определяющий количество влаги, которое нужно подать в воздух помещения или отвести от него для того, чтобы изменить относительную влажность воздуха на единицу (например, на 1 % относительной влажности). При установившемся состоянии, т. е. при постоянной относительной влажности,

$$\frac{d\phi_{\text{пм}}}{d\tau} = 0 \text{ и } W_{\text{пр}} = W_0. \quad (1.10)$$

Один из важнейших источников влагопритока — испарение влаги с поверхности продуктов (усушка) ΔG . Кроме того, влагопритоки W могут быть от других источников, в частности при подаче влаги в помещение. Влагоотвод W_0 в охлаждаемом помещении осуществляется конденсацией водяного пара из воздуха на поверхности охлаждающих приборов. Следовательно, баланс влаги будет иметь вид

$$\Delta G + W = W_0. \quad (1.11)$$

При всяких нарушениях влажностного баланса, связанных с изменением влагопритока или влагоотвода, в системе, обладающей свойством саморегулирования, возникают процессы, стремящиеся

восстановить равновесие но при новом значении относительной влажности. Так, при увеличении влагопритока, например, из-за вне-
сения в камеру влажных продуктов, левая сторона равенства (1.11)
окажется больше правой. Это повлечет за собой увеличение влаж-
ности воздуха в помещении, а следовательно, и влагоотвода W_o ,
продолжающееся до тех пор, пока вновь не будет достигнуто рав-
новесие при некоторой повышенной влажности, которая и будет
новой равновесной влажностью воздуха охлаждаемого помещения.

Количество влаги ΔG , теряемое продуктами, подчиняется зако-
номерностям поверхностного испарения влаги (закон Дальтона)

$$\Delta G = \beta_{\Pi} F_{\Pi} (p''_{\Pi} - p_{\Pi\text{м}}), \quad (1.12)$$

где β_{Π} — коэффициент испарения с поверхности продуктов, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{Па})$; F_{Π} — площадь поверхности продуктов, м^2 ; p''_{Π} —
давление насыщенного водяного пара над поверхностью продук-
тов при температуре поверхности, Па; $p_{\Pi\text{м}}$ — парциальное дав-
ление водяного пара в воздухе охлаждаемого помещения вдали
от продукта, Па.

Численное значение коэффициента испарения для воды при сво-
бодном движении воздуха по данным Леви $\beta_{\Pi} = (89 \div 98) \cdot 10^{-10}$
 $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{Па})$, а для поверхности неупакованных продуктов (в ча-
стности, мяса) $\beta_{\Pi} = (65 \div 71) \cdot 10^{-10} \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{Па})$. При достаточно
длительном хранении продуктов в помещении можно допустить,
что температура поверхности t_{Π} за счет
испарения влаги понижается ниже тем-
пературы воздуха помещения $t_{\Pi\text{м}}$ и
приближается к температуре мокрого
термометра. Состояния влажного воз-
духа в помещении и насыщенного воз-
духа над продуктом показаны на диа-
грамме $i - d$ точками k и n (рис. 1.6).
Тогда взаимосвязь между параметрами
этих состояний можно получить из теп-
лового баланса мокрого термометра, в
соответствии с которым теплота, пере-
даваемая от воздуха помещения к еди-
нице поверхности продукта, целиком
идет на испарение влаги с этой поверх-
ности: $\alpha_{\Pi}(t_{\Pi\text{м}} - t_{\Pi}) = \beta_{\Pi} r (p''_{\Pi} - p_{\Pi\text{м}})$, где
 α_{Π} — коэффициент теплоотдачи; r —
теплота парообразования.

В несколько преобразованном виде
эта зависимость носит название пси-
хрометрической формулы

$$p''_{\Pi} - p_{\Pi\text{м}} = A(t_{\Pi\text{м}} - t_{\Pi}), \quad (1.13)$$

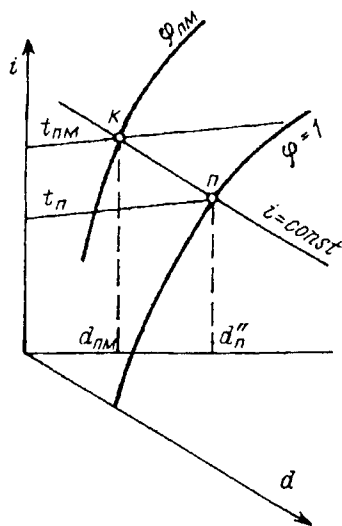


Рис. 1.6. Состояние влажного
воздуха в охлаждаемом по-
мещении

где A — психрометрический коэффициент, зависящий от скорости движения воздуха, $A = \alpha / (\beta_{\text{п}} r)$.

При барометрическом давлении 0,1 МПа и скорости воздуха 4 м/с $A = 67,7$; при скорости воздуха 0,8 м/с $A = 73,5$; при скорости воздуха примерно 0,1 м/с $A = 133,5$. Так как $\varphi_{\text{пм}} = p_{\text{пм}}'' / p_{\text{пм}}''$, то

$$\Delta G = \beta_{\text{п}} F_{\text{п}} (p_{\text{п}}'' - \varphi_{\text{пм}} p_{\text{пм}}''); \quad (1.12a)$$

$$p_{\text{п}}'' - \varphi_{\text{пм}} p_{\text{пм}}'' = A (t_{\text{пм}} - t_{\text{п}}). \quad (1.13a)$$

Зависимость (1.13a) позволяет выразить величину $p_{\text{п}}''$ через параметры воздуха камеры. Температура насыщенного водяного пара, равная $t_{\text{п}}$, связана с давлением насыщенного водяного пара логарифмической зависимостью.

Т а б л и ц а 1.1. Коэффициенты a и b

Интервал температур, °C	a , Па	b , Па/К
0...-10	589,16	34,90
-11...-20	392,67	14,89
-21...-30	220,21	6,21

Для упрощения решения и получения ясного представления о качественных зависимостях процессов установления и регулирования влажности можно принять для небольшого интервала температур (в пределах 10 К)

приближенную линейную зависимость между давлением и температурой насыщения водяного пара, т. е. считать

$$p'' = a + bt, \quad (1.14)$$

где a и b — коэффициенты, постоянные в данном интервале температур; численные значения их приведены в табл. 1.1

Подставляя в уравнение (1.13a) значение температуры насыщения водяного пара, из зависимости (1.14) можно получить

$$p_{\text{п}}'' - \varphi_{\text{пм}} p_{\text{пм}}'' = \frac{A(p_{\text{пм}}'' - p'')}{b},$$

откуда

$$p_{\text{п}}'' = \frac{p_{\text{пм}}'' (A + b\varphi_{\text{пм}})}{A + b}.$$

Найденное значение $p_{\text{п}}''$ может быть подставлено в выражение (1.12):

$$\Delta G = \beta_{\text{п}} F_{\text{п}} \left[p_{\text{п}}'' (A + b\varphi_{\text{пм}}) / (A + b) - \varphi_{\text{пм}} p_{\text{пм}}'' \right];$$

$$\Delta G = \beta_{\text{п}} F_{\text{п}} p_{\text{пм}}'' (1 - \varphi_{\text{пм}}) / M, \quad (1.15)$$

где M — коэффициент, который для помещения с определенными температурой и скоростью движения воздуха является постоянной величиной, $M = 1 + b/A$.

Выражение (1.15) показывает, что испарение влаги с поверхности продуктов уменьшается с возрастанием влажности воздуха и

полностью прекращается в насыщенном воздухе при $\varphi_{\text{пм}} = 1$. Усушка зависит от $p''_{\text{пм}}$, которая, в свою очередь, зависит от $t_{\text{пм}}$, и уменьшается с ее понижением. Это одна из причин стремления к понижению температуры в помещениях для хранения продуктов. Естественно, что потеря влаги продуктами пропорциональна площади поверхности, с которой происходит испарение. Наконец, коэффициент испарения $\beta_{\text{п}}$, так же как и коэффициент теплоотдачи, зависит от скорости движения воздуха. Вследствие этого усушка продуктов в единицу времени увеличивается при усилении циркуляции воздуха.

Количество влаги, отводимое путем конденсации водяного пара на поверхности охлаждающих приборов, определяется по выражению, аналогичному (1.12),

$$W_0 = \beta_0 F_0 (p_{\text{пм}} - p_0'') \text{ или } W_0 = \beta_0 F_0 (\varphi_{\text{пм}} p''_{\text{пм}} - p_0''), \quad (1.16)$$

где β_0 — коэффициент конденсации водяного пара на поверхности охлаждающих приборов; p_0'' — давление насыщенного водяного пара над поверхностью охлаждающих приборов при температуре поверхности t_0 .

Влагоприток от прочих источников обычно невелик и величину W в уравнении (1.11) можно не расчленять на составляющие.

Используя выражения (1.15) и (1.16), можно написать уравнение влажностного баланса в виде

$$\beta_{\text{п}} F_{\text{п}} p''_{\text{пм}} \frac{(1 - \varphi_{\text{пм}})}{M} + W = \beta_0 F_0 (\varphi_{\text{пм}} p''_{\text{пм}} - p_0''). \quad (1.17)$$

Из уравнения (1.17) определяется равновесная относительная влажность воздуха охлаждаемого помещения

$$\varphi_{\text{пм}} = \frac{\beta_{\text{п}} F_{\text{п}} + \frac{\beta_0 F_0 M p_0''}{p''_{\text{пм}}} + \frac{WM}{p''_{\text{пм}}}}{\beta_{\text{п}} F_{\text{п}} + \beta_0 F_0 M}. \quad (1.18)$$

Для упрощения выражения (1.18) можно ввести следующие обозначения:

$$\frac{\beta_{\text{п}} F_{\text{п}}}{\beta_0 F_0} = f(F) \text{ и } \frac{p_0''}{p''_{\text{пм}}} = \varphi_0.$$

Если величины $\beta_{\text{п}}$ и β_0 считать постоянными и сравнительно мало отличающимися друг от друга, то $f(F)$ будет представлять собой отношение площади поверхности продуктов к площади поверхности охлаждающих приборов. Физический смысл величины φ_0 будет ясен из дальнейшего.

С учетом принятых обозначений выражение (1.18) может быть преобразовано, если его числитель и знаменатель разделить на $\beta_0 F_0$:

$$\varphi_{\text{пм}} = \frac{f(F) + \varphi_0 M + \frac{WM}{\beta_0 F_0 p''_{\text{пм}}}}{f(F) + M}. \quad (1.19)$$

Выражение (1.19) позволяет проанализировать ряд положений, полезных для рассмотрения условий установления влажности воздуха в охлаждаемых помещениях. Вначале следует рассмотреть простой случай, имеющий место при отсутствии каких-либо влаговыделений в помещении, кроме усушки продуктов, т. е. когда $W = 0$. Тогда равновесная влажность воздуха $\varphi'_{\text{пм}}$, связанная только с испарением влаги с поверхности продуктов,

$$\varphi'_{\text{пм}} = \frac{f(F) + \varphi_0 M}{f(F) + M}. \quad (1.20)$$

Как видно из уравнения (1.20), равновесная влажность $\varphi'_{\text{пм}}$ зависит от соотношения между поверхностью продуктов и поверхностью охлаждающих приборов и от величины φ_0 . Существенное значение имеют два случая, соответствующие минимальному и максимальному значениям $f(F)$.

Если площадь поверхности охлаждающих приборов очень велика по сравнению с площадью поверхности продуктов, т. е. $\beta_0 F_0 \gg \beta_{\text{п}} F_{\text{п}}$, тогда $f(F) \approx 0$. Величина $f(F)$ строго равна нулю для незагруженного помещения, т. е. такого, в котором нет никаких продуктов. Но $f(F)$ может быть равной нулю и при $\beta_{\text{п}} = 0$, т. е. при хранении продуктов в герметичной упаковке. В этом случае $\varphi'_{\text{пм}} = \varphi_0$. Таким образом, оказывается, что φ_0 — равновесная влажность воздуха охлаждаемого помещения, устанавливающаяся при отсутствии в помещении влаговыделений. При $\varphi'_{\text{пм}} = \varphi_0$ должно

соблюдаться равенство $\frac{p_{\text{пм}}}{p''_{\text{пм}}} = \frac{p'_0}{p'''_{\text{пм}}}$, откуда следует $p_{\text{пм}} = p'_0$. Равенство парциальных давлений пара влечет за собой равенство влагосодержаний $d_{\text{пм}} = d_0$. Это означает, что на диаграмме $i - d$ влажного воздуха точка k , соответствующая состоянию воздуха в охлаждаемом помещении, будет лежать на линии постоянного влагосодержания, проведенной через точку o , характеризующую состояние насыщенного воздуха над поверхностью охлаждающих приборов при их температуре t_0 (рис. 1.7). Можно сказать, что φ_0 — самая низкая относительная влажность воздуха, какая может установиться в охлаждаемом помещении с температурой $t_{\text{пм}}$ при температуре охлаждаемой поверхности t_0 .

Если площадь поверхности охлаждающих приборов очень мала по сравнению с площадью поверхности продуктов, то $f(F) \approx \infty$. В этом случае $\varphi'_{\text{пм}} \approx 1$.

Применение зависимости (1.20) не ограничивается этими двумя случаями. Она позволяет анализировать не только условия установления равновесной влажности воздуха, но и ее изменения в же-

лаемом направлении. Прежде всего, можно утверждать, что равновесная относительная влажность воздуха охлаждаемого помещения устанавливается в пределах $\varphi_0 \leq \varphi_{\text{пм}} \leq 1$. При единственном источнике влагопритока — испарении влаги с поверхности продуктов, а также при постоянных температурах воздуха в помещении и поверхности охлаждающих приборов она зависит только от соотношения между поверхностью продуктов и поверхностью охлаждающих приборов. Чем меньше продуктов находится в охлаждаемом помещении, тем ниже будет в нем относительная влажность воздуха. При хранении упакованных продуктов коэффициент испарения для них будет мал по сравнению с коэффициентом конденсации на поверхности охлаждающих приборов. Это вызовет уменьшение $f(F)$ и приближение влажности воздуха в помещении $\varphi_{\text{пм}}$ к φ_0 .

В случае необходимости удерживать относительную влажность воздуха на заданном уровне между φ_0 и 1 по выражению (1.20) можно найти величины, на которые следует воздействовать для изменения относительной влажности в желаемом направлении; такими величинами являются $f(F)$ и φ_0 . Функция $f(F)$ может менять свое значение при изменении не только F_0 , но и β_0 . Влажность же φ_0 зависит от температуры поверхности охлаждающих приборов t_0 .

Таким образом, относительная влажность воздуха регулируется при помощи тех же самых факторов, которые используются при регулировании температуры воздуха в охлаждаемом помещении, т. е. изменением площади и температуры поверхности охлаждающих приборов; только в данном случае эти факторы вызывают изменение влагосодержания воздуха (количества влаги), увеличивая или уменьшая интенсивность испарения влаги с поверхности продуктов и интенсивность конденсации водяного пара на поверхности охлаждающих приборов. Такое наложение процессов затрудняет регулирование не только относительной влажности, но и температуры.

Особенностью регулирования влажности воздуха в охлаждаемых помещениях является его практически постоянная односторонность, связанная с постоянным влагоотводом в результате непрерывной конденсации водяного пара на охлаждающих приборах. По этой причине в подавляющем большинстве случаев требуется только увлажнять воздух помещения и повышать тем са-

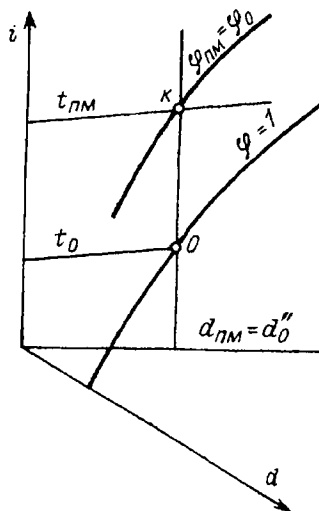


Рис. 1.7. Равновесная влажность воздуха охлаждаемого помещения при отсутствии влаговыделений

мым его относительную влажность. В тех же случаях, когда требуется понижение влажности, осушать воздух можно понижением температуры поверхности, увеличением площади охлаждающей поверхности (при той же ее температуре) и интенсификацией влагообмена (увеличением β_0), например, повышением скорости движения воздуха.

Воздух может увлажняться не только вышеуказанными средствами, но и подачей количества влаги W в помещение в соответствии с зависимостью (1.19). Влага в помещение может подаваться в виде водяного пара или капельной воды, распыляемой, например, в форсунках. Процесс подмешивания водяного пара к влажному воздуху изображается на диаграмме $i - d$ линией, идущей с небольшим наклоном к изотерме, т. е. увлажнение воздуха паром вызывает лишь небольшое повышение температуры воздуха помещения, в то время как подмешивание капельной воды протекает почти по изохлальной, т. е. при этом возможно даже небольшое понижение температуры воздуха.

Выражение (1.19) с учетом (1.20) может быть написано следующим образом:

$$\varphi_{\text{пм}} = \varphi'_{\text{пм}} + \frac{WM}{\beta_0 F_0 p''_{\text{пм}} [f(F) + M]}.$$

Отсюда количество подаваемой влаги для поддержания заданной влажности $\varphi_{\text{пм}}$

$$W = \frac{(\varphi_{\text{пм}} - \varphi'_{\text{пм}}) \beta_0 F_0 p''_{\text{пм}} [f(F) + M]}{M}. \quad (1.21)$$

Выражение (1.21) позволяет предотвратить возможный неправильный вывод из баланса влаги (1.11). Можно предположить, что для прекращения усушки ΔG в помещении для хранения продуктов при любой, даже очень небольшой, влажности воздуха достаточно подавать в помещение количество влаги, равное количеству, теряемому при усушке. Однако оказывается, что уменьшить усушку добавлением влаги в воздух можно только в том случае, если в помещении будет поддерживаться влажность воздуха $\varphi_{\text{пм}}$, более высокая, чем $\varphi'_{\text{пм}}$, так как значение W может быть положительным только при $\varphi_{\text{пм}} > \varphi'_{\text{пм}}$.

Соотношение между составляющими баланса влаги для различной влажности воздуха $\varphi_{\text{пм}}$ показано на рис. 1.8. При данной величине $f(F)$, т. е. при некотором отношении площадей поверхности продуктов и поверхности охлаждающих приборов, при заданной температуре помещения $t_{\text{пм}}$ в помещении установится относительная влажность $\varphi_{\text{пм}}^*$. Ей соответствует максимальная в данных условиях усушка продуктов ΔG_m . Если затем в воздух помещения подавать влагу, например водяной пар, то с ростом влажности воздуха уменьшается усушка продуктов. Хотя при росте влажности воздуха в помещении количество влаги, необходи-

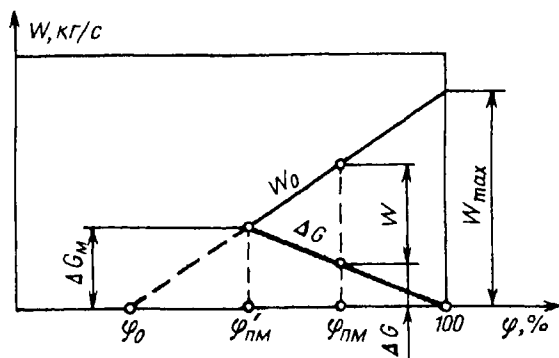


Рис. 1.8. Изменение составляющих баланса влаги при увлажнении воздуха охлаждаемого помещения

мое для насыщения воздуха, все уменьшается, количество впрыскиваемой влаги W растет из-за увеличивающегося выпадения конденсата на охлаждающих приборах.

Максимальное количество влаги, необходимое для доведения воздуха до насыщенного состояния, будет получено из (1.21) при подстановке $\varphi'_{пм}$ из (1.20)

$$W_{\max} = (1 - \varphi_0) p''_{пм} \beta_0 F_0. \quad (1.22)$$

Из рис. 1.8 следует, что все это количество влаги будет конденсироваться на охлаждающих приборах. Если в помещении хранится груз, с поверхности которого не происходит испарения влаги, а заданная влажность воздуха $\varphi_{пм}$ больше, чем φ_0 , то для ее установления потребуется подача влаги в количестве

$$W = (\varphi_{пм} - \varphi_0) p''_{пм} \beta_0 F_0. \quad (1.23)$$

Выражения (1.21)—(1.23) показывают, что количество влаги, подаваемое для увлажнения воздуха помещения, зависит не только от заданной влажности. Оно возрастает при повышении температуры воздуха, при увеличении площади поверхности охлаждающих приборов и повышении интенсивности влагоотвода. Повышение влажности воздуха в помещении путем подачи в него влаги не требует увеличения площади поверхности охлаждающих приборов, однако при этом возрастает интенсивность выпадения инея на охлаждающей поверхности, что требует увеличения холодопроизводительности компрессора. Последнее обстоятельство является серьезным недостатком этого метода. При достаточной холодопроизводительности установки увлажнение воздуха путем подачи влаги не оказывает существенного влияния на температуру воздуха в помещении. Этим последний способ выгодно отличается от способов, рассмотренных выше.

Приведенные рассуждения справедливы для холодильной установки, обеспечивающей термостатирование охлаждаемых помещений, т. е. поддержание в них равновесной температуры и относительной влажности. В случаях, когда технологический процесс предусматривает непрерывное понижение температуры охлаждаемого объекта от начальной до необходимой конечной, холодильная установка в соответствии с выражением (1.1) должна обеспечивать превышение теплоотвода над теплопритоком во всем диапазоне необходимых температур охлаждаемого объекта.

Для осуществления охлаждения при понижении температуры охлаждаемого объекта должна понижаться температура поверхности охлаждающих объектов. Что может быть достигнуто снижением температуры кипения хладагента, сопровождающимся уменьшением холодопроизводительности холодильной установки, т. е. уменьшением количества отводимой теплоты. Охлаждение объекта прекратится, если величина теплопритока и теплоотвода сравняются в соответствии с выражением (1.2). При этом в процессе охлаждения объекта влагосодержание воздуха в нем будет уменьшаться соответствуя состоянию насыщения, а избыток влаги будет конденсироваться на поверхности охлаждающих приборов.

Глава 2. ПЛАНИРОВКА ХОЛОДИЛЬНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

§ 2.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Проекты холодильных предприятий выполняются на основе общих положений, выработанных для упорядочения проектирования и строительства новых промышленных предприятий всех видов, реконструкции и модернизации действующих предприятий.

Основными руководящими документами при проектировании являются строительные нормы и правила (СНиП), ведомственные нормы проектирования и другие нормативные документы.

Проекты холодильных предприятий выполняют специализированные проектные организации на основе задания на проектирование, технико-экономического обоснования, подтверждающего экономическую целесообразность проектирования и строительства, и предпроектных технических изысканий с целью получения гидрогеологических характеристик площадки строительства.

Большую роль в строительстве предприятий, зданий и сооружений играют типовые проекты. Разработка типовых проектов имеет целью обеспечить строительство многократно повторяющихся однотипных предприятий готовыми проектными материалами, по которым строительные и монтажные работы должны осуществляться после необходимой привязки проекта к участку строительства, т. е. после внесения в проект сравнительно небольших изменений, связанных с местными условиями географического пункта, в котором осуществляется строительство.

Типовое проектирование включает разработку типовых проектов промышленных предприятий, цехов, зданий, сооружений с установлением, прежде всего, определенной градации (ряда) производительности, вместимости или других основных показателей. Например, если разработаны типовые проекты одноэтажных распределительных холодильников с рядом вместимостей на 250, 400, 700, 1000, 1500, 3000, 5000 и 10 000 т, то в дальнейшем распределительные холодильники следует строить только вместимостью, равной одному из чисел этого ряда. Строительство холодильника вместимостью, не соответствующей одному из чисел ряда, потребовало бы разработки индивидуального проекта, а поэтому оказалось бы дороже и длительнее, чем при использовании типового проекта.

При типовом проектировании унифицируются типоразмеры многократно повторяющихся элементов и частей зданий, сооружений и создаются типовые секции, узлы и детали зданий и сооружений. Такая унификация упрощает и удешевляет не только проектирование, но и строительство, так как типовые элементы

могут изготавливаться в массовом порядке на заводах с механизированным и поточным производством. Такая организация проектных и строительных работ открывает широкие возможности для повышения их качества. Типовое проектирование, кроме того, включает разработку и использование типовых технологических процессов, что способствует унификации применяемого технологического оборудования, и также удешевляет и ускоряет проектирование. В связи с этим типовое проектирование имеет большие преимущества перед индивидуальным, а последнее может применяться только тогда, когда невозможно использование типовых проектов.

При применении типовых проектов запрещается их переработка. Возможно лишь внесение изменений в рабочие чертежи в связи с привязкой проекта к участку строительства. Такие изменения возникают, например, из-за иного характера грунта на данной строительной площадке по сравнению с тем, на какой велся расчет в типовом проекте; иных температурных условий на месте строительства по сравнению с принятыми в типовом проекте и т. п.

§ 2.2. СХЕМА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА И ГРУЗООБОРОТ ХОЛОДИЛЬНОГО ПРЕДПРИЯТИЯ КАК ОСНОВНЫЕ ДОКУМЕНТЫ ДЛЯ РАЗРАБОТКИ ПРОЕКТА

Проектирование предприятия предполагает размещение всех производственных и вспомогательных помещений как по горизонтали (в плане), так и по вертикали (по этажам). Чтобы выполнить это размещение, называемое планировкой, необходимо знать назначение отдельных помещений, их количество и размеры. Основными исходными документами, позволяющими решить эту задачу, являются схема технологического процесса и грузооборот проектируемого предприятия.

Схема технологического процесса характеризует качественную сторону будущего предприятия: она определяет наличие и последовательность технологических операций, которые должны быть произведены над исходными продуктами, чтобы в конечном итоге были получены изделия заданного вида и необходимого качества. Для холодильных предприятий весьма важным является указание температуры и влажности воздуха, при которых происходит обработка продуктов на каждой из стадий технологического процесса. В качестве примера на рис. 2.1 приведена схема технологического процесса на холодильнике мясокомбината. Как и на других холодильных предприятиях, здесь имеются операции, которые могут совершаться при положительных нефиксированных температурах (например, сортировка, взвешивание мяса и мясопродуктов), операции, которые должны осуществляться при более или менее стабильных температурах и определенной ско-

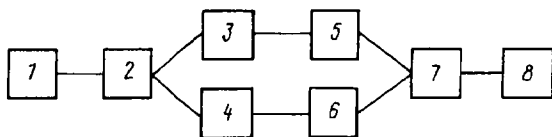


Рис. 2.1. Схема технологического процесса на холодильнике мясокомбината:

1 — сортировка; 2 — взвешивание; 3 — охлаждение; 4 — замораживание; 5 — хранение охлажденного мяса; 6 — хранение мороженого мяса; 7 — взвешивание; 8 — выпуск продукции

рости движения воздуха (например, охлаждение, замораживание), и операции, требующие поддержания не только стабильной отрицательной температуры, но и определенной влажности, скорости движения воздуха (например, хранение охлажденного и замороженного мяса). Несомненно, что операции, требующие неодинаковых условий воздушной среды, должны выполняться в различных помещениях (аппаратах). Для операций, проводимых в примерно одинаковых условиях среды, не обязательно предусматривать отдельные помещения; этот вопрос решается в зависимости от объема работ, вида оборудования, технологических возможностей осуществления разнородных процессов в одном помещении. Технологический процесс в большинстве случаев не зависит от производительности предприятия, т. е. от количественного фактора.

Размеры проектируемого предприятия и его помещений определяются его производительностью (мощностью), которая при равномерном по времени выпуске продукции может быть указана в задании на проектирование; при неравномерном по времени выпуске продукции, иногда связанном, например, с сезонностью, предприятие проектируется на максимально возможную производительность. Однако характер изменения самой производительности имеет особенности, которые приходится учитывать при проектировании. Например, для некоторых типов холодильников исходным документом, определяющим количественную сторону проектируемого предприятия, является таблица грузооборота. В этой таблице для каждого месяца года указываются месячное поступление в холодильник и выпуск из него каждого из продуктов, которые должны в нем обрабатываться и храниться. Обычно неравномерное поступление отдельных продуктов отражает сезонность их производства; для распределительных холодильников сравнительно равномерный выпуск продуктов связан с необходимостью постоянного снабжения населения пищевыми продуктами. Разница между поступлением и выпуском грузов определяет количество продуктов, оставшихся на хранение в холодильнике. Для первых месяцев года должны быть учтены накопление продуктов во время сезона заготовки или производства данного продукта, а также остаток за предыдущий год в количе-

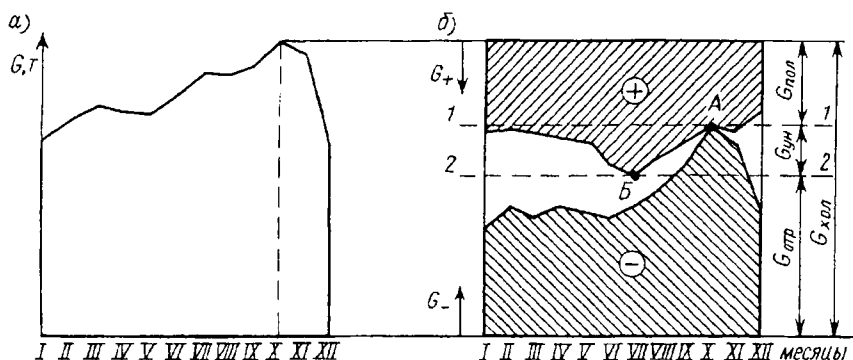


Рис. 2.2. Изменение вместимости холодильника для различных грузов по месяцам: а — общей вместимости G ; б — вместимости помещений с положительной G_+ и отрицательной G_- температурами

стве, обеспечивающем потребности более или менее равномерно выпуска в течение всего года.

Количество хранящихся грузов (в тоннах условного груза) в каждом месяце показано на рис. 2.2, а. Максимальная ордината графика, соответствующая месяцу наибольшего количества одновременно хранящихся грузов (на рисунке — октябрь), определяет расчетную условную вместимость холодильника $G_{хол}$. Продукты, хранящиеся в холодильнике, требуют различных температур хранения, в связи с чем общая вместимость холодильника должна складываться из вместимости помещений с разными температурами. В рассматриваемом примере можно считать, что в холодильнике должны быть помещения для замороженных продуктов, требующих для своего хранения отрицательных температур (обозначено знаком «-»), и помещения для охлажденных продуктов, требующих для своего хранения нулевых и положительных температур (обозначено знаком «+»). Примерные данные показаны на рис. 2.2, б.

Своеобразие этого графика заключается в том, что вместимость помещений с отрицательными температурами отсчитывается по оси ординат, как обычно, снизу вверх, в то время как вместимость помещений с положительными температурами отсчитывается сверху вниз от оси абсцисс, расположенной от основания первого графика на расстоянии, равном общей вместимости холодильника. При таком способе выполнения графика обе кривые должны соприкасаться по крайней мере в одной точке А, соответствующей месяцу наибольшей необходимой (расчетной) вместимости холодильника.

Незаштрихованное поле между обеими кривыми характеризует вместимость помещений, не занятых грузом. Как показано на рисунке, максимальные вместимости для грузов, хранящихся при положительных и отрицательных температурах, не совпада-

ют по времени. В этом случае максимальные вместимости этих двух групп помещений нецелесообразно принимать в качестве расчетных, так как это вызовет увеличение общей вместимости холодильника и повлечет за собой ухудшение использования его площади. На рис. 2.2, б такой выбор вызвал бы подъем всего графика вместимости помещений с положительными температурами до тех пор, пока вершины графиков *A* и *B* не окажутся на горизонтали 1-1. Это привело бы к значительному увеличению незаштрихованного поля графика. Более целесообразным является устройство универсальных помещений, в которых можно поддерживать, в зависимости от потребности, отрицательную или положительную температуру. Если через вершину *B* провести горизонтальную линию 2-2, то вся вместимость холодильника окажется разделенной на три зоны: от нижней оси абсцисс до линии 2-2 (до максимума вместимости помещений с положительными температурами) — расчетная вместимость для помещений с отрицательными температурами — $G_{отр}$; от оси абсцисс верхнего графика до линии 1-1 (до максимума вместимости помещений с отрицательными температурами) — расчетная вместимость для помещений с положительными температурами — $G_{пол}$; между линиями 1-1 и 2-2 (между максимумами вместимости помещений с отрицательными и положительными температурами) — расчетная вместимость для помещений с универсальным температурным режимом — $G_{ун}$. Тогда $G_{хол} = G_{отр} + G_{пол} + G_{ун}$.

Количество поступающих грузов, взятое из таблицы грузооборота, является исходной величиной для определения размеров помещений (производительности устройств) для охлаждения и замораживания этих грузов. Расчетная производительность помещений (устройств) для обработки продуктов определяется по максимальному поступлению грузов. Для этого в итоговых данных поступления всех грузов за различные месяцы находится наибольшее значение $G_{\max \text{ мес. пос.}}$. Тогда максимальное суточное поступление

$$G_{\text{пос}} = (G_{\max \text{ мес. пос.}}/30) m_{\text{пос}}, \quad (2.1)$$

где $m_{\text{пос}}$ — коэффициент неравномерности поступления грузов, учитывающий возможные отклонения количества грузов, поступающих в отдельные дни, от среднемесячного суточного поступления, $m_{\text{пос}} = 1,5 \div 2,5$.

Аналогично может быть найдено максимальное количество грузов, выпускаемых ежемесячно с предприятия:

$$G_{\text{вып}} = (G_{\max \text{ мес. вып.}}/22) m_{\text{вып}}, \quad (2.2)$$

где $m_{\text{вып}}$ — коэффициент неравномерности выпуска; обычно выпуск грузов происходит с меньшей неравномерностью, вследствие чего $m_{\text{вып}} = 1,1 \div 1,5$.

Грузы с холодильников выпускаются, как правило, только в рабочие дни; если же грузы предполагается выпускать и в выходные дни, то в знаменателе выражения (2.2) должно быть 30.

Наконец, для характеристики наибольшего объема погрузочно-разгрузочных работ имеет значение максимальное количество поступающих и выпускаемых ежесуточно грузов, приходящееся на один из месяцев. В общем случае этот месяц может не совпадать ни с месяцем наибольшего поступления, ни с месяцем наибольшего выпуска грузов:

$$G_{\text{max пос. вып.}} = [(G_{\text{мес. пос.}}/30) m_{\text{пос}} + (G_{\text{мес. вып.}}/22) m_{\text{вып.}}]_{\text{max}} \quad (2.3)$$

В ряде случаев в распоряжении проектировщика может не быть таблицы грузооборота проектируемого предприятия. Однако при этом структура вместимости предприятия $G_{\text{хол}}$ может быть задана или определена на основе типовых проектов. Пример типовой структуры вместимости распределительных холодильников дан в табл. 2.1.

Т а б л и ц а 2.1. Типовая структура вместимости распределительных холодильников

Вместимость $G_{\text{хол}}, \text{т}$	Процентное отношение вместимости камер хранения к $G_{\text{хол}}$			Процентное отношение суточной производительности камер замораживания к $G_{\text{хол}}$
	Для замороженных продуктов	Для охлажденных продуктов	С универсальным режимом	
250–1000	50–65	–	50–35	–
1500–5000	75	–	25	До 0,5
10 000	75	10	15	До 0,3

Поступление и выпуск грузов в этом случае могут быть найдены по величине оборачиваемости B , которая определяется количеством оборотов сменяемых грузов в течение года. Для распределительных холодильников оборачиваемость $B = 4 \div 6 \text{ год}^{-1}$, для производственных она значительно больше и имеет величину $B = 10 \div 20 \text{ год}^{-1}$. Однако для последних исходной величиной обычно бывает сменная (или суточная) производительность, на основе которой определяется структура и вместимость холодильника. Например, вместимость холодильника мясокомбината принимают не менее 40-сменной производительности комбината, т. е. вместимость холодильника типового мясокомбината производительностью 100 т мяса в смену $G_{\text{хол}} = 4000 \text{ т}$, а $G_{\text{хол}}$ молочного завода принимают равной 10–15-сменной производительности завода по переработке молока. Одноэтажные высотные холодильники, как показала практика их эксплуатации, могут быть рентабельными только при оборачиваемости, большей чем 20 год^{-1} .

Если оборачиваемость известна, количество ежедневно поступающих грузов

$$G_{\text{пос}} = (G_{\text{хол}} B/365) m_{\text{пос}}, \quad (2.1a)$$

количество ежедневно выпускаемых грузов

$$G_{\text{вып}} = (G_{\text{хол}} B/253) m_{\text{вып.}} \quad (2.2a)$$

2.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ПОМЕЩЕНИЙ ХОЛОДИЛЬНИКА

Рассмотренные зависимости, определяющие вместимость и производительность охлаждаемых помещений холодильника, позволяют найти площадь и объем этих помещений. Размеры охлаждаемых помещений зависят также от способа размещения в них грузов. Груз в охлаждаемых помещениях может быть уложен в штабель, размещен на подвесных путях, уложен на полки стеллажей, эстажерок, тележек и т. п.

Укладка груза в штабель применяется главным образом в помещениях (камерах) для хранения и иногда в помещениях для домораживания грузов. На рис. 2.3 показан штабель груза в охлаждаемом помещении. Груз укладывается в штабель на поддонах, что позволяет использовать для загрузочно-разгрузочных работ механизмы (штабелеукладчики, погрузчики).

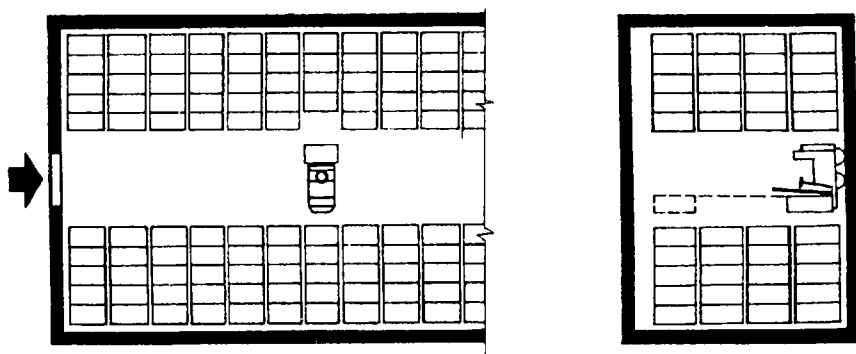


Рис. 2.3. Хранение грузов в штабеле

Плотность укладки груза в штабель зависит от вида груза (его объемной массы), формы и вида тары в случае укладки упакованного груза. Плотность укладки груза в охлаждаемых помещениях определяется нормой загрузки единицы объема g_v (кг/м³ или т/м³) — табл. 2.2.

Т а б л и ц а 2.2. Значения g_v для некоторых продуктов

Вид груза	Норма загрузки, т/м ³	Вид груза	Норма загрузки, т/м ³
Говядина мороженная:		Масло сливочное в картонных ящиках	0,80
условный груз	0,35	Сыр без тары	0,50
в полутушах	0,30	Птица в ящиках	0,38
в четвертинах	0,40	Фрукты и овощи	0,35
Свинина мороженная	0,45	Консервы разные	0,60
Мясо мороженое в блоках	0,60	Яйцо	0,30
Рыба мороженная в картонных ящиках	0,60		

Пользуясь нормой загрузки единицы объема, можно определить грузовой объем $V_{\text{гр}}$ помещения или группы однородных помещений, необходимый для размещения груза в количестве, соответствующем действительной (или условной) расчетной вместимости G помещения,

$$V_{\text{гр}} = G/g_v. \quad (2.4)$$

Эти же данные позволяют пересчитать действительную вместимость помещений (или всего холодильника) в условную и обратно, поскольку для каждого помещения неизменной величиной является его грузовой объем: $V_{\text{гр}} = G_{\text{усл}}/g_{v \text{ усл}} = G/g_v$, откуда

$$G_{\text{усл}} = G g_{v \text{ усл}}/g_v. \quad (2.5)$$

Грузовая площадь, или площадь, занимаемая штабелем,

$$F_{\text{гр}} = V_{\text{гр}}/h_{\text{гр}}, \quad (2.6)$$

где $h_{\text{гр}}$ — грузовая высота, под которой понимают высоту штабеля.

Высота штабеля ограничивается строительной высотой помещения, причем по технологическим условиям считается необходимым, чтобы в предельном случае штабель не доходил до потолка или низа балок на 0,2 м и отступал на 0,3 м от потолочных охлаждающих приборов, а также воздуховодов, если они имеются в помещении (или должны там быть). Высота штабеля ограничивается и прочностью перекрытия, на которое укладывают груз. Произведение $g_v h_{\text{гр}}$ представляет собой нагрузку на 1 м² пола. При укладке штабеля на междуэтажное перекрытие необходимо, чтобы нагрузка на пол не превышала допустимой нагрузки для данного перекрытия $g_{\text{фдоп}}$, т. е. чтобы $g_v h_{\text{гр}} < g_{\text{фдоп}}$.

Допустимая нагрузка на междуэтажные перекрытия в современных холодильниках может быть до 2000 кг/м² при высоте этажа 4,8 м, 2500 кг/м² при высоте этажа 5,4 м и 3000 кг/м² при высоте этажа 6,0 м, что позволяет не только укладывать штабель достаточной высоты, но и применять в охлаждаемых помещениях механизмы для укладки и транспортировки грузов, имеющие довольно значительную собственную массу. Только при укладке груза на пол, лежащий непосредственно на грунте, высота штабеля практически не ограничивается по соображениям прочности строительных конструкций, поскольку нагрузка на такой пол может составлять 4000 – 5000 кг/м², что является одним из важнейших достоинств одноэтажных холодильников.

В некоторых случаях высота штабеля может быть ограничена еще и прочностью тары, в которую упакованы продукты, так как при значительной высоте штабеля нагрузка на нижние ряды пакетов может оказаться недопустимо большой. В этих условиях груз может храниться в стоечных поддонах с разгрузочными стой-

ками, принимающими на себя нагрузку от верхних рядов штабеля, или на поддонах, размещаемых на стеллажах. В высотных одноэтажных холодильниках груз, собранный в пакеты на поддонах, укладывают только на стеллажи.

Однако не вся площадь помещения может быть занята грузом. Часть площади занимают колонны, а также отступы шириной 0,3 м от стен, колонн и охлаждающих приборов. Для доступа к штабелю и для проезда тележек или механизмов в помещении площадью свыше 100 м² оставляют один центральный проезд шириной 1,6 м. В камерах, непосредственно за грузовой дверью, предусматривают площадку размерами 3,5 × 3,5 м для маневрирования погрузчиков. С учетом этих данных можно определить необходимую строительную площадь охлаждаемого помещения $F_{\text{стр}} = F_{\text{гр}} + \Sigma F_{\text{н. гр}}$, где $\Sigma F_{\text{н. гр}}$ — сумма площадей участков помещения, на которых не может быть размещен груз.

При ориентировочных расчетах строительную площадь помещения можно определить, пользуясь коэффициентом использования площади помещения β_F , который равен отношению грузовой площади помещения к его строительной (полной) площади, т. е. $\beta_F = F_{\text{гр}}/F_{\text{стр}}$, откуда

$$F_{\text{стр}} = F_{\text{гр}}/\beta_F. \quad (2.7)$$

Коэффициент использования площади β_F зависит от размеров помещения: чем меньше помещение, тем большую долю составляют проезды и отступы. Примерные значения этого коэффициента: для малых помещений (от 20 до 100 м²) — 0,65; для средних помещений (от 100 до 400 м²) — 0,70; для крупных помещений (свыше 400 м²) — 0,80.

Груз может находиться на подвесных путях как в помещениях для охлаждения или замораживания, так и в помещениях для хранения. На подвесных путях главным образом размещают мясо в полутушах или четвертинах. На отечественных пищевых предприятиях принят однорельсовый подвесной путь. Расстояние между нитками подвесных путей не менее 0,8 м; высоту h_p верхней кромки рельса подвесного пути над полом принимают для крупного рогатого скота 3,35 м (на распределительных холодильниках 3 м).

Если груз находится в подвешенном состоянии, то необходимые размеры помещений определяют по норме нагрузки, отнесенной к 1 м длины подвесного пути g_l или к 1 м² строительной площади помещения g_f , которые связаны зависимостью $g_l = 1,2 g_f$, где 1,2 — коэффициент, учитывающий часть строительной площади, занятой стрелками подвесных путей и отступами от них и строительных конструкций: $g_f = 0,20$ и $0,25$ т/м² в зависимости от вида скота. Тогда строительная площадь помещения

$$F_{\text{стр}} = G/g_f = 1,2 G/g_l. \quad (2.8)$$

Для производственных помещений, для которых задана производительность G' , т/сут, учитывая, что вместимость помещения $G = G' \tau$ (где τ — время термической обработки, сут), строительная площадь

$$F_{\text{стр}} = G' \tau / g_f = 1,2 G' \tau / g_l. \quad (2.8a)$$

При укладке мелких грузов на полках напольных тележек или подвесных этажерок норма загрузки составляет 20–35 кг/м² площади полки.

Обычно эта норма в конкретных условиях уточняется в зависимости от вида груза и от конструкции тележки или этажерки.

Нагрузка на полки стеллажей может быть принята 800–1000 кг/м² площади полки.

Кроме основных производственных помещений в составе предприятия предусматривают вспомогательные помещения, необходимые для выполнения технологических операций, не связанных с холодильной обработкой (например, накопители грузов, помещения для сортировки, упаковки и т. д.), для выполнения операций, связанных с приемкой или отправлением грузов (экспедиции), для осуществления транспортных связей (коридоры, вестибюли, лестничные клетки и лифтовые шахты), для отделения друг от друга помещений с резко отличающимися тепловыми и влажностными режимами (например, тамбуры, представляющие собой тепловые и влажностные шлюзы). При проведении предварительных расчетов площадь, отводимую для вспомогательных помещений, можно учесть путем введения коэффициента использования площади всего предприятия $\eta_{\text{хол}}$, который представляет собой отношение строительной площади всех производственных помещений $\Sigma F_{\text{стр}}$ к площади $F_{\text{хол}}$ всего холодильника, т. е. $\eta_{\text{хол}} = \Sigma F_{\text{стр}} / F_{\text{хол}}$ и в определенной степени является мерой полезного использования производственной площади предприятия в пределах изолированного контура. Этот коэффициент зависит от размеров холодильника, и естественно, что на крупных предприятиях относительная доля вспомогательных помещений меньше.

Коэффициент $\eta_{\text{хол}}$ для малых холодильников 0,7–0,75; для средних — 0,75–0,85; для крупных — 0,85–0,90. Следовательно, общая площадь всех помещений холодильника

$$F_{\text{хол}} = \Sigma F_{\text{стр}} / \eta_{\text{хол}}. \quad (2.9)$$

Площади некоторых вспомогательных помещений могут быть рассчитаны по нормам, а других — уточнены при выполнении планировки.

Данные по максимальному суточному поступлению и выпуску грузов позволяют определить размер грузового фронта холодильника, под которым понимают длину грузовых платформ, достаточную для того, чтобы обеспечить загрузку и разгрузку прибы-

вающих на предприятие транспортных средств. В зависимости от типа холодильника и его местоположения приходится предусматривать возможность прибытия различных видов грузового транспорта. Для железнодорожного транспорта предусматривается железнодорожная платформа, для автомобильного — автомобильная платформа, для водного — причал (причальная линия). Для определения длины каждого из этих устройств все суточное количество прибывающих и выпускаемых грузов распределяется по видам транспорта ($G_{\text{жел}}, G_{\text{авт}}, G_{\text{вод}}$) в соответствии с долей перевозимых ими грузов, т. е. $G_{\text{пос}} + G_{\text{вып}} = G_{\text{жел}} + G_{\text{авт}} + G_{\text{вод}}$.

Число железнодорожных вагонов, которые будут прибывать на холодильник за сутки, $n_{\text{ваг}} = G_{\text{жел}} / (g_{\text{ваг}} \eta_{\text{исп}})$, где $g_{\text{ваг}}$ — грузоподъемность вагона; $\eta_{\text{исп}}$ — коэффициент использования грузоподъемности вагона. Длина железнодорожной платформы

$$L_{\text{жел}} = n_{\text{ваг}} l_{\text{ваг}} m_{\text{ваг}} / \Pi, \quad (2.10)$$

где $l_{\text{ваг}}$ — полная длина вагона; Π — число подач вагонов в сутки, обычно $\Pi = 1 \div 4$ в сутки; $m_{\text{ваг}}$ — коэффициент неравномерности подачи вагонов за каждый раз по отношению к средней величине $n_{\text{ваг}} / \Pi$, $m_{\text{ваг}} \leq 1,5$. Время загрузки (разгрузки) вагона находится в пределах 3–5 ч.

Современные автономные рефрижераторные вагоны (АВР) имеют грузоподъемность 39 и 40 т и длину вагона по осям сцепления соответственно 22 и 20 м. Длина платформы должна округляться до значения, кратного длине вагона. Считается необходимым, чтобы холодильники вместимостью более 3000 т имели длину железнодорожной платформы не менее 112–120 м для возможного приема без расцепки пятивагонной секции, которая в зависимости от типа имеет грузоподъемность 164, 168 и 178 т. В ряде случаев это приводит к необходимости вынесения железнодорожной платформы за контуры здания холодильника.

Аналогично число автомашин, которые должны прибывать за сутки,

$$n_{\text{авт}} = G_{\text{авт}} / (g_{\text{авт}} \eta_{\text{исп}}),$$

где $g_{\text{авт}}$ — грузоподъемность автомобиля, среднее ее значение принимается равным 3 т; $\eta_{\text{исп}}$ — коэффициент использования грузоподъемности автомобиля, $\eta_{\text{исп}} = 0,5 \div 0,7$.

Тогда длина автомобильной платформы

$$L_{\text{авт}} = n_{\text{авт}} b_{\text{авт}} \psi_{\text{см}} \tau_{\text{авт}} m_{\text{авт}} / 8, \quad (2.11)$$

где $b_{\text{авт}}$ — ширина кузова автомобиля, включая промежуток между ними при постановке их у платформы, $b_{\text{авт}} = 3 \div 4$ м; $\psi_{\text{см}}$ — доля от общего числа автомобилей, прибывающих в течение первой (дневной) смены, $\psi_{\text{см}} = 0,6 \div 1,0$; $\tau_{\text{авт}}$ — время загрузки или разгрузки одного автомобиля, $\tau_{\text{авт}} = 0,5 \div 0,75$ ч; $m_{\text{авт}}$ — коэффи-

циент неравномерности прибытия автомобилей по отношению к их среднечасовому количеству, $m_{\text{авт}} = 1 + 1,5$. Длину автомобильной платформы следует округлять до значения, кратного ширине $b_{\text{авт}}$.

По тем же соображениям длина причала

$$L_{\text{вод}} = G_{\text{вод}} l_{\text{вод}} \tau_{\text{вод}} m_{\text{вод}} / (24 g_{\text{вод}}). \quad (2.12)$$

Полученная длина грузового фронта холодильника помогает уточнить размеры здания в плане. Иногда приходится увеличивать размеры здания в направлении одной из платформ, для того чтобы обеспечить нужную ее длину; в других случаях длина здания может быть признана достаточной, если необходимая длина платформы оказывается меньше стороны здания, к которой примыкает соответствующая платформа.

Количество механизмов, необходимых для выполнения загрузочно-разгрузочных работ, определяется в результате деления общего суточного объема работ на объем работы, который может быть выполнен одним механизмом за то же время (причем объем работы может выражаться, например, произведением количества перемещаемых грузов на время одной операции, включающее загрузку механизма, его движение к месту разгрузки, разгрузку и возвращение порожнего механизма обратно к месту загрузки).

На многоэтажных холодильниках основными грузоподъемными механизмами для вертикального перемещения грузов являются лифты. Их число $n_{\text{л}}$ определяется по максимальной сумме поступающих на верхние этажи и выпускаемых грузов, т. е.

$$n_{\text{л}} = (G_{\text{пос} + \text{вып}} - G_{1\text{пос} + \text{вып}}) \tau_{\text{ц}} \psi_{\text{см}} / (g_{\text{л}} \eta_{\text{исп}} 480), \quad (2.13)$$

где $G_{1\text{пос} + \text{вып}}$ — количество грузов, поступающих в первый этаж и выпускаемых из него; $\tau_{\text{ц}}$ — продолжительность цикла работы лифта, в предварительных расчетах $\tau_{\text{ц}} = 6 + 10$ мин; $\psi_{\text{см}}$ — доля всего объема грузовых работ, выполняемая в течении первой смены, $\psi_{\text{см}} = 0,5 + 0,7$; $g_{\text{л}}$ — грузоподъемность лифта, на средних холодильниках применяются лифты грузоподъемностью 2 и 3 т, на крупных — 3 и 5 т; $\eta_{\text{исп}}$ — коэффициент использования грузоподъемности лифта, $\eta_{\text{исп}} = 0,7 + 0,8$.

Число других механизмов для производства грузовых работ (тележек, штабелеукладчиков, автопогрузчиков и т. д.) определяется подобным же путем:

$$n_{\text{м}} = G_{\text{пос} + \text{вып}} \tau_{\text{ц}} \psi_{\text{см}} 1,2 / (g_{\text{м}} \eta_{\text{исп}} 480), \quad (2.14)$$

где $\tau_{\text{ц}}$ — продолжительность цикла работы механизма, в предварительных расчетах, $\tau_{\text{ц}} = 6 + 10$ мин; $g_{\text{м}}$ — грузоподъемность механизма, применяемые на холодильниках механизмы имеют грузоподъемность $0,5 + 2$ т; $1,2$ — коэффициент увеличения числа механизмов (примерно 20 % всех механизмов находятся на зарядке аккумуляторов, техническом обслуживании и в ремонте).

Общую массу перемещаемых грузов увеличивают на 7–10 %, если грузы упакованы в какую-либо тару, и еще на 7–10 % в случае перемещения грузов вместе с поддонами. Соответственно этому возрастает и число механизмов.

§ 2.4. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ПЛАНИРОВКЕ ХОЛОДИЛЬНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ, И ПУТИ ВЫПОЛНЕНИЯ ЭТИХ ТРЕБОВАНИЙ

Планировка проектируемого предприятия является одним из узловых моментов проекта, поскольку при ее выполнении решается ряд комплексных вопросов в различных разделах: архитектурном, строительном, технологическом, холодильном, энергетическом, механизации грузовых работ и других. Необходимость учета большого числа различных факторов при выполнении планировки затрудняет однозначное решение задачи. В связи с этим можно указать лишь на общие тенденции и установить некоторые требования, выполнение которых дает возможность найти более рациональные решения планировок.

1. Планировка должна соответствовать принятой в проекте схеме технологического процесса, обеспечивать выполнение технологических условий обработки продуктов (изделий).

На рис. 2.4 показана планировка одноэтажного холодильника мясокомбината производительностью 50 т в смену. Стрелками показано направление движения груза. Из мясожирового корпуса 16 мясные туши подаются конвейером по подвесному пути в холодильник, взвешиваются, сортируются и по коридору подаются в камеры охлаждения 1 и замораживания 3. После холодильной обработки мясо направляют по транспортному коридору в камеры хранения 2 и 4 с соответствующим обработке режимом. Из камер хранения мясо может направляться в реализацию через железнодорожную 10 и автомобильную 11 платформы, а также на переработку в мясоперерабатывающий корпус 17, примыкающий к холодильнику. Кроме того, в холодильник поступают субпродукты для охлаждения в камере 5, замораживания в скороморозильном аппарате и хранения в камерах при соответствующем режиме до выдачи в реализацию или производство.

2. Планировка должна способствовать уменьшению первоначальных затрат на строительство предприятия. Для этого используют различные пути.

Первым из них может быть применение типовых и стандартных конструкций, что позволяет строить здания из сборных элементов заводского изготовления. Для этого при строительстве многоэтажных производственных зданий применяют стандартный шаг колонн 6 × 6 м, стандартную высоту этажей (от пола одного этажа до пола другого) 4,8 или 6,0 м. Здания одноэтажных холодильни-

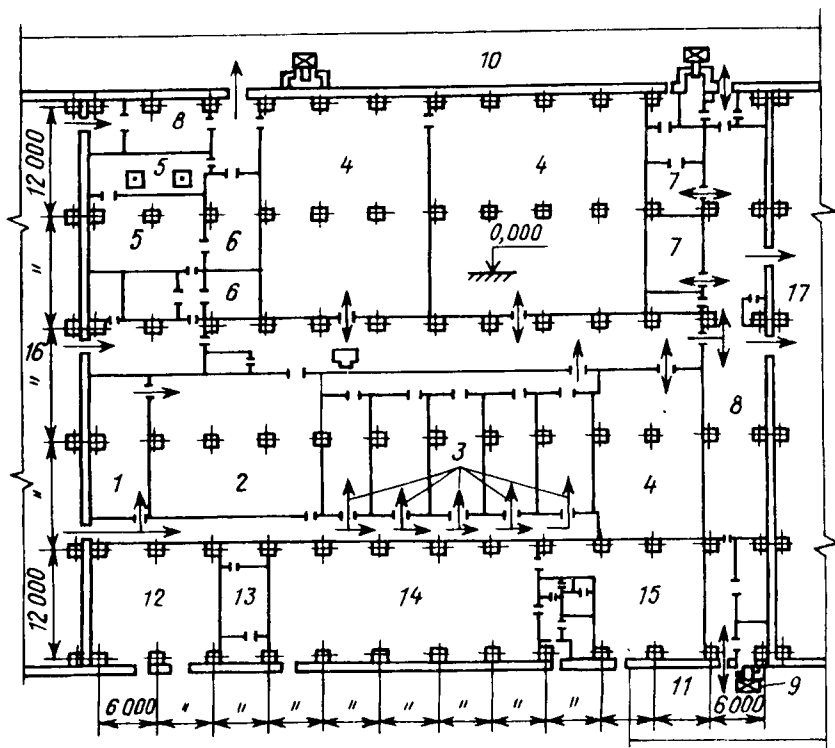


Рис. 2.4. Планировка холодильника мясокомбината:

1 — камера охлаждения; 2 — камера хранения охлажденного мяса; 3 — камеры замораживания; 4 — камеры хранения мороженого мяса; 5 — помещения для замораживания и упаковки блочного мяса и субпродуктов; 6 — камеры замораживания субпродуктов; 7 — камеры некондиционных грузов; 8 — экспедиция; 9 — весы; 10 — железнодорожная платформа; 11 — автомобильная платформа; 12 — трансформаторная подстанция; 13 — помещение КИП; 14 — машинное отделение; 15 — аппаратное отделение; 16 — мясожировой корпус; 17 — мясоперерабатывающий корпус

ков выполняют с сеткой колонн 6×12 , 6×18 м с высотой, кратной 1,2 м, но не менее 6 м от пола до низа балки.

Ко второму пути можно отнести сокращение площади вспомогательных помещений, что позволяет повысить коэффициент использования площади холодильника; особое значение имеет рациональное использование дорогостоящего изолированного контура холодильника. Например, коридоры, необходимые для осуществления транспортно-складских операций, могут занимать значительную долю изолированного контура при большом количестве отдельных помещений. Чаще всего коридоры используют в одноэтажных холодильниках. На рис. 2.5 дана планировка главного корпуса холодильника, состоящего из двух блоков: одноэтажного блока собственно холодильника вместимостью 5000 т с сеткой колонн 6×12 м и одно- двухэтажного блока подсобно-

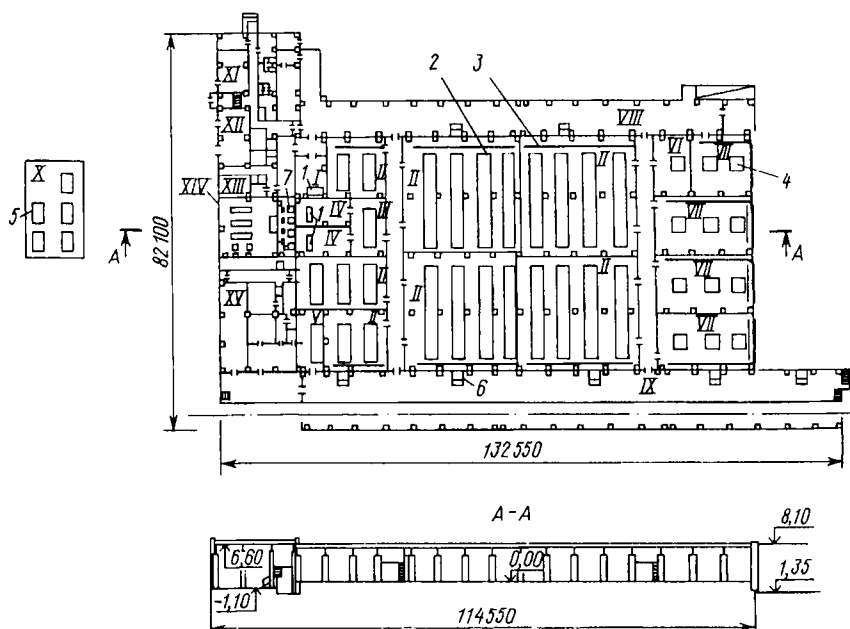


Рис. 2.5. Планировка холодильника вместимостью 5000 т:

I — камера замораживания и хранения фасованного масла; *II* — камеры хранения мороженных грузов; *III* — помещение для погрузочно-разгрузочных работ; *IV* — камеры домораживания; *V* — камера хранения дефектных грузов; *VI* — экспедиция; *VII* — универсальная камера; *VIII* — крытая автомобильная платформа; *IX* — закрытая железнодорожная платформа; *X* — открытая площадка с конденсаторами и насосной станцией; *XI* — механическая мастерская; *XII* — трансформаторная подстанция; *XIII* — помещение КСЦ; *XIV* — машинное отделение; *XV* — помещение для зарядки аккумуляторов; *1* — постаментные воздухоохладители; *2* — потолочные батареи; *3* — пристенные батареи; *4* — подвесные воздухоохладители; *5* — испарительные конденсаторы; *6* — стационарные весы

вспомогательных помещений. В первом находятся камеры замораживания *I* и домораживания *IV*; камеры хранения *II*, *VI*; экспедиция *V* и другие помещения с выходами в транспортные коридоры, связывающие их с железнодорожной *VIII* и автомобильной *VII* платформами для приема и выдачи грузов. В блоке подсобно-вспомогательных помещений расположены: механическая мастерская *XI*, машинное отделение *XI* и другие.

Площадь холодильника используется лучше, если уменьшаются количество камер и увеличиваются их размеры. Поэтому появились одноэтажные холодильники, имеющие планировку без коридоров, с выходом из производственных помещений *1* и *2* непосредственно на обе платформы *3* и *4*, как это показано на рис. 2.6. В таких случаях платформы нередко выполняют не только закрытыми, но и охлаждаемыми, с поддержанием в них температуры $-10...-12$ °С. Укрупнение площади отдельных помещений (и уменьшение их числа), естественно, приводит к упрощению пла-

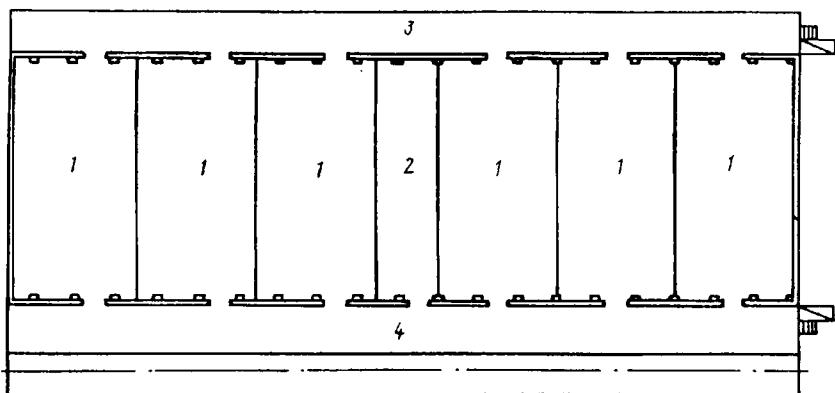


Рис. 2.6. Бескоридорная планировка одноэтажного холодильника:

1 и 2 — производственные помещения; 3 и 4 — платформы

нировок. Известны примеры создания одноэтажных, большой вместимости, как правило, высотных холодильников, состоящих всего из одной камеры хранения, например, холодильник вместимостью 15 000 т в США, современный роботизированный холодильник вместимостью 9450 т во Франции.

Важным при выполнении планировок является вопрос о месте размещения лифтов и лестничных клеток в многоэтажном холодильнике. Возможны два вида расположения лифтов: внутреннее и внешнее. На рис. 2.7 показан первый этаж первой очереди Московского холодильника № 12 с внутренним (центральным) расположением лифтов. При этом сокращаются пути пробега транспортных механизмов и обеспечивается более высокая маневренность лифтов, поскольку они одинаково успешно могут обслуживать обе платформы. Однако в небольших зданиях значительно возрастает относительная роль площади, занятой вспомогательными помещениями в контуре холодильника, что сильно понижает коэффициент использования площади. В связи с этим внутреннее расположение лифтов может оказаться оправданным только для очень крупных холодильников. Желание улучшить использование площади при внутреннем расположении лифтов иногда приводит к отказу от вестибюлей на этих холодильниках, как это было сделано, например, в старом корпусе холодильника Ленинградского хладокомбината № 6, где установлены лифты, имеющие в верхних этажах двусторонние выходы непосредственно в низкотемпературные камеры хранения, а в первом этаже — в экспедицию. Вследствие этого при открытых дверях возникает значительная циркуляция воздуха: теплый наружный воздух проходит через экспедицию, поднимается в лифтовые шахты и лестничные клетки и здесь соприкасается с холодными поверхностями, граничащими с низкотемпературными помещениями хо-

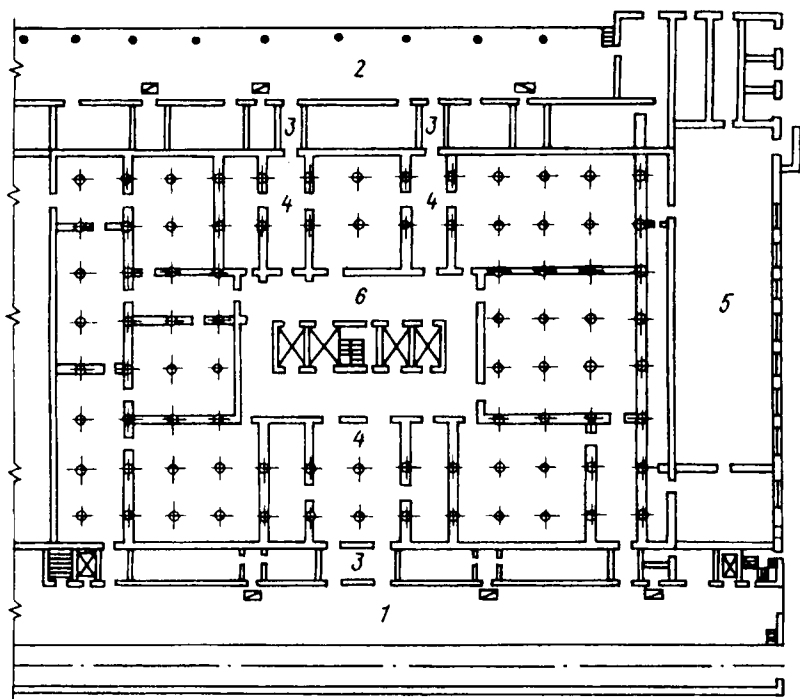


Рис. 2.7. Планировка первого этажа Московского холодильника № 12:

1 — железнодорожная платформа; 2 — автомобильная платформа; 3 — тамбур; 4 — вестибюль-экспедиция; 5 — машинное отделение; 6 — вестибюль

лодильника, в результате чего влага из воздуха конденсируется на поверхностях ограждений; спускающийся из камер по лифтовым шахтам холодный воздух усиливает охлаждение поверхностей. Из-за выпадения влаги поверхности лифтовых шахт и лестничные клетки обмерзают.

Чтобы не вызывать таких нежелательных процессов, в планировке, показанной на рис. 2.7, во всех этажах предусмотрены вестибюли 6, окружающие лифтовые шахты, а экспедиции 4 на первом этаже отделены от платформы тамбурами 3, представляющими собой температурные и влажностные шлюзы. Надежной защитой от проникновения теплого воздуха является устройство у дверей воздушной завесы, которая совершенно не препятствует движению транспорта и проходу людей. При внешнем расположении лифтовых шахт и лестничных клеток проще устранить проникновение в холодильник теплого наружного воздуха. Однако при этом лифты обслуживают главным образом ту платформу, на которую они выходят (рис. 2.8). Достоинством внешнего расположения лифтов оказывается и то, что лестничные клетки получают естественное освещение.

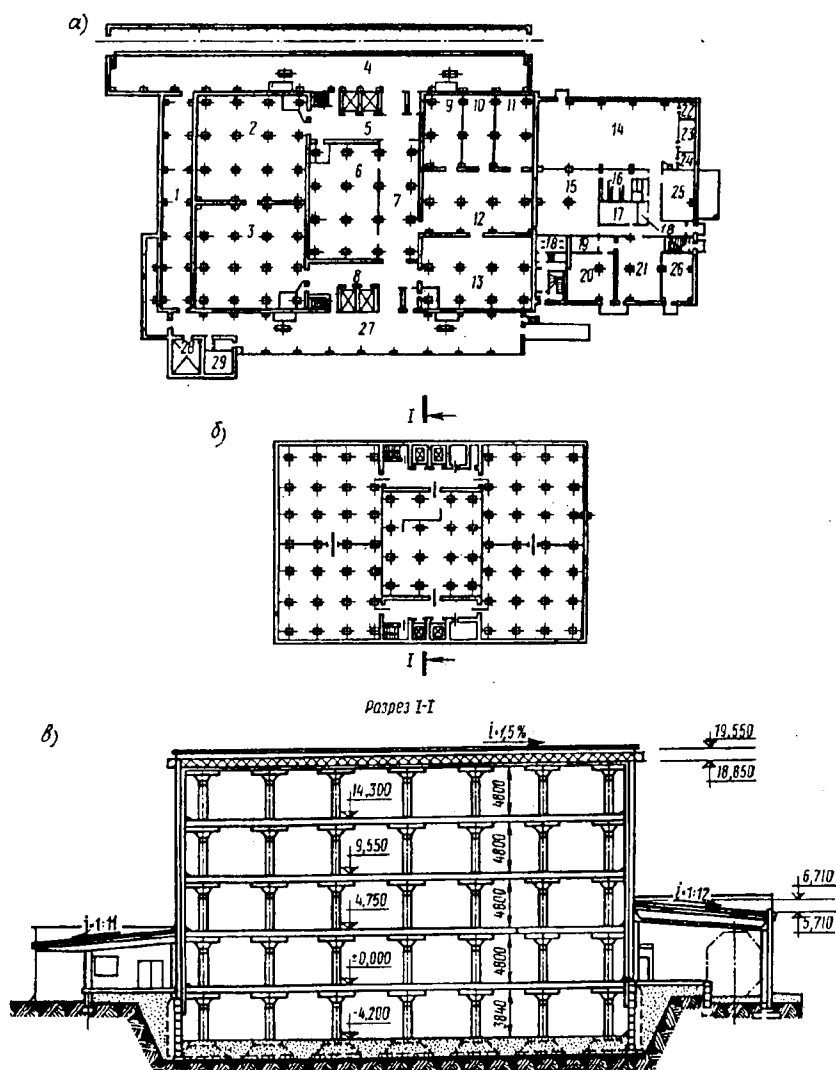


Рис. 2.8. Многоэтажный распределительный холодильник вместимостью 10 000 т:
а — план 1-го этажа; б — план 2-4-го этажей и подвала; в — разрез;

1 — коридор; 2 и 3 — универсальные камеры; 4 — железнодорожная платформа; 5 и 8 — вестибюли; 6 и 13 — камеры хранения охлажденного мяса; 7 — коридор; 9–11 — камеры замораживания; 12 — помещение для загрузочно-разгрузочных работ; 14 — машинное отделение; 15 — материальный склад; 16 — гардероб; 17 — тепловой пункт; 18 — кладовая; 19 — электролитное отделение; 20 — зарядная станция; 21 — помещение для электропозрузчиков; 22 — лаборатория; 23 — помещение КИПиА; 24 — комната механика; 25 — щитовое отделение; 26 — механическая мастерская; 27 — автомобильная платформа; 28 — моечная инвентаря; 29 — комната кладовщиков

Наружные лифты прежде располагали так, что их шахты выступали за контур здания, занимая часть платформы. При таком их расположении часть ширины платформы не могла быть достаточно эффективно использована. В современных проектах наружные лифты размещают в контуре здания, подобно показанному на рис. 2.8. Несомненно, все помещения, для которых не требуется поддержание низких температур, целесообразно выносить из контура холодильника в пристройки, имеющие сравнительно легкие строительные конструкции в связи с небольшими удельными нагрузками на пол. Такие пристройки можно выполнять одноэтажными или двухэтажными. Как правило, в пристройке к холодильнику располагается и машинное отделение так, как это показано в плане, например, на рис. 2.5, 2.7, 2.8, а также другие подсобные и бытовые помещения.

Третьим путем является применение прогрессивных технологических процессов и интенсивного технологического оборудования, что позволяет сократить время технологических операций и существенно уменьшить необходимую площадь основных производственных помещений, как это следует из выражения (2.8 а).

3. Планировка должна обеспечить эффективную работу предприятия в основном путем уменьшения теплопритоков в охлаждаемые помещения и организации эффективной транспортно-складской системы.

Уменьшение теплопритоков может быть достигнуто прежде всего сокращением площади поверхности наружных ограждающих конструкций здания. Так как из всех геометрических тел прямоугольной формы наименьшую наружную поверхность, при сохранении того же самого объема, имеет куб, то совершенно естественна существовавшая прежде тенденция к строительству многоэтажных холодильников, по форме приближающихся к кубу. Однако при такой форме здания грузовой фронт холодильника нередко оказывался недостаточным, что заставляло несколько вытягивать здание в плане, отступая от отношения сторон 1:1. Для холодильника с развитым грузооборотом и для одноэтажных холодильников это отношение сторон обычно от 2:1 до 5:1 (для портовых).

Для уменьшения теплопритоков целесообразно объединять все охлаждаемые помещения на предприятии в единый «холодный» блок. Если охлаждаемые помещения разбросаны по всему предприятию, то это не только увеличивает теплоприток через их ограждения, но и способствует значительному росту тепловых и энергетических потерь в трубопроводах. Также целесообразно в многоэтажных холодильниках объединять охлаждаемые помещения с одинаковой температурой в температурные отсеки (лучше в вертикальные). Большое внимание должно уделяться уменьшению теплопритоков, проникающих вместе с теплым наружным воздухом через дверные проемы при открывании дверей. Как уже

отмечалось выше, средствами борьбы с этими притоками могут быть тамбуры (шлюзовые помещения) и воздушные завесы у дверей. Уменьшение влажности воздуха в коридорах и вестибюлях имеет значение и для исправной работы дверей в охлаждаемых помещениях. При высокой влажности воздуха могут происходить конденсация и замерзание влаги на поверхностях ограждений в вестибюлях и коридорах, в том числе и на дверях, что нередко приводит к примерзанию их в закрытом положении. Теперь на холодильниках применяют двери с электрическим обогреванием периметра дверного проема. В коридорах и вестибюлях воздух нередко осушают, охлаждая его в воздухоохладителях, на поверхности которых осажается влага. Эти воздухоохладители устанавливают под потолком указанных помещений.

В настоящее время большое значение имеют удешевление грузовых работ и уменьшение затрат ручного труда. Это и обуславливает тенденцию к постройке главным образом одноэтажных холодильников, на которых представляются значительно большие возможности для широкого применения средств механизации грузовых работ, несмотря на увеличение (до 30–40 %) теплопритоков в связи с относительным ростом наружной поверхности холодильника.

Основной предпосылкой для организации эффективных транспортно-складских операций является пакетирование грузов. Пакеты грузов формируют, используя стандартные плоские поддоны размерами 1200×800 мм (для продуктов в упаковке), стоечные (ящичные) поддоны (для продуктов без упаковки), специализированную тару и контейнеры. На производственных и распределительных холодильниках при высокой кратности грузооборота, как показывает зарубежный опыт, целесообразно применять стеллажи, позволяющие максимально использовать площадь и объем камер. Различают два типа многоярусных стеллажей: для неподвижного и подвижного (гравитационные стеллажи) хранения. Стеллажи первого типа обеспечивают доступ к каждому пакету груза, но требуют проезда шириной до 3 м. В результате стеллажи занимают приблизительно 30 % от общей площади камеры. Гравитационные стеллажи обеспечивают движение пакетов груза по принципу «первый на хранение — первый на отгрузку», что важно при хранении скоропортящихся грузов. Стеллажи загружают с одного конца, размещая пакеты на роликовых дорожках. Пакеты под действием собственного веса перемещаются по роликам наклонных дорожек к противоположному концу для погрузки. Стеллажи такого типа обеспечивают максимальное использование вместимости камер, занимая приблизительно 70 % площади. Кроме того, стеллажи могут быть частью несущей конструкции здания холодильника (см. рис. 1.3).

Чтобы создать направленное поточное движение грузов, необходимо предусмотреть возможность разъезда встречных транспортных средств. С этой целью предусматривают ширину коридоров

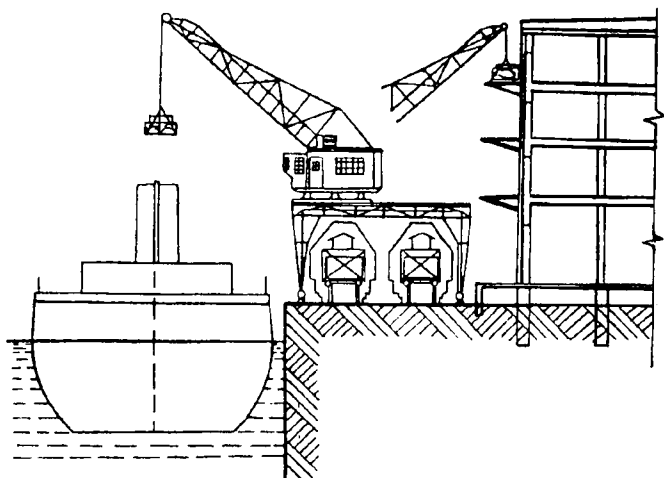


Рис. 2.9. Схема механизации перемещения грузов с судна на балкон портового холодильника

4–6 м, автомобильных платформ 7–9 м, железнодорожных платформ 7,5 и 12 м.

Для въезда на платформы транспортных средств (погрузчиков) и ручных тележек устраивают пандусы (наклонные спуски), а для передвижения людей — лестницы. Грузы взвешивают на весах, устанавливаемых примерно через каждые 20 м фронта платформы.

Применение различных средств механизации загрузочно-разгрузочных работ должно учитываться при выполнении планировки. Так, в портовых или рыбных производственных многоэтажных холодильниках суда разгружаются и загружаются нередко при помощи порталных кранов. В таких случаях целесообразно направлять грузы непосредственно на верхние этажи, минуя первый. Для этого на этажах устраивают балконы (консольные площадки) для приема грузов, подаваемых краном. Через балконы груз попадает в вестибюль данного этажа. Балконы должны быть смещены относительно друг друга, чтобы верхний балкон не препятствовал опусканию груза на нижележащий (рис. 2.9).

В некоторых холодильниках применяют наклонные спуски, машины непрерывного транспорта (конвейеры, рольганги, транспортеры), которые также влияют на планировку этих предприятий.

В связи с широким применением механизмов (штабелеукладчиков, электрокар и т. п.) на современных холодильных предприятиях предусматривают специальные помещения для их обслуживания.

4. Планировка должна учитывать особенности принятой системы охлаждения.

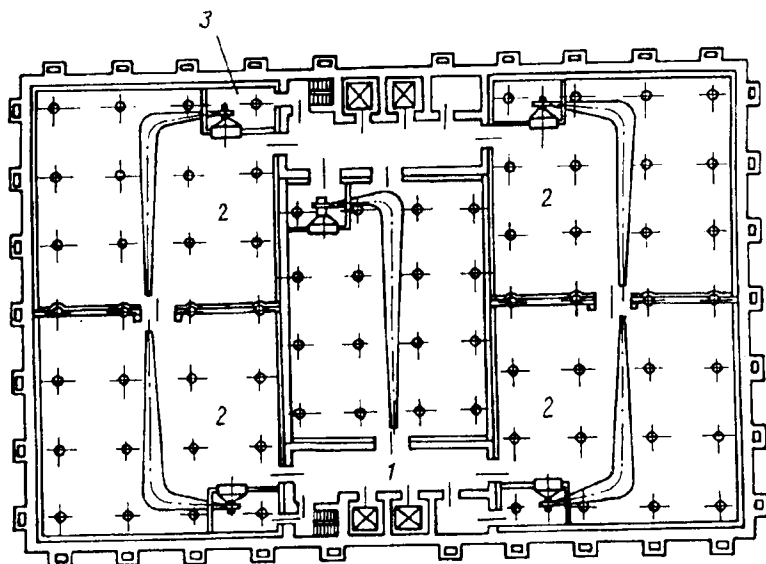


Рис. 2.10. Планировка этажа здания с воздушным охлаждением:
1 — вестибюль; 2 — камеры хранения; 3 — помещения для воздухоохладителей

В некоторых частных случаях выбранная система охлаждения влияет на планировку охлаждаемых помещений, на определение площади для размещения холодильного оборудования. Например, при использовании некоторых видов воздушного охлаждения часть площади и объема помещений занимают воздухоохладители. На рис. 2.10 показан план этажа с камерами 2, охлаждаемыми при помощи напольных воздухоохладителей, для размещения которых предусмотрены помещения 3, где расположены также вентиляторы и их электродвигатели. Для удобного и независимого от работы склада обслуживания воздухоохладителей, вентиляторов и электродвигателей вход в помещения 3 осуществляется непосредственно из вестибюля 1. В одноэтажных холодильниках можно располагать воздухоохладители, не занимая полезную площадь. Так, на рис. 2.11 воздухоохладители 5 и вентиляторы 4 размещены в помещениях 3 (так называемых технических коридорах) над грузовыми коридорами 1, которые могут иметь меньшую высоту, чем охлаждаемые помещения 2. Под балками 7 проходит воздуховод 8 с соплами 6.

5. Планировка должна отвечать требованиям правил техники безопасности и пожарной безопасности.

6. Планировка должна обеспечить возможность расширения предприятия (если таковое обусловлено заданием на проектирование).

При строительстве холодильного предприятия в несколько очередей его расширяют обычно путем пристройки к зданию первой

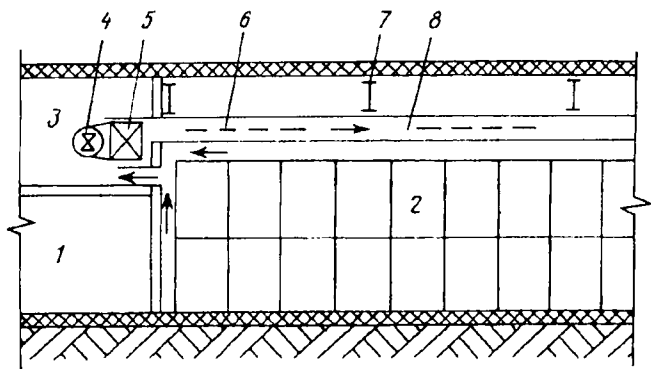


Рис. 2.11. Разрез одноэтажного холодильника с воздушным охлаждением:

1 — коридор; 2 — камера; 3 — технический коридор; 4 — вентилятор;
5 — воздухоохладители; 6 — сопла; 7 — балки; 8 — воздуховод

очереди дополнительного корпуса. В этом случае при разработке планировки должна быть намечена сторона, в которую пойдет будущее расширение, с тем, чтобы к этой стороне не примыкали помещения или пристройки. Так, угловое расположение платформ может усложнить такое расширение.

Следует остановиться на одном обстоятельстве, имеющем существенное значение для планировки холодильного предприятия. Во многих случаях требования технологического процесса и необходимость сокращения пути пробега механизмов и высоты подъема грузов определяют размещение низкотемпературных помещений на этаже, пол которого лежит непосредственно на грунте. Большое значение имеют последствия такого расположения помещений и при строительстве одноэтажных холодильников. Особенностью холодильных сооружений при расположении низкотемпературных помещений непосредственно на грунте является то, что в этом случае создаются условия вечной зимы для площади, на которой расположены эти помещения.

На открытом месте (за пределами здания) температура поверхностного слоя грунта изменяется в зависимости от времени года, почти в точности следуя за колебаниями средней температуры наружного воздуха. В более глубоких слоях, по мере удаления от поверхности, сезонные колебания температуры грунта затухают и по фазе все больше отстают от колебаний температуры наружного воздуха. Наконец, на некоторой глубине, не одинаковой для различных географических пунктов, имеется слой грунта, так называемый пояс постоянной температуры, где сезонные колебания температуры уже не наблюдаются. Температура в этом поясе примерно равна среднегодовой температуре в данной местности. Ниже этого слоя начинается постепенное, равномерное повышение температуры вследствие геотермического эффекта. Возрастание тем-

пературы по мере углубления в грунт характеризуется геотермической постоянной, которая в среднем равна одному градусу повышения температуры на каждые 33 м глубины. Такому повышению температуры соответствует весьма небольшая плотность теплового потока из недр земли — всего $0,077 \text{ Вт/м}^2$.

Таким образом, выше пояса постоянной температуры наблюдаются сезонные колебания температуры грунта, и в местностях с положительной среднегодовой температурой воздуха можно установить глубину, на которую опускается в грунт нулевая изотерма. Эта величина называется глубиной промерзания грунта и зависит от климатических особенностей данной местности. В южных районах страны глубина промерзания грунта обычно не превышает 1 м, в районах средней полосы 1,0–1,4 м (в Санкт-Петербурге 1,2 м, в Москве 1,4 м), в северных районах страны 1,6–2,5 м. Наконец, есть районы вечной мерзлоты, где грунт практически не оттаивает и в летнее время.

Подошва фундамента обычных промышленных зданий закладывается, как правило, обычно ниже глубины промерзания грунта (при умеренной ее величине), если грунт в пункте строительства является влажным (мокрый песок, плавун, суглинистые и глинистые грунты и т. п.). Необходимость этого вызвана тем, что при замерзании слоев грунта, содержащих воду, грунт выпучивается вследствие увеличения объема воды при ее отвердевании. При замерзании воды в грунте возникают усилия, примерно на порядок превосходящие значение удельной нагрузки от здания, передаваемой на грунт через подошву фундамента. Поэтому, если грунт под фундаментом начнет промерзать, то возникающих при этом усилий достаточно для того, чтобы «поднять» любое здание. Лед начинает образовываться в щелях и раковинах в грунте, где вода находится под относительно меньшим давлением и, следовательно, имеет более высокую температуру замерзания. Так как давление насыщенного пара над поверхностью льда ниже, чем над водой, то это способствует притоку водяного пара из соседних зон и его конденсации на поверхности образовавшегося льда. В связи с неравномерностью образования льда в отдельных местах под зданием происходит подъем участков грунта, что часто сопровождается неравномерным смещением элементов несущих конструкций здания.

В холодильных сооружениях это явление усложняется. Во-первых, из-за наличия низкотемпературных помещений, расположенных на грунте, последний может промерзнуть не только под фундаментом по периметру здания, как это случается в обычных отапливаемых зданиях, но и под зданием. Во-вторых, если под фундаментом обычных зданий грунт в теплое время года оттаивает, то под холодильными сооружениями все время царит вечная зима, вследствие чего нулевая изотерма постепенно опускается все ниже и ниже, свидетельствуя о промерзании более глубоких слоев грунта (рис. 2.12). Опытные данные говорят о том, что

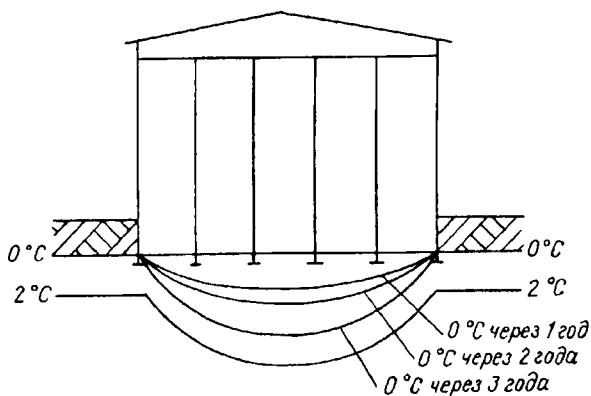


Рис. 2.12. Понижение нулевой изотермы под полом холодильника

в первые годы эксплуатации после постройки нулевая изотерма под холодильником за год опускается примерно на 1 м. Продвижение нулевой изотермы со временем замедляется и прекращается при достижении состояния, характеризуемого равенством между количеством теплоты, отводимой от грунта на изотермической поверхности и подводимой к ней от нижележащих слоев грунта. Промерзание влажного грунта под низкотемпературными помещениями в некоторых отечественных и зарубежных холодильниках привело к выпучиванию полов в нижних этажах, появлению трещин в стенах, колоннах, междуэтажных перекрытиях. Несомненно, что это явление следует учитывать при выполнении планировок и предупреждать его вредные последствия. Надо иметь в виду, что из-за очень малого значения теплового потока, идущего от нижних слоев грунта, практически невозможно защититься от промерзания грунта устройством даже мощного слоя тепловой изоляции. Однако говорить о возможном пучении грунта можно только в случае наличия влаги в грунте и при высоком уровне грунтовых вод. Последствия промерзания более сильно проявляются в мелкодисперсных грунтах (мелком песке, иле, тонкой глине). Не могут вспучиваться сухие грунты (скала, сухая галька, сухой песок и др.). Естественно также, что пучение грунта возможно лишь под помещениями с отрицательными температурами ниже $-2...-3^{\circ}\text{C}$.

Для многоэтажных холодильников целесообразным путем, избавляющим от опасных последствий пучения грунта, является отказ от расположения низкотемпературных помещений непосредственно на грунте; в этом случае низкотемпературные помещения можно размещать на этажах выше первого или устраивать подвалы. Если устраивают подвалы, то в них предусматривают помещения с температурой -2°C и выше. Устройство подвалов под одноэтажными холодильниками, хотя изредка и встре-

чается, не может быть рекомендовано, так как при этом теряется одно из главных преимуществ — возможность больших удельных нагрузок на пол. Не могут быть легкими и строительные конструкции таких холодильников, ставших, по существу, многоэтажными. Одноэтажные холодильники подвержены повреждениям даже в том случае, если фронт промерзания грунта не доходит до подошвы фундамента. Поэтому для их защиты заменяют пучинистый грунт непучинистым и обогревают верхние слои грунта под холодильником различными источниками теплоты.

Широко применяют устройства, защищающие грунт от промерзания путем подогрева пола охлаждаемых помещений. На ряде холодильников применяли так называемые шанцевые полы, представляющие собой полы с системой вентилируемых каналов, которые выполняли из бетонных, асбоцементных, керамических труб с внутренним диаметром 200–300 мм, уложенных на грунт с расстоянием между осями 1–1,5 м. В теплое время года в каналы подается наружный воздух, а в холодное время года (или при высокой влажности наружного воздуха) осуществляется рециркуляция воздуха, для чего воздух, нагнетаемый вентилятором в каналы, предварительно подогревается в воздухоподогревателе (калорифере). Шанцевые полы оказались дорогими и не всегда надежными, в частности, из-за конденсации водяного пара из воздуха, замерзания конденсата, образования ледяных пробок и нарушения циркуляции воздуха.

Широко применяют и электрический подогрев пола, являющийся конструктивно наиболее простым. Электрические нагреватели выполняют из стальных прутков диаметром 8–12 мм, укладываемых с шагом 0,3–0,4 м в бетонную подушку толщиной до 100 мм, лежащую на грунте (рис. 2.13). Концы прутков последовательно сваривают для того, чтобы создать непрерывную электрическую цепь. На образованные таким образом секции подается напряжение 24 или 36 В от трехфазного разделительного понижающего трансформатора. При этом способе температуру в бетонном слое между прутками нагревателей удается автоматически поддерживать не ниже 1–2 °С. Этот способ дешевле шанцевых полов по капитальным затратам, но требует большего расхода электроэнергии, что повышает эксплуатационные расходы. В небольших одноэтажных холодильниках для электрообогрева используют гибкий кабель, уложенный на бетонную плиту и залитый выравнивающим слоем бетона или засыпанный слоем песка. Применение переменного тока напряжением 220 В, отсутствие трансформатора, увеличение $\cos \varphi$ позволяют повысить эффективность такого вида электрообогрева.

В последнее время применяют также обогрев грунта жидким теплоносителем (не замерзающим при –2 °С), подаваемым насосом по трубам (стальным, полиэтиленовым), уложенным в бетонную плиту с шагом 0,5–1, м и нагреваемым источником низ-

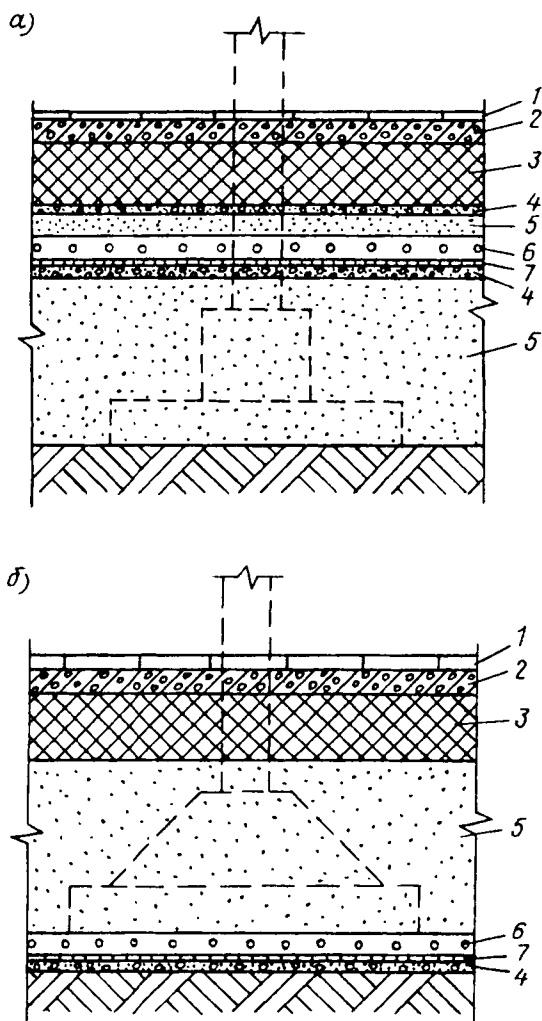


Рис. 2.13. Пол с электрообогревом грунта: а — над фундаментом; б — под фундаментом;

1 — мозаичные бетонные плиты; 2 — железобетонная плита; 3 — теплоизоляция; 4 — бетонная стяжка; 5 — песок; 6 — бетонная подготовка с электронагревателями; 7 — гидроизоляция

копотенциальной бросовой теплоты (например, горячим паром хладагента, конденсирующимся хладагентом). Этот способ экономичен вследствие малых эксплуатационных затрат (рис. 2.14).

Еще одним методом защиты грунта от промерзания является отрыв пола одноэтажного холодильника от земли. Такой холо-

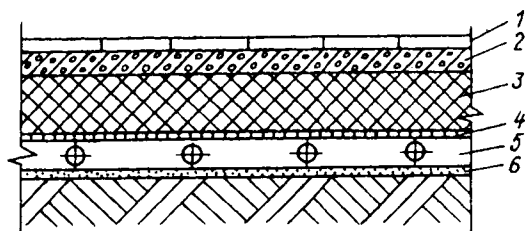


Рис. 2.14. Пол с обогревом жидким теплоносителем:

1 — метлахская плитка; 2 — железобетонная подготовка; 3 — теплоизоляция; 4 — гидроизоляция; 5 — бетонная плита с трубами; 6 — бетонная подготовка

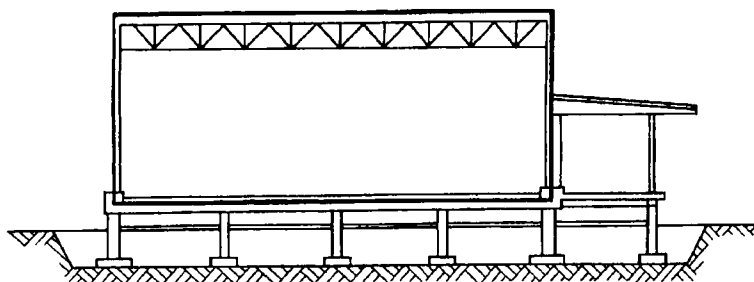


Рис. 2.15. Холодильник с проветриваемым подпольем

дильник строится на низких железобетонных столбиках, и под холодильником образуется проветриваемое подполье высотой 0,9–1,0 м, которое продувается наружным воздухом путем его естественной циркуляции (рис. 2.15). Этот метод характеризуется повышенными капитальными затратами, низкими эксплуатационными расходами, при этом допустимая нагрузка на пол соответствует нагрузке для многоэтажных холодильников.

§ 3.1. НАЗНАЧЕНИЕ ИЗОЛЯЦИИ ОХЛАЖДАЕМЫХ ПОМЕЩЕНИЙ

Наличие теплоизоляционных наружных и внутренних ограждений является важнейшей характерной особенностью охлаждаемых помещений холодильных предприятий, отличающей их от аналогичных конструкций других промышленных зданий. При строительстве холодильного предприятия на создание изоляции приходится 25–40 % стоимости всего сооружения, а на каждую тонну вместимости холодильника расходуется до 0,6 м³ теплоизоляционных материалов, в связи с чем должно быть уделено серьезное внимание правильному выбору изоляционного материала, тщательному проектированию и выполнению изоляционных конструкций ограждений.

Отсутствие изоляции или уменьшение ее термического сопротивления приводят к невозможности поддержания в охлаждаемых помещениях нужных теплового и влажностного режимов, увеличению усушки продуктов, порче хранящихся ценных грузов и увеличению расхода энергии на производство холода. Все это указывает на необходимость внимательного подхода к широкому кругу вопросов, относящихся к изоляции охлаждаемых помещений.

Поскольку в охлаждаемых помещениях поддерживается температура $t_{\text{пм}}$, более низкая, чем температура окружающей наружной среды $t_{\text{н}}$, то между окружающей средой и охлаждаемым помещением существует перепад температур $\Delta t = t_{\text{н}} - t_{\text{пм}}$, а в самом ограждении — температурное поле. Перепад температур является движущей силой теплового потока, проходящего через наружные ограждения внутрь охлаждаемого помещения. Плотность этого теплового потока.

$$q = k_{\text{н}}(t_{\text{н}} - t_{\text{пм}}) = (t_{\text{н}} - t_{\text{пм}})/R_{\text{н}}, \quad (3.1)$$

где $R_{\text{н}}$ — термическое сопротивление наружного ограждения.

Так как температура наружного воздуха обычно значительно выше температуры воздуха охлаждаемого помещения, то и содержание влаги в наружном воздухе оказывается больше, чем содержание влаги в воздухе охлаждаемого помещения. В результате возникают перепад влагосодержаний, или перепад парциальных давлений (упругости) водяного пара $\Delta p = p_{\text{н}} - p_{\text{пм}}$ по обеим сторонам ограждения, и влажностное поле (поле упругости водяного пара) внутри ограждения. Наличие этого перепада давлений вызывает поток водяного пара, который диффундирует через ограждение (рис. 3.1), и плотность этого потока, кг/(м² · с)

$$w = (p_{\text{н}} - p_{\text{пм}})/H_{\text{н}}, \quad (3.2)$$

где $H_{\text{н}}$ — сопротивление ограждения паропроницанию, м² · с · Па/кг.

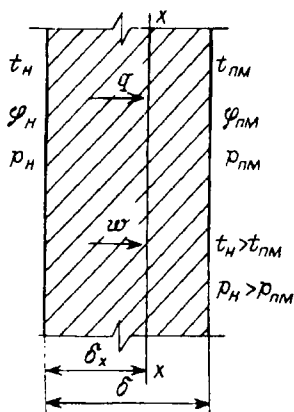


Рис. 3.1. Элемент однородного ограждения охлаждаемого помещения

Полностью исключить потоки теплоты и водяного пара при наличии Δt и Δp невозможно, так как это потребовало бы выполнения ограждений с бесконечно большими сопротивлениями теплопередаче и паропроницанию. Однако, увеличивая в рациональных пределах указанные сопротивления, можно существенно уменьшить проникновение теплоты и водяного пара. Эта задача выполняется с помощью изоляции, которая представляет собой элемент ограждения охлаждаемых помещений или производственного сооружения, обладающий значительным сопротивлением прохождению теплоты и влаги и вследствие этого существенно уменьшающий их проникновение через ограждения.

Проникание в охлаждаемое помещение теплоты и влаги приводит к одному и тому же конечному результату — увеличению тепловой нагрузки на холодильное оборудование, установленное в охлаждаемом объекте. Следовательно, изоляция, уменьшая теплопритоки и влагопритоки, способствует уменьшению расхода энергии на холодильную установку при поддержании заданного режима в охлаждаемом объекте.

Так как для испарения влаги с поверхности продуктов, находящихся в охлаждаемом помещении, необходимо подводить теплоту, то уменьшение теплопритока в помещение способствует сокращению усушки продуктов. Как известно, каждый килоджоуль теплоты, проникающей в помещение с температурой -18°C , где хранятся неупакованные пищевые продукты, вызывает испарение примерно $0,036$ г влаги с их поверхности (а при -10°C — около $0,062$ г на 1 кДж). Таким образом, изоляция, уменьшая теплопритоки, способствует более длительному сохранению качества продуктов, хранящихся в охлаждаемом помещении.

Значение тепловой изоляции состоит еще и в том, что ее наличие позволяет приблизить температуру внутренней поверхности ограждения к температуре воздуха внутри помещения и тем самым значительно уменьшить разность температур $t'_{пм}$ и $t_{пм}$ (рис. 3.2). Плотность теплового потока, проходящего через ограждение, при стационарном тепловом режиме определяется не только по формуле $(t_n - t_{пм})/R_n$, но и по формуле

$$q = \alpha_{пм}(t'_{пм} - t_{пм}) = (t'_{пм} - t_{пм})/R_{пм}, \quad (3.3)$$

где $\alpha_{пм}$ — коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности ограждения к воздуху помещения; $R_{пм}$ — термическое сопротивление теплоотдаче от этой поверхности.

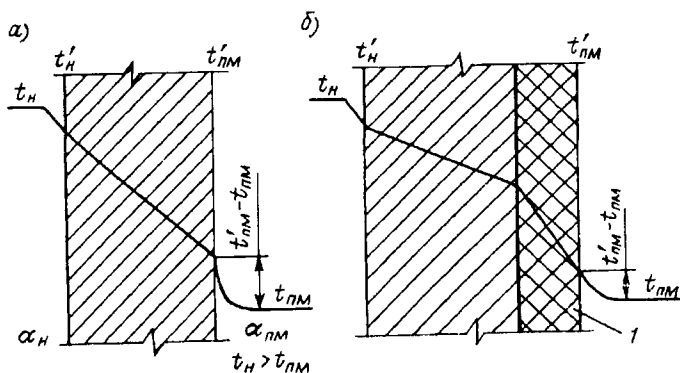


Рис. 3.2. Разности температур у поверхности неизолированного (а) и теплоизолированного (б) ограждений

Тогда

$$(t_H - t_{пм})/R_H = (t'_H - t_{пм})/R_{пм},$$

откуда

$$(t'_H - t_{пм}) = R_{пм} (t_H - t_{пм})/R_H.$$

Как видно из выражения (3.4), при заданных t_H и $t_{пм}$ и при неизменном термическом сопротивлении теплопередаче $R_{пм}$ разность температур $t'_H - t_{пм}$ обратно пропорциональна общему термическому сопротивлению ограждения. Поэтому на рис. 3.2, б, где показано ограждение, изолированное слоем теплоизоляционного материала 1, разность температур у внутренней поверхности ограждения значительно меньше, чем у поверхности того же ограждения, но неизолированного (рис. 3.2, а). Большая разность температур между внутренней поверхностью и воздухом в помещении создает усиленную циркуляцию воздуха у ограждений и повышенную усушку грузов, хранящихся вблизи ограждений, а также может привести к отеплению этих грузов в летнее время или к их подмораживанию в зимнее время при $t_H < t_{пм}$. Подмораживание грузов также может происходить при недостаточной изоляции внутренних ограждений, отделяющих низкотемпературные помещения от помещений, в которых хранятся охлажденные продукты при более высоких температурах.

Большая разность температур на поверхности ограждений может быть причиной конденсации влаги на поверхности с теплой стороны, поскольку возможно понижение температуры именно этой поверхности ниже температуры точки росы окружающего воздуха.

В соответствии с изложенным изоляция представляет собой единство (сочетание) теплоизоляционного материала, пароизоляционного (гидроизоляционного) материала и несущей конструкции. В связи с этим необходимо ознакомиться с каждой из этих трех составляющих изоляции холодильных сооружений.

§ 3.2. СВОЙСТВА ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

Изоляция ограждений холодильных сооружений работает в тяжелых условиях прежде всего из-за непрерывных изменений температуры и влажности наружного воздуха, переменного воздействия солнечной радиации, ветра и атмосферных осадков. Потоки теплоты и влаги не только изменяются по значению, но иногда (при относительно высоких температурах в помещениях) и по направлению. Особенностью условий эксплуатации холодильной изоляции является возможность конденсации водяного пара на поверхности ограждения или внутри изоляции, а в некоторых случаях и замерзания выпавшей влаги. В этих условиях необходимо, чтобы теплоизоляционные материалы не только имели хорошие первоначальные свойства, но и по возможности сохраняли их в процессе эксплуатации. По этой причине теплоизоляционные материалы должны обладать определенными свойствами, позволяющими изолированным ограждениям успешно выполнять свои функции в течение длительного срока.

1. Основное свойство, которым должен обладать теплоизоляционный материал, — это низкая способность проводить теплоту, характеризующаяся соответственно малым значением теплопроводности λ . В определенной степени указанное свойство предполагает малую объемную массу материала ρ_m . Связь между двумя величинами объясняется тем, что характерной особенностью структуры теплоизоляционных материалов является высокая пористость. Можно сказать, что каждый теплоизоляционный материал состоит из каркаса твердого вещества, образующего оболочку пор (ячеек, капилляров), и воздуха (или другого газа), заполняющего объем пор. В связи с такой неоднородностью структуры теплоизоляционных материалов, их характеристикой является не плотность, а объемная масса, представляющая собой массу единицы объема.

Если обозначить через $\rho_{\text{кар}}$ плотность оболочки пор (каркаса) изоляционного материала и пренебречь массой газа в порах материала, то можно написать $V_m \rho_m = V_{\text{кар}} \rho_{\text{кар}}$. Основанием для сделанного допущения является то, что плотность минералов составляет $2400 - 3000 \text{ кг/м}^3$, органических материалов $1450 - 1650 \text{ кг/м}^3$, а плотность газов при нормальных условиях $1 - 2 \text{ кг/м}^3$. Тогда относительная доля M объема каркаса $V_{\text{кар}}$ в общем объеме материала V_m будет $M = V_{\text{кар}} / V_m = \rho_m / \rho_{\text{кар}}$, а пористость P , или

относительный объем пор в материале, может быть определена по выражению $\Pi = 1 - \rho_m / \rho_{\text{кар}}$, или $\Pi = (\rho_{\text{кар}} - \rho_m) / \rho_{\text{кар}}$. Пористость теплоизоляционных материалов колеблется от 50 % у материалов с относительно высокой объемной массой до 99 % у материалов с низкой объемной массой.

Благодаря пористой структуре изоляционных материалов их теплопроводность определяется значениями последней для воздуха (или газа) внутри пор, обладающего весьма низкой теплопроводностью, и вещества каркаса. Так сухой неподвижный воздух при нормальных условиях имеет теплопроводность $\lambda = 0,023 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; у газообразного диоксида углерода $\lambda = 0,014 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; у перегретого пара R11 $\lambda = 0,008 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$, а у R12 $\lambda = 0,009 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; теплопроводность оболочек пор находится в интервале от 2,3–5,8 Вт/(м · К) для естественных минералов и растительных волокон и до 10,5–419 Вт/(м · К) для металлов. Теплопроводность материалов, применяемых для тепловой изоляции, в зависимости от вышеуказанного соотношения находится в пределах 0,015–0,35 Вт/(м · К).

Нормативные документы рекомендуют в качестве тепловой изоляции помещений с отрицательными температурами материалы, имеющие $\rho \leq 200 \text{ кг/м}^3$ и $\lambda \leq 0,06 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ при температуре 25 °С.

В применении к пористым теплоизоляционным материалам термин теплопроводность носит условный, т. е. эквивалентный, характер, поскольку в них наблюдается не только чистая теплопроводность, как в однородных твердых телах. В действительности в пористых телах теплота передается всеми тремя способами: теплопроводностью, конвекцией и лучеиспусканием. Теплота передается теплопроводностью как по материалу каркаса, так и через газ — наполнитель, в то время как в конвективном обмене участвует только газ, заключенный внутри пор, а радиационный теплообмен осуществляется между поверхностями пор. Существенную роль в общем процессе передачи теплоты в пористых телах играет конвективный теплообмен. Его относительное значение возрастает с увеличением размера пор. Как видно из табл. 3.1, при росте диаметра пор до 0,5 и даже до 1 мм не происходит значительного увеличения теплопроводности; при наличии

Т а б л и ц а 3.1. Условная теплопроводность воздуха, Вт/(м · К), в порах материала в зависимости от размера пор

Температура, °С	Диаметр пор, мм					
	0	0,1	0,5	1,0	2,0	3,0
0	0,0236	0,0241	0,0257	0,0277	0,0317	0,0440
100	0,0306	0,0316	0,0357	0,0408	0,0511	0,0819

в материале пор до 3 мм теплопроводность воздуха вырастает почти в два раза. Конвекция усиливается, если поры соединяются друг с другом, образуя сквозные каналы, в которых создается высокая подвижность воздуха. Поэтому менее теплопроводны материалы с мелкими замкнутыми порами. В то же время такие материалы могут характеризоваться относительно высокой долей радиационного теплообмена.

Различие значений теплопроводности некоторых материалов в разных направлениях объясняется анизотропностью свойств этих материалов. Так, теплопроводность дерева вдоль волокон почти вдвое больше, чем поперек волокон. При очень мелких порах материал по своей структуре приближается к однородному телу, в этом случае теплопроводность по оболочкам приобретает большое значение. Это означает, что материалы должны иметь свои оптимальные размеры пор и оптимальную объемную массу, которым соответствует минимальная для данного материала теплопроводность. Такого рода закономерность наблюдается, например, при укладке сыпучих или волокнистых материалов при различной степени их уплотнения. Если материал уложен недостаточно плотно, то возрастает конвективный и радиационный теплообмен, что приводит к повышению теплопроводности.

Влиянием конвекции и лучеиспускания в процессе передачи теплоты через теплоизоляционный материал объясняется возрастание теплопроводности с повышением температуры. На это указывают и данные табл. 3.1, по которым можно судить и о том, что в крупных порах теплопроводность воздуха растет при повышении температуры значительно быстрее. Повышение температуры вызывает и рост радиационного теплообмена, поскольку излучение пропорционально четвертой степени абсолютной температуры. Однако, как следует из опытных данных, теплопроводность теплоизоляционных материалов находится примерно в линейной зависимости от температуры, т. е.

$$\lambda = \lambda_0(1 + bt), \quad (3.5)$$

где λ_0 — теплопроводность при 0 °C; b — температурный коэффициент теплопроводности материала, K⁻¹.

Коэффициент b для различных материалов составляет $(2+4) \times 10^{-3}$ K⁻¹, а потому теплопроводность теплоизоляционных материалов соответственно изменяется от 20 до 40 % на каждые 100 K повышения или понижения температуры. Для низкотемпературных установок это свойство материалов оказывается весьма положительным.

2. Теплоизоляционные материалы должны обладать малой гигроскопичностью и малым водопоглощением. Гигроскопичностью называется свойство материалов поглощать (сорбировать) водяной пар, а водопоглощением — поглощать капельно-жидкую воду. Этими свойствами различные материалы обладают

в разной степени, но в результате их проявления влажность материалов возрастает.

Влажность материала характеризуется содержанием в нем химически не связанной воды. Численное значение влажности зависит от выбора количественной единицы измерения. Различают массовую и объемную влажность материала. Массовая влажность материала может быть отнесена к массе сухого или к массе влажного материала.

Экспериментально влажность определяют высушиванием навески материала массой не менее 5 г в сушильном шкафу при температуре 105–110 °С. При достижении образцом постоянной массы его высушивание прекращают.

Если массу образца влажного материала до сушки обозначить $g_{м. в.}$, а массу образца после высушивания — $g_{м. с.}$, то масса влаги $g_{в.}$, содержащейся в материале, определится так: $g_{в.} = g_{м. в.} - g_{м. с.}$. Массовая влажность, отнесенная к массе сухого материала,

$$x = g_{в.}/g_{м. с.} = (g_{м. в.} - g_{м. с.})/g_{м. с.}, \quad (3.6)$$

а массовая влажность, отнесенная к массе влажного материала,

$$\xi = g_{в.}/g_{м. в.} = (g_{м. в.} - g_{м. с.})/g_{м. в.}. \quad (3.7)$$

Для пересчета из одного вида задания влажности в другое выражение (3.6) можно представить в виде $x = g_{в.}/(g_{м. в.} - g_{в.})$ и разделить числитель и знаменатель дроби на $g_{м. в.}$. Тогда

$$x = \xi/(1 - \xi) \quad \text{и} \quad \xi = x/(1 + x).$$

Из выражения (3.7) следует, что ξ может изменяться в пределах от 0 до 1, а x , как это следует из формулы пересчета, ограничен пределами 0 и ∞ . Для сопоставления приведены значения влажности, отнесенной к массе сухого материала, соответствующие некоторым значениям влажности, отнесенной к массе влажного материала:

$\xi, \%$	0	25	50	75	100
$x, \%$	0	33	100	300	∞

Объемной влажностью материала называется отношение объема влаги, содержащейся в образце материала, к объему самого образца. В этом определении вся влага независимо от того, в каком агрегатном состоянии она находится в материале, считается по объему капельной воды. Кроме того, предполагается, что при поглощении воды объем материала не изменяется.

Объем, m^3 , занимаемый влагой в материале, $V_{в.} = g_{в.}/\rho_{в.} = g_{в.}/1000$, а объем, занимаемый образцом материала, $V_{м.} = g_{м. с.}/\rho_{об. м. с.}$.

Тогда объемная влажность

$$\omega = V_{в.}/V_{м.} = g_{в.}\rho_{об. м. с.}/(1000 g_{м. с.}) = x\rho_{об. м. с.}/1000. \quad (3.8)$$

Из выражения (3.8) следует, что численное значение объемной влажности ω для материалов с объемной массой до 1000 кг/м^3 всегда меньше численного значения массовой влажности x и разница между этими величинами тем больше, чем легче материал.

Поглощение влаги материалом ведет, прежде всего, к увеличению теплопроводности материала. Объясняется это тем, что вода может занимать в материале часть объема ячеек и пор, вытесняя из них газ. Так как теплопроводность воды $\lambda = 0,58 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ примерно в 25 раз больше теплопроводности неподвижного воздуха, то наличие воды в материале вызывает существенное повышение теплопроводности теплоизоляционного материала. При низких температурах вода в порах материала может замерзнуть, что приведет к еще большему возрастанию теплопроводности материала, так как теплопроводность льда $\lambda = 2,2 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ почти в 100 раз больше теплопроводности неподвижного воздуха.

Зависимость теплопроводности материала от объемной влажности может быть выражена эмпирической формулой

$$\lambda = \lambda_0 + \Delta\lambda\omega,$$

где λ_0 — теплопроводность материала в воздушно-сухом состоянии; $\Delta\lambda$ — приращение теплопроводности на каждый процент увеличения объемной влажности; ω — объемная влажность, %.

Приращение $\Delta\lambda$ для органических материалов при положительных температурах принимают равным $3,5 \cdot 10^{-3}$, а при отрицательных температурах — $4 \cdot 10^{-3} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; для неорганических материалов — соответственно $2,3 \cdot 10^{-3}$ и $3,5 \cdot 10^{-3} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$.

Содержащий влагу изоляционный материал может подвергаться гниению, в нем могут образовываться грибки и плесени, что приводит к разрушению материала и сокращению срока его службы.

3. Теплоизоляционные материалы должны быть температуростойкими и морозостойкими. Это значит, что материалы не должны становиться хрупкими при низких температурах и, кроме того, должны сохранять прочность и эластичность каркаса, подвергаясь многократному замораживанию и оттаиванию в увлажненном состоянии, т. е. при наличии воды в порах. Увеличение объема воды при ее замерзании в порах материала не должно вызывать образование трещин в материале или его разрушения.

4. Теплоизоляционные материалы должны быть негорючими или обладать возможно меньшей горючестью.

5. Теплоизоляционные материалы должны быть химически инертными по отношению к материалам, с которыми они могут контактировать в изоляционной конструкции, например, не вызывать коррозию стальных стенок аппарата, на наружную поверхность которого наложен теплоизоляционный слой данного материала.

6. Теплоизоляционные материалы не должны иметь запаха и воспринимать его. Это свойство существенно для пищевых пред-

приятий, поскольку многие скоропортящиеся пищевые продукты легко воспринимают различные запахи, что ухудшает их качество. Некоторые продукты (например, рыба) сами обладают запахом, который может быть воспринят теплоизоляционным материалом и передан другим продуктам, которые впоследствии будут храниться в этом помещении.

7. Теплоизоляционные материалы должны быть защищены от грызунов и не привлекать их. Грызуны не только портят изоляцию и хранящиеся продукты, но и способствуют распространению заразных заболеваний.

8. Теплоизоляционные материалы должны обладать достаточной механической прочностью, чтобы выдерживать воздействия, неизбежные при транспортировке, укладке и эксплуатации (нагрузка от продуктов, загрузочно-разгрузочных средств, удары, вибрация).

9. Теплоизоляционные материалы должны легко обрабатываться (резаться, пилиться и т. д.) обычными режущими инструментами.

10. Теплоизоляционные материалы должны обладать приемлемыми экономическими показателями. При прочих удовлетворительных свойствах высокая стоимость материала или его малые ресурсы ограничивают возможность применения такого материала.

Материалов, обладающих всеми перечисленными свойствами, пока не существует. Как правило, теплоизоляционные материалы выбирают не только с учетом их положительных и отрицательных качеств, но и с учетом реальной возможности получения материала на месте строительства, а также значимости и назначения объекта.

Правильно выбирать материалы для тепловой изоляции помогает классификация их по отдельным характерным признакам.

По происхождению или исходному сырью материалы делят на две группы: органического и неорганического происхождения (минералы, металлы). В каждой из групп материалы могут быть естественными или искусственными. Материалы органического происхождения, за исключением некоторых искусственных, как правило, гигроскопичны и влагоемки, вследствие чего они могут гнить, плесневеть. В большинстве случаев они горючи.

Следует учитывать и температурную область, внутри которой может быть применен данный теплоизоляционный материал. По этому признаку все материалы можно разделить на две группы.

Материалы для низких температур (область отрицательных температур и в интервале 60–130 °C). В области низких температур некоторые материалы становятся хрупкими. У верхнего температурного предела могут изменяться структура и механические свойства ряда материалов в результате размягчения вязких связующих (битума, смол), обугливания органических веществ и т. п.

Материалы для высоких температур (80–400 °C). Эти материалы применяют на теплоэлектростанциях, в промышленных теп-

ловых установках, тепловых коммуникациях. Для этого температурного интервала используют главным образом материалы неорганического происхождения.

По внешнему виду или способу применения в изоляционной конструкции теплоизоляционные материалы классифицируют следующим образом.

I. Штучные жесткие изделия, имеющие определенные размеры и форму. При выполнении изоляционных работ форму таких изделий обычно не изменяют. Для изоляции плоских поверхностей их изготавливают в виде плит, блоков и кирпичей. Для изоляции криволинейных поверхностей (сосудов цилиндрической формы, трубопроводов) штучные жесткие изделия изготавливают в виде сегментов, брусков с трапециевидным сечением, скорлуп (получилиндрических оболочек). Производят и изделия сложной конфигурации, предназначенные для изоляции фасонных частей трубопроводов (вентилей, тройников, отводов и т. п.).

II. Штучные гибкие изделия, имеющие определенные размеры, но допускающие в некоторой степени изменение формы. Их производят в виде матов, листов, рулонов и шнура. Такие изделия используют для изоляции как плоских, так и криволинейных поверхностей.

III. Сыпучие или засыпные материалы, представляющие собой рыхлую бесформенную массу с произвольным расположением частиц. Материалы могут быть зернистыми (зерна, опилки), порошкообразными и волокнистыми (нити, волокна). Их можно применять для изоляции поверхностей любой формы; при проведении изоляционных работ материал засыпают между двумя стенками, одной из которых является изолируемая поверхность, а другая, вспомогательная, отстоит от нее на необходимую толщину теплоизоляционного слоя и повторяет форму изолируемой поверхности либо выполняется более простой формы.

IV. Материалы, которые в конечном виде получают в самом процессе выполнения теплоизоляционных работ, например, напылением на изолируемую поверхность или заливкой исходной смеси в изолируемое пространство. Благодаря такой технологии получения теплоизоляционного слоя их можно применять для изоляции поверхностей любой конфигурации, даже очень сложной.

Высокоэффективные теплоизоляционные материалы благодаря своей малой объемной массе применяют, прежде всего, в транспортных и других передвижных и малых установках, в устройствах и аппаратах, для которых на первое место выдвигается требование минимальной массы. Так как материалы этой группы обладают малой тепловой инерцией (малым коэффициентом теплоусвоения), их успешно применяют в установках с переменным тепловым режимом (низкотемпературные испытательные камеры, регенеративные теплообменники в криогенных установках). В связи с возрастающим в последние годы производством материалов из искусственных смол с хорошими показателями их все бо-

лее широко используют и на крупных промышленных установках. Большинство высокоэффективных материалов имеет малую механическую прочность. Материалы данной группы можно разделить на следующие подгруппы.

1. Органические искусственные материалы. Очень перспективными материалами этой подгруппы являются пенопласты, получаемые путем вспенивания синтетических смол. Пенопласты имеют мелкие замкнутые поры и этим отличаются от поропластов — тоже вспененных пластмасс, но имеющих соединяющиеся (незамкнутые) поры и поэтому не используемых в качестве теплоизоляционных материалов. В зависимости от рецептуры и характера технологического процесса изготовления пенопласты могут быть жесткими, полужесткими и эластичными с порами необходимого размера; изделиям могут быть приданы желаемые свойства (например, уменьшена горючесть).

Пенопласты делятся на термопластичные, или термообратимые, размягчающиеся при повторных нагреваниях, и термонеplastичные, или термонеобратимые, отвердевающие при первом цикле нагревания и не размягчающиеся при повторных нагреваниях; к первым относятся пенополистиролы (ПС) пенополивинилхлориды (ПХВ), ко вторым — пенополиуретаны (ПУ), а также материалы на основе фенольно-формальдегидных (ФФ), эпоксидных (Э) и кремнийорганических (К) смол.

По виду технологического процесса производства пенопласты подразделяют на формуемые (получаемые прессовым методом) и вспенивающиеся в конструкции (получаемые беспрессовым методом). При прессовом методе порошкообразный полимер с добавленным к нему твердым газообразователем прессуется в виде заготовок в прессформах на гидравлическом прессе под давлением 10–20 МПа и при нагревании до 150–175 °С; при этом пластмасса плавится, а газообразователь разлагается. В качестве газообразователя применяют бикарбонат натрия, карбонат аммония, выделяющие диоксид углерода, а также некоторые вещества, выделяющие азот. В полученной после прессования заготовке газ находится под большим давлением и может диффундировать во внешнюю среду; по этой причине заготовки хранят не больше 1–2 суток. Из заготовок получают плиты и другие изделия путем нагревания заготовок в формах до высокоэластичного состояния (100–120 °С); в этих условиях газ выделяется и вспенивает пластмассу, образуя поры. По этому способу производят изделия из термопластичных пластмасс, имеющих $\lambda = 0,03 \div 0,045$ Вт/(м · К) при объемной массе 40–60 кг/м³.

Беспрессовый способ имеет две основные разновидности. По одной из них получают наиболее легкие пенополистиролы. В качестве газообразователей здесь применяют легкокипящие жидкости (изопентан, хлористый метилен и хладоны), которыми насыщают в автоклавах гранулы полимера (зерна диаметром 0,2–0,5 мм) под давлением. Гранулы можно засыпать в формы (для получения

плит и других изделий) или в пространство между двумя стенками изолируемого объема аппарата, конструкции. При последующем нагревании (водяным паром, в поле тока высокой частоты) до высокоэластичного состояния гранулы вспениваются, расширяясь примерно в десять раз благодаря выделению газа, и склеиваются между собой. Так производят, например, плиты и скорлупы из одного из распространенных пенопластов ПСБ — пенополистирола беспрессового, имеющего $\lambda = 0,047 \div 0,052$ Вт/(м·К) при объемной массе $\rho = 20 \div 40$ кг/м³. Этот материал горит коптящим пламенем. Его можно применять при температурах от минус 80 до 70 °С. Отечественная промышленность выпускает и самозатухающий пенопласт ПСБС.

Пенопласты имеют малую гигроскопичность (1–3 %) и малое водопоглощение (до 20 %), хотя при проверке ПСБС после нескольких лет работы в ограждении холодильника были получены более высокие значения. Предел прочности ПСБС на сжатие 150–500 кПа.

По другой разновидности беспрессового способа получают пенополиуретан. Газообразование в этом методе происходит при смешении в жидком состоянии двух частей композиции во время заливания их в изолируемый объем (например, между двумя стенками конструкции ограждения) или во время нанесения (набрызгиванием, напылением) теплоизоляционного слоя на изолируемую поверхность. Объем исходной смеси при этом увеличивается в 30–40 раз. Смесь напыляют пульверизатором (пистолетом-распылителем), что делает этот способ высокопроизводительным и наиболее технологичным, особенно при изоляции сложных конструкций. За один проход образуется слой толщиной 15–30 мм. Пенополиуретан наносится на поверхность любого материала и хорошо приклеивается к ней. В месте прилегания к изолируемой поверхности образуется плотная пленка, обладающая пароизоляционными свойствами. Наибольшую прочность образовавшийся теплоизоляционный слой приобретает через 24 ч после напыления. Теплопроводность пенополиуретана $\lambda = 0,041 \div 0,058$ Вт/(м·К) при объемной массе 40–200 кг/м³. Пенополиуретаны относятся к сгораемым, но трудно воспламеняемым материалам, область их применения от –180 до 120 °С. При заливании частей композиции в изолируемый объем в качестве пенообразователя нередко применяли хладоны R11 и R12. В этом случае теплопроводность $\lambda = 0,019 \div 0,021$ Вт/(м·К). В связи с озоноразрушающим действием R11 и R12 ведутся поиски заменителей, в частности применяют R141b, циклопентан, *n*-пентан.

По отечественному рецепту изготавливают похожий пенопласт Рипор, имеющий $\lambda = 0,026$ Вт/(м·К), $\rho = 25 \div 30$ кг/м³ и прочность на сжатие 200–250 кПа. Рипор также является композицией двух жидкостей. Изоляционный слой образуется заливкой или напылением. Изготавливают и жесткие штучные изделия.

2. Неорганические материалы. Представителем этой подгруппы является алюминиевая фольга (альфоль). Для тепловой изоляции

используют фольгу толщиной 7–26 мкм. Ее применяют в виде гофрированных (мятых) листов с деревянными рамками или без них (иногда листы наклеивают на картон), уложенных с образованием воздушных прослоек толщиной 8–10 мм обычно до десяти рядов. Объемная масса гофрированной фольги 6–8 кг/м³, но из-за наличия конструктивных элементов для крепления листов и образования зазоров между листами объемная масса изоляции возрастает до 100 кг/м³. Достоинством этого материала является высокая отражательная способность, уменьшающая радиационный теплообмен, что особенно заметно при высоких температурах.

Другими важными представителями подгруппы неорганических материалов являются искусственные волокна: минеральная, шлаковая и стеклянная вата. Сырьем для минеральной ваты служат горные породы (мергели, доломиты, базальты и др.), для шлаковой — доменный шлак, а для стеклянной ваты — материалы, из которых получают различные виды стекла (кварцевый песок, известь, сода). Исходную шихту расплавляют в вагранках или в ваннах пачах. Для получения волокон из расплава чаще применяют фильерно-дульевой способ. Средняя толщина волокна минеральной ваты 6–7 мкм. Вата марки 100 имеет объемную массу 100 кг/м³ и теплопроводность 0,045 Вт/(м · К), а вата марки 150 — $\rho = 150$ кг/м³ и $\lambda = 0,047$ Вт/(м · К). Стекловолокно обычное теплоизоляционное имеет толщину нитей 12–35 мкм, и его показатели аналогичны показателям минеральной ваты. Выпускают и ультратонкое волокно (УТВ) с диаметром нити около 1 мкм; оно при $\rho = 5 \div 6$ кг/м³ имеет $\lambda = 0,031$ Вт/(м · К). Минеральную и стеклянную вату можно применять как засыпной материал, но они дают большую усадку. Нагрузка на них не должна превышать 2 кПа. Эти материалы не горючи, не проходимы для грызунов. Они имеют малую гигроскопичность (не более 2 %), но большое водопоглощение (до 600 %). При выполнении изоляционных работ необходимо применять защитные меры.

Материалы этой подгруппы представляют большой интерес для холодильного строительства, так как они лишены многих существенных недостатков органических материалов. Из стеклянной и минеральной ваты изготавливают маты и полосы, обе стороны которых пропитывают на глубину 1,5 мм клеящим веществом для образования защитного слоя. Защитный слой предохраняет изделие при перевозке и монтаже. Маты и материалы прошивают нитками из стеклянного волокна или тонкой стальной проволокой и используют при производстве таких распространенных теплоизоляционных материалов, как полужесткие и жесткие минераловатные плиты. Они сходны по технологии производства, но различаются содержанием битума, связывающего волокна. В полужестких плитах от 8 до 20 % битума. К волокнам ваты подмешивают расплавленный тугоплавкий битум, и образующиеся маты подпрессовывают и подсушивают. Из матов вырезают плиты размерами 1000 × 500 мм. Марки полужестких минераловатных плит на

битумном связующем 75, 100, 150 и 200 соответствуют их объемной массе; их теплопроводность 0,052–0,064 Вт/(м · К), область применения от –100 до 60 °С. Выпускают также полужесткие и жесткие минераловатные плиты на синтетическом связующем из фенольных смол. Они имеют меньшую объемную массу (50–175 кг/м³) и теплопроводность 0,052–0,064 Вт/(м · К). Область применения этих плит от –60 ($\rho = 50$ и 75 кг/м³) и –120 ($\rho = 125$ и 175 кг/м³) до 400 °С.

Другим материалом этой группы являются асбовермикулитовые плиты, изготавливаемые из вспученного вермикулита (60 %), асбестовых волокон (20 %) и битумной эмульсии (20 %). Их объемная масса 250 кг/м³, теплопроводность 0,075–0,085 Вт/(м · К). Они морозостойки и огнестойки, а потому находят применение главным образом для устройства противопожарных поясов в ограждениях холодильников.

В эту же подгруппу включается губчатая резина (оназот), изготавливаемая на основе синтетического каучука. Из нее производят эластичные плиты и скорлупы путем вспенивания расплавленной каучуковой массы азотом или диоксидом углерода под давлением. Одновременно осуществляют вулканизацию каучука. Материал мало гигроскопичен и водостойчив; благодаря своей эластичности пригоден для изоляции труб и цилиндрических аппаратов. При $\rho = 60 \div 100$ кг/м³ имеет $\lambda = 0,035 \div 0,05$ Вт/(м · К).

В криогенных установках для тепловой защиты оборудования применяют порошковые материалы и различные виды вакуумной изоляции. Распространенным порошковым материалом является аэрогель — порошкообразный высокопористый материал, состоящий в основном из химически чистого диоксида кремния. Аэрогель имеет объемную массу 80–100 кг/м³ и теплопроводность 0,021–0,023 Вт/(м · К). Различают три вида вакуумной изоляции. Первый из них называется *порошково-вакуумной изоляцией*. Отличается он от порошковой тем, что в объеме, куда засыпан аэрогель (или другой порошковый материал), создается разрежение; при остаточном давлении 1,33 Па ($1 \cdot 10^{-2}$ мм рт. ст.) теплопроводность аэрогеля будет в десять раз меньше, чем у воздуха в нормальных условиях, т. е. 0,0023 Вт/(м · К). Вторым видом такой изоляции является *вакуумная изоляция*. В этом случае в пространстве между двумя герметичными стенками, ограждающими изолируемый аппарат, создается необходимое разрежение; так, та же теплопроводность 0,0023 Вт/(м · К) достигается при остаточном давлении $1,33 \cdot 10^{-3}$ Па ($1 \cdot 10^{-5}$ мм рт. ст.). Третий вид вакуумной изоляции называется *слоисто-вакуумной изоляцией*; она состоит из чередующихся слоев тонкого стекловолокна и листов алюминиевой фольги. На 1 см толщины изоляции приходится от 20 до 30 слоев. Та же теплопроводность достигается при остаточном давлении $0,0133 \cdot 10^{-2}$ Па и 0 °С. При криогенных температурах теплопроводность такой изоляции уменьшается еще в десятки раз.

Таким образом, имеется большое количество теплоизоляционных материалов, из которых может осуществляться выбор в соответствии с назначением холодильной установки и местными условиями строительства.

§ 3.3. СВОЙСТВА ПАРО- И ГИДРОИЗОЛЯЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

Как указывалось выше, наличие разности парциальных давлений водяного пара, содержащегося в окружающей среде и в охлаждаемом помещении, вызывает поток пара через ограждение. Кроме того, в ряде случаев возможно поступление влаги в ограждение при соприкосновении капельной воды с материалами. Так, в ограждение может проникать влага из грунта, влага атмосферных осадков, что требует выполнения гидрозащиты материалов, из которых сделаны ограждения. Защита от проникновения парообразной и капельной влаги выполняется материалами, одновременно являющимися паро- и гидроизоляционными. Пароизоляционные материалы должны отвечать следующим требованиям.

1. Иметь высокое сопротивление паропрооницанию, что характеризуется малым коэффициентом паропрооницаемости материала. Количество влаги (кг/с), проникающее через однородное ограждение путем паропрооницания,

$$W = F(p_n - p_{пм})\mu/\delta,$$

где μ — коэффициент паропрооницаемости материала, кг/(м · с · Па); δ — толщина ограждения, м.

Коэффициент μ представляет собой количество водяного пара (кг), проникающее за 1 с через 1 м² ограждения толщиной 1 м при разности парциальных давлений пара по сторонам ограждения 1 Па. Для пароизоляционных материалов μ равен $1 \cdot 10^{-12}$ кг/(м · с · Па). Сопротивление паропрооницанию слоя однородного материала (м² · с · Па/кг) определяют выражением $H = \delta/\mu$.

2. Не поглощать влагу, что предупреждает гниение материалов и обеспечивает их долговечность.

3. Быть температуроустойчивыми, т. е. не быть хрупкими при низких температурах и не размягчаться при температурах, соответствующих верхней границе рабочего температурного интервала.

4. Не иметь запаха.

Основным пароизоляционным материалом является битум (асфальтовый гудрон), который может применяться самостоятельно или являться важнейшей составляющей многих пароизоляционных материалов. Встречаются природные битумы, но в основном битумы получают искусственным путем в виде жидких и твердых остатков при перегонке нефти. Твердые нефтяные битумы (БН) выпускают нескольких марок, различающихся главным образом по *температуре размягчения*, т. е. температуре, при которой битум переходит из твердого состояния в пластично-текучее.

Т а б л и ц а 3.2. Характеристики нефтяных битумов

Параметр	Марка битума		
	БН 50/50	БН 70/30	БН 90/10
Температура размягчения, °С	45	70	90
Пенетрация, 0,1 мм	40–70	21–40	5–20
Температура вспышки, °С	200	230	230
Плотность, кг/м ³	1000	1000	1000

Битумы, имеющие температуру размягчения до 50 °С, называются *легкоплавкими*, а выше 50 °С — *тугоплавкими*. Другой характеристикой битумов, определяющей их вязкость, является *п е н е т р а ц и я* (проникновение); мерой пенетрации считают глубину в десятых долях миллиметра, на которую проникает в вязкое тело игла с грузом в 100 г в течение 5 мин при температуре испытываемого материала 25 °С. В холодильном строительстве применяют нефтяные битумы, характеристики которых приведены в табл. 3.2. Теплопроводность битума 0,3–0,35 Вт/(м · К).

Как видно из таблицы, битумы с более высокой температурой размягчения оказываются значительно менее вязкими, что вызывает трудности при нанесении пароизоляционного слоя. Битум БН 50/50 размягчается от прямых солнечных лучей, а БН 90/10 — растрескивается при низких температурах. Для теплоизоляционных и пароизоляционных работ чаще всего используют битум БН 70/30. Для создания нужных свойств нередко применяют композиции из битумов двух марок, в частности БН 50/50 и БН 90/10, в равных долях.

По способу производства пароизоляционных работ пароизоляционные материалы могут быть *окрасочные* (обмазочные) и *оклеечные*. Битум относится к окрасочным материалам. Его наносят на поверхность в расплавленном состоянии щетками (кистями) вручную, в один или несколько слоев общей толщиной от 1 до 5 мм. Для расплавления битум разогревают в баках до температуры 160–170 °С, применяя электрический подогрев, и поддерживают эту температуру во время работы. Наносить битум следует только на сухую и чистую поверхность, что задерживает выполнение изоляционных работ. Делаются попытки наносить расплавленный битум при помощи пульверизаторов.

Более производительным способом, позволяющим создать пароизоляционный слой высокого качества, оказывается окраска поверхности битумной эмульсией или битумной мастикой. Битумная эмульсия представляет собой мелкодисперсные частицы битума, находящиеся в воде во взвешенном состоянии. В состав эмульсии входят эмульгаторы (мыло, некоторые сорта глины и др.), обволакивающие поверхности частиц битума тонкой оболочкой и тем самым препятствующие слипанию их в крупные частицы. Для образования эмульсии битум в расплавленном состоянии дробится на частицы размером около 5 мкм в центрифуге.

гах при большой скорости вращения или в ультразвуковых диспергаторах. В составе эмульсии 50 % воды, 48 % битума, 1,5 % эмульгатора и 0,5 % щелочи. Эмульсию наносят на поверхность разбрызгиванием из пульверизатора (пистолета-распылителя). После испарения воды частицы битума слипаются в сплошную ровную пленку. После высыхания первого слоя можно нанести следующий (до трех-четырех слоев). Эмульсию можно наносить и на влажную поверхность. Недостатком этого способа является малая эластичность слоев, из-за чего при низких температурах на битуме появляются волосяные трещины, значительно увеличивающие паропроницаемость слоя. Для придания эластичности и морозостойкости слоям битумной эмульсии в нее добавляют латекс (водяную эмульсию синтетического каучука).

Находят применение битумные мастики. Они встречаются двух разновидностей: горячие (твердые) и холодные (пластичные). В обоих случаях мастики представляют собой смесь битума с наполнителями, придающими мастикам эластичность. В качестве наполнителей применяют волокнистые материалы (асбест) и пылевидные материалы (мелкий или молотый песок, известь и др.). Для приготовления горячих мастик расплавленный битум (80–85 %) смешивают с различными наполнителями, желательно и с волокнистыми, и с пылевидными. Для придания пластичности в мастику добавляют соляровое масло и латекс. Горячие мастики можно применять в качестве обмазочной пароизоляции, приклеивающего слоя для гидроизоляции из битумных рулонных материалов, а также для покрытия кровель по беспокровным рулонным материалам. При проведении работ мастику расплавляют при температуре 120–180 °С и наносят на поверхность вручную или механическим распылением. При механизированном нанесении пароизоляционного слоя увеличивается плотность, долговечность и адгезионные свойства пароизоляции, а трудовые затраты уменьшаются в 5–10 раз.

Холодная мастика состоит из битумной эмульсии (50 %), асбестовых волокон (25 %) и песка (25 %). На поверхность ее наносят также, как штукатурку, слоем 5–10 мм. Мастика может наноситься на холодные и влажные поверхности. Особенно целесообразно ее применять в качестве пароизоляционного материала для пароизоляции холодных трубопроводов.

К оклеечным пароизоляционным материалам относятся различные битумные и не битумные рулонные и листовые материалы.

Битумные материалы с органической основой. Такими материалами являются пергамин и рубероид. Пергамин — это кровельный картон, пропитанный легкоплавким битумом с толщиной листов 0,5–0,7 мм. Рубероид — кровельный картон, пропитанный легкоплавким битумом и покрытый с одной или с двух сторон слоем тугоплавкого битума, в связи с чем рубероид называют покровным рулонным материалом, а пергамин — беспокровным. Толщина рубероида 1,5 мм. Для внутренней пароизоля-

ции нельзя применять толь, так как он представляет собой картон, пропитанный каменно-угольными дегтепродуктами, которые обладают сильным запахом. В связи с этим в холодильном строительстве толь используют только как наружный гидроизоляционный материал. Недостатком этих материалов являются возможность гниения их основы и вследствие этого уменьшение долговечности пароизоляционного слоя. В связи с этим материалы с гниющей основой должны применяться главным образом для небольших установок и неответственных сооружений.

Материалы с неорганической (негниющей) основой. К ним относятся гидроизол, фольгоизол, стеклоизол, стеклорубероид. Гидроизол — это беспокровный рулонный материал, изготовленный путем пропитки асбестового картона битумами. Толщина листов около 1 мм. При изготовлении фольгоизола алюминиевую фольгу толщиной 0,2–0,3 мм покрывают с одной стороны битумно-резиновым составом. Толщина листов до 4 мм. Стеклорубероид и стеклоизол имеют одинаковую основу — стекловолоконную ткань, но стеклорубероид получают нанесением на ткань битума, а стеклоизол — битумно-резиновой массы. Толщина листов 2–3 мм.

Безосновные материалы. К ним относятся изол и бризол, которые изготавливают прокатыванием через вальцы смеси нефтяных битумов с наполнителем (асбестовые волокна и тальк) и дробленой старой резиной. Материалы выпускают толщиной 2 мм, шириной 450 мм (бризол) и 800–1000 мм (изол). Их отличает высокая пластичность при низких температурах.

Материалы последних двух групп обладают высокой водостойкостью, долговечностью, низкой паропроницаемостью и применяются в ответственных сооружениях. Для пароизоляции используют и не битумные материалы, в частности полимерные пленочные материалы, например полиэтиленовые и поливинилхлоридные плен-

Т а б л и ц а 3.3. Коэффициенты паропроницаемости некоторых материалов

Материал	Коэффициент паропроницаемости, $1 \cdot 10^{12}$ кг/(м·с·Па)
Бетон	8,4
Кирпич	29,3
Известковая штукатурка	37,6
Цементная штукатурка	20,9
Минераловатные плиты	94,1
Стекланная вата	135,9
Пенобетон	73,2
Пенополистирол	13,6
Пенополиуретан	6,3
Алюминиевая фольга	0,0015
Битум	0,2400
Бризол, изол	0,3450
Полиэтиленовая пленка	0,0056
Рубероид	0,3760

ки (толщиной 0,2 мм). Их недостатками являются быстрое старение и трудность наклеивания. Лучшие результаты дает применение дублированных пленок типа пленка—бумага или пленка—фольга—бумага. Хорошим средством защиты изоляции от увлажнения является облицовка поверхности стен глазурованными плитками. Идеальными пароизоляционными материалами считаются металлы, которые приходится использовать в низкотемпературных малых установках. Коэффициенты паропроницаемости некоторых строительных, тепло- и пароизоляционных материалов приведены в табл. 3.3.

Для приклеивания непolyмерных теплоизоляционных материалов и пароизоляционных материалов к изолируемым поверхностям применяют расплавленную горячую битумную мастику. Но для приклеивания полимерных материалов она не годится из-за высокой температуры ее расплавления, при которой происходят необратимые изменения этих материалов. Для приклеивания пенополистирола и синтетических пленок используют или битумную мастику с температурой расплавления 70–80 °C, или клей. Температуру размягчения битумной мастики понижают добавлением органических растворителей (бензина, керосина, толуола и др.); мастика отвердевает при испарении растворителя. Применяют и различные клеи, такие как клей БК-3 на основе фенолформальдегидной смолы, мастику ДФК-П на основе дифенолкетоновых смол, мастику КН-2, латексный клей и клей СП-1 на основе синтетических каучуков.

§ 3.4. УВЛАЖНЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ В ОГРАЖДЕНИЯХ ХОЛОДИЛЬНЫХ СООРУЖЕНИЙ И БОРЬБА С ЭТИМ ЯВЛЕНИЕМ

Увлажнение изоляционных материалов в ограждениях на некоторых действующих холодильных предприятиях нередко является причиной резкого ухудшения работы холодильной установки. Поэтому борьба с увлажнением материалов в ограждениях всегда должна быть объектом внимания и проектировщика, и эксплуатационника.

Подавляющее большинство теплоизоляционных материалов поглощает как парообразную, так и капельную воду, и поэтому в обычных условиях они являются влажными. Это связано, прежде всего, со структурой самих материалов, являющихся капиллярно-пористыми коллоидными телами. Благодаря большой раздробленности частицы твердой фазы имеют весьма развитую поверхность.

Теплоизоляционные материалы имеют более или менее жесткие пространственные структуры — сетки или каркасы, составленные из оболочек пор и капилляров в материале, т. е. являются капиллярно-пористыми коллоидными телами. При изменении тем-

пературы и содержания влаги такие тела изменяют свои физические свойства в степени, зависящей от характера связи материалов с поглощенной жидкостью.

По классификации академика П. А. Ребиндера, все формы связи капиллярно-пористых тел с поглощенной влагой делятся на три большие группы: химическая, физико-химическая и физико-механическая. *Химическая связь* характеризуется наибольшей прочностью и совершенно точными соотношениями между количествами сухого материала и присоединенной влаги, не изменяющимися при изменении внешних условий. Вода присоединяется в процессе гидратации и кристаллизации (образование кристаллогидратов). Химически связанная влага не удаляется даже при нагревании материала до 120–150 °С.

Формам *физико-химической связи* свойственны различные, но определенные соотношения между количествами сухого материала и влаги, соответствующие условиям внешней среды. Из форм физико-химической связи наибольшее значение имеет адсорбционно-связанная (гигроскопическая) влага. Гигроскопическая влага поступает в материал и продвигается в нем в парообразном состоянии.

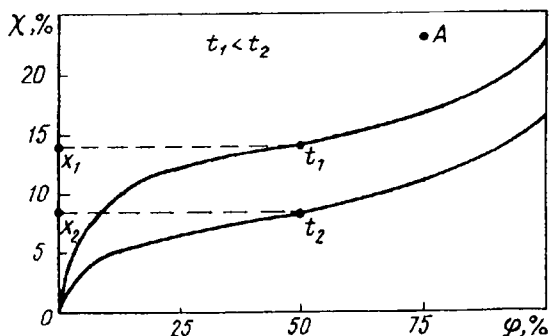
Формы *физико-механической связи* менее прочные, и им соответствуют неопределенные соотношения между количествами сухого материала и поглощенной воды, которые, однако, могут иметь предельные значения. Влага при таких формах связи поглощается при непосредственном соприкосновении материала с капельной влагой. Влагой при физико-механической связи являются капиллярная влага, перемещающаяся в микрокапиллярах (менее 0,1 мкм) и макрокапиллярах (более 0,1 мкм), а также влага смачивания, удерживающаяся в порах материалов в результате прилипания воды к стенкам оболочек пор. Обе формы физико-механической связи вызваны наличием поверхностного натяжения у жидкостей.

Каждой последующей форме связи влаги с материалом соответствует все возрастающее содержание влаги. Если поступление влаги в материал продолжается, то появляется вода, не имеющая никакой связи с материалом, — физически свободная, которая носит название гравитационной влаги, так как она перемещается в материале под действием сил тяжести и, следовательно, только в одном направлении.

Количество водяного пара, которое может сорбировать (поглощать) тот или иной материал, характеризует его гигроскопичность. Этой способностью разные материалы обладают в различной степени.

Адсорбция водяного пара поверхностью частиц оболочек происходит под действием электромолекулярных сил притяжения между молекулами материала и водяного пара. В результате частицы материала покрываются тонкой жидкостной пленкой, толщиной в одну (мономолекулярный слой) или несколько (полимолекулярный слой) молекул. Значительные электромолеку-

Рис. 3.3. Изотермы сорбции влаги теплоизоляционных материалов



лярные силы притяжения способствуют тому, что частицы воды в пленке, окружающей частицы твердой фазы, находятся под давлением сотен и тысяч мегапаскалей. При большом давлении, под которым находится гигроскопическая влага, температура замерзания этой воды значительно понижается. Часть гигроскопической влаги не замерзает даже при -80°C .

Если сухой материал находится некоторое время в атмосфере влажного воздуха, то он адсорбирует из воздуха водяной пар в совершенно определенном (для данного материала) количестве, зависящем от состояния воздуха. Видимое поглощение пара из воздуха прекращается при достижении подвижного равновесия между влажным воздухом и влажным материалом. При равновесии давление насыщенного пара над поверхностью водяной пленки в материале оказывается равным парциальному давлению водяного пара в окружающем влажном воздухе. Содержание влаги в материале в состоянии равновесия приобретает некоторое постоянное значение, называемое равновесной гигроскопической влажностью или равновесной влажностью материала. Материалы, имеющие значительную равновесную влажность, называются гигроскопичными. Равновесную влажность материалов определяют опытным путем после выдержки (в течение нескольких суток) образцов в атмосфере влажного воздуха различной установленной влажности. Результаты опытов изображают графически в виде кривых равновесной влажности или изотерм сорбции влаги (рис. 3.3), поскольку процесс сорбции обычно исследуют при постоянной температуре. Ордината любой точки кривой дает значение равновесной влажности материала, соответствующее данной влажности воздуха. Равновесная влажность материала, отвечающая насыщенному воздуху, называется максимальной гигроскопической влажностью. Область в диаграмме выше кривой равновесной влажности является областью капиллярной влажности. Если, например, при t_1 и влажности воздуха $\varphi = 75\%$ материал имеет влажность, определяемую ординатой точки A , то

Т а б л и ц а 3.4. Равновесная влажность некоторых материалов

Материал	Объемная масса в сухом состоянии, кг/м ³	Влажность материала при относительной влажности воздуха, %			
		$\varphi = 50 \%$		$\varphi = 100 \%$	
		x	w	x	w
Красный кирпич	1700	0,07	0,120	0,53	0,900
Стекланная вата	130	0,09	0,012	0,60	0,078
Минераловатные плиты	350	0,30	0,11	1,90	0,670
Пенобетон	350	3,05	1,05	8,30	2,860
Дерево (сосна)	350	10,20	5,60	31,30	17,300
Пробковые плиты	200	5,20	1,04	14,10	2,820
Торфоплиты	225	10,90	2,43	28,40	6,400
Мипора	20	10,00	0,20	35,50	0,710

можно утверждать, что в материале имеется еще и капиллярная влага. Равновесная влажность материала уменьшается с повышением температуры: $x_2 < x_1$.

Для иллюстрации в табл. 3.4 приведены значения равновесной влажности некоторых органических и неорганических материалов в интервале температур 0–35 °С. Данные таблицы подтверждают более высокую гигроскопичность материалов органического происхождения по сравнению с неорганическими материалами.

Так как материалы все время находятся в атмосфере влажного воздуха, то гигроскопичные материалы всегда оказываются влажными, т. е. содержат влагу в количестве, определяемом равновесной влажностью (воздушно-сухой материал). По этой причине при выполнении расчетов нельзя пользоваться данными для теплопроводности материалов в сухом состоянии, так как материалы всегда содержат некоторое количество влаги, что иногда существенно увеличивает их теплопроводность.

Материал, который содержит влагу в количестве, превышающем равновесную влажность, соответствующую данным условиям, называют увлажненным. С явлением увлажнения изоляции можно и нужно бороться. Максимальное количество влаги, которое может содержать материал, обычно значительно выше максимальной гигроскопической влажности и определяется величиной влагопоглощения, зависящей от структуры оболочек материала (пор, капилляров) и смачиваемости жидкостью его частиц (прилипания).

Чаще всего увлажнение материалов в изоляционных конструкциях ограждений, т. е. появление физико-механически связанной воды, начинается с конденсации внутри ограждения водяного пара, диффундирующего через ограждение под действием разности парциальных давлений. Конденсация начинается тогда, когда перегретый пар на пути движения встречает слои ограждения с температурой, при которой пар становится насыщенным. Возможность конденсации влаги в ограждении может быть выяснена расчетным путем. В расчете предполагается стационарность

как потока теплоты, так и потока влаги. Для решения задачи сначала следует установить характер изменения температуры парциального давления пара внутри ограждения.

Как известно, температура в любом сечении x — x (см. рис. 3.1) ограждения может быть найдена из условия стационарности теплового потока

$$q = (t_n - t_{\text{пм}})/R_n = (t_n - t_x)/R_x,$$

где R_x — термическое сопротивление ограждения на пути теплового потока до сечения x — x .

Тогда

$$t_x = t_n - (t_n - t_{\text{пм}})R_x/R_n \text{ или } t_x = t_n - qR_x. \quad (3.9)$$

Подобно этому условие стационарности потока влаги будет

$$w = (p_n - p_{\text{пм}})/H_n = (p_n - p_x)/H_x, \quad (3.10)$$

где H_x — сопротивление паропрооницанию ограждения на участке до сечения x — x .

Отсюда парциальное давление пара в сечении x — x

$$p_x = p_n - (p_n - p_{\text{пм}})H_x/H_n, \text{ или } p_x = p_n - wH_x. \quad (3.11)$$

Уравнение (3.11) показывает, что при прохождении водяного пара через ограждение его парциальное давление понижается от p_n до p_x в результате преодоления сопротивления паропрооницанию слоев ограждения. Если пренебречь сопротивлением влагоперехода от воздуха к поверхности ограждения, имея ввиду его небольшое значение, то для однородной стенки уравнение может быть написано следующим образом:

$$p_x = p_n - w\delta_x/\mu. \quad (3.11a)$$

Пренебрежение сопротивлением влагопереходу позволяет принимать парциальное давление пара на наружной поверхности ограждения равным давлению пара в воздухе, соприкасающемся с данной поверхностью, т. е. p_n .

Из последней зависимости можно заключить, что парциальное давление пара в однородном ограждении падает по линейному закону (прямая линия в координатах p — δ). Кроме того, видно, что давление падает интенсивнее при прохождении потока большего значения и в материалах, обладающих меньшим коэффициентом паропрооницаемости.

Знание температуры t_x в слое x — x позволяет определить температуру в каждом слое ограждения, а по этим значениям температуры могут быть найдены соответствующие им давления насыщенного водяного пара в слоях ограждения, что при известном значении парциального давления пара p_x позволяет найти влажность воздуха в этом слое $\phi_x = p_x/p''_x$ и соответствующую равно-

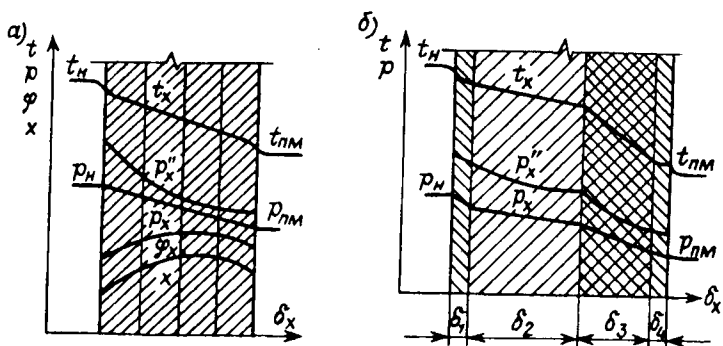


Рис. 3.4. Изменение температуры и упругости пара в ограждениях: а — однородном; б — неоднородном

весную влажность материала. Результаты расчета могут быть показаны на графиках $t - d$ и $p - d$. Так как температура изменяется по толщине однородного ограждения по линейному закону, то изменение давления насыщенного пара будет соответствовать логарифмическому закону связи между давлением и температурой насыщенного пара.

При построении такой диаграммы могут встретиться два случая. Первый случай изображен на рис. 3.4, а для однородного ограждения и на рис. 3.4, б — для неоднородного. Его особенность заключается в том, что линия парциального давления p_x проходит ниже линии p_x'' и нигде с ней не пересекается. Это значит, что водяной пар в ограждении нигде не становится насыщенным и, следовательно, влага в ограждении не конденсируется. В данном случае увлажнение изоляции не угрожает. Линия $\phi_x = f(\delta)$ имеет максимум там, где больше всего сближаются линии p_x и p_x'' . Характерным является то, что максимум влажности воздуха и, следовательно, влажности (например, массовой x) материала оказывается вблизи от холодной поверхности ограждения, но не у самой холодной поверхности.

Такое же построение может быть выполнено и для неоднородного ограждения, состоящего из нескольких материалов с различным паропропусканием. В многослойном ограждении парциальное давление пара в различных слоях падает с неодинаковой скоростью, вследствие чего в плоскостях соприкосновения слоев различных материалов прямые $p_x = f(\delta_x)$ получают переломы, образуя ломаную линию [линия $t_x = f(\delta_x)$].

Особенностью второго случая оказывается пересечение линий p_x и p_x'' (рис. 3.5, а), т. е. на некоторых участках ограждения пар, диффундирующий через ограждение, становится насыщенным, что вызывает его частичную конденсацию внутри ограждения. Учас-

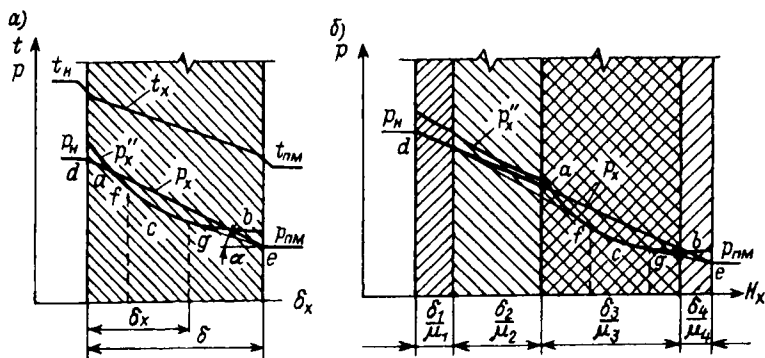


Рис. 3.5. Определение зоны конденсации влаги в ограждениях: а — однородном; б — неоднородном

ток ограждения, где конденсируется пар, называется зоной конденсации. Было бы неверно считать зоной конденсации участок $a-b$ между точками пересечения линий p_x и p''_x , прежде всего, потому, что отрезок ab прямой de теперь неправильно характеризует давление пара. Дело в том, что пар не может иметь давление выше, чем давление насыщенного пара того же вещества при той же температуре. Это значит, что в зоне конденсации пар должен иметь давление, равное давлению насыщенного пара, т. е. изменять свое состояние по линии acb . Линия $dacbe$ не может быть графиком изменения давления пара в однородном ограждении, так как в точках a и b появились резкие изменения линий (переломы), что характерно только для неоднородных (многослойных) ограждений. Поскольку плавный переход от прямой линии к кривой может быть осуществлен только по касательной, то действительным графиком падения давления пара в ограждении может быть линия $dfcge$, которая состоит из отрезков касательных df и ge , проведенных из точек d и e к линии $p''_x = f(\delta_x)$, и участка fcg самой линии $p''_x = f(\delta_x)$ между точками касаний f и g . Последний участок ограждения fcg и является действительной зоной конденсации.

Графический метод нахождения зоны конденсации прост и нагляден, но может быть недостаточно точным. Более точно границы зоны конденсации можно определить аналитическим методом. Так, для определения координат точки g — правой границы зоны конденсации — необходимо решить уравнение $(p_g - p_{\text{пм}}) / (\delta - \delta_x) = \tan \alpha$ или $(p_g - p_{\text{пм}}) / (\delta - \delta_x) = dp_x / d\delta_x$ при $\delta_x = \delta_g$. Для его решения надо найти $p''_x = f(\delta_x)$, используя аналитические зависимости $p''_x = f_1(t_x)$ и $t_x = f_2(\delta_x)$. В качестве первой из них целесообразно привлечь довольно точную зависимость давления водяного пара надо льдом (мбар), данную Ф. Леви в виде

$$\lg p_x'' = 11,35 \lg (t_x + 140) - 23,9591$$

и справедливую в интервале от 0 до -40°C . Так как для однородной стенки $t_x = t_n - q\delta_x/\lambda$, то искомая функция

$$\lg p_x'' = 11,35 \lg [t_n + 140 - q\delta_x/\lambda] - 23,9591. \quad (3.12)$$

Левая граница зоны конденсации — точка f — находится аналогично. Для области положительных температур также применимо уравнение Ф. Леви, которое для интервала температур $0-40^\circ\text{C}$ имеет вид

$$\lg p_x'' = 10,08 \lg (t_x + 140) - 20,8471.$$

Можно определить, какое количество влаги остается (конденсируется) в ограждении. Рисунок показывает, что наличие зоны конденсации изменило характер линии $p_x = f(\delta_x)$. Наклон касательной до зоны конденсации больше наклона касательной после зоны конденсации. Из выражения (3.11а) следует, что в однородном ограждении разница в наклонах линии $p_x = f(\delta_x)$ означает изменение потока влаги. Разница между потоками влаги до зоны конденсации и после нее определяет количество влаги, которое конденсируется на 1 м^2 поверхности ограждения. Можно обозначить это количество через $\Delta w = w_1 - w_2$. Тогда

$$\Delta w = (p_n - p_f)/H_{df} - (p_g - p_{\text{пм}})/H_{ge}. \quad (3.13)$$

В многослойном (неоднородном) ограждении определение действительной зоны конденсации таким же путем не может быть осуществлено в координатах $p-\delta$, так как в этой диаграмме линия $p_x = f(\delta_x)$ ломаная и, кроме того, при наличии зоны конденсации меняется численное значение парциального давления пара по сравнению с тем, что первоначально дает выражение (3.11). Однако построение может быть выполнено в диаграмме, в которой изменение парциального давления пара от давления p_n до давления $p_{\text{пм}}$ происходит по линейному закону. Уравнение (3.11) указывает такую координатную систему. В условиях стационарного потока влаги w выражение (3.11) будет уравнением прямой в координатах $p-H$ (давление пара — сопротивление паропропусканию), причем плотность потока влаги w окажется угловым коэффициентом этой прямой. Построение такого графика показано на рис. 3.5, б.

Образовавшаяся зона конденсации оказывается очагом дальнейшего увлажнения материала ограждения. Появившаяся капельная влага начинает распространяться по капиллярам и порам материала, охватывая все более широкие слои ограждения. Хотя суточное количество поступающей влаги невелико, этот процесс может происходить почти непрерывно в течение многих лет эксп-

луатации холодильного сооружения. При выпадении достаточного количества влаги она под действием силы тяжести начинает перемещаться в нижерасположенные слои ограждения.

Совершенно естественно, что борьба с образованием зоны конденсации должна вестись путем уменьшения потока влаги через ограждение, что достигается увеличением сопротивления ограждения паропрооницанию. Для этого в ограждении предусматривают пароизоляционный слой, представляющий значительное сопротивление паропрооницанию. Однако далеко небезразлично, где ставить этот парозащитный слой: до зоны конденсации или после нее, хотя в обоих случаях произойдет одинаковое уменьшение потока влаги. На рис. 3.6, *а* изображено ограждение, в котором имеется зона конденсации. Для ее устранения поставлен пароизоляционный слой с наружной стороны ограждения (рис. 3.6, *б*) или, как говорят, с его теплой стороны (со стороны более высокой температуры). В этом случае резкое падение парциального давления пара происходит до основного материала ограждения, благодаря чему линия $p_x = f(\delta_x)$ в нем идет полого и ниже линии $p''_x = f(\delta_x)$. Зоны конденсации в этом случае не образуется. На рис. 3.6, *в* показано, что произойдет, если пароизоляция будет поставлена после ограждения — с холодной стороны. Тот же самый перепад $\Delta p = p_n - p_{пм}$ одинаково распределится по тем же слоям ограждения, но изменение последовательности слоев привело к противоположному результату. Теперь малый наклон линии $p_x = f(\delta_x)$ в материале ограждения сыграл отрицательную роль, вследствие чего зона конденсации не уменьшилась, а увеличилась. Слой материала с малым паропрооницанием создал как бы подпор для потока влаги, определивший условия для еще большего увлажнения материала ограждения. Таким образом, можно утверждать, что пароизоляционный слой только тогда может при-

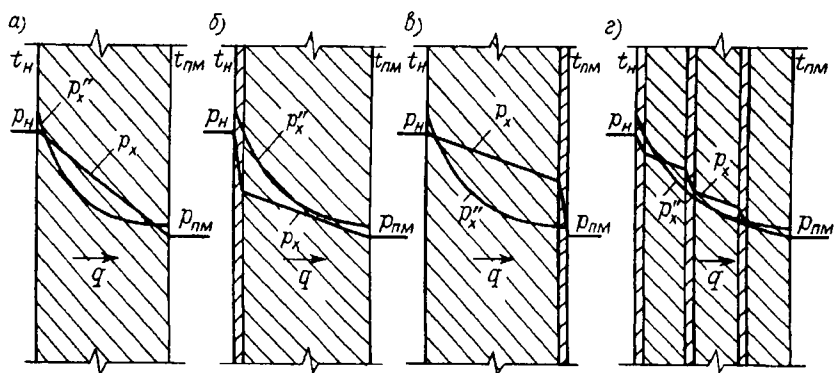


Рис. 3.6. Образование зоны конденсации при различном расположении пароизоляционного слоя: *а* — без пароизоляции; *б* — с теплой стороны; *в* — с холодной стороны; *г* — разделенного на три части

вести к уменьшению или устранению зоны конденсации, когда он расположен перед слоем возможного образования зоны конденсации, т. е. с теплой стороны этого слоя.

При выполнении изоляционных конструкций из нескольких слоев однородного материала между слоями материала иногда создают пароизоляционные слои из битума, которым приклеивают плиты теплоизоляционного материала к ограждению и друг к другу. Такого рода промежуточные пароизоляционные слои только ухудшают положение, если в материале образуется зона конденсации (рис. 3.6, з). Здесь тоже сопротивление паропрооницанию, что и в двух предыдущих случаях, разделено на три одинаковых слоя, но увлажнение изоляции при этом не устраняется. Это указывает на то, что пароизоляционный слой должен не раздробляться, а весь сосредотачиваться с теплой стороны ограждения. Указанное обстоятельство заставляет также избегать подклеивания теплоизоляционных материалов сплошным слоем битума или битумной мастики, а подклеивать отдельными точками или полосками (например, шириной 5 см через 15 см).

Из рис. 3.6 видно, что в многослойных ограждениях должен соблюдаться определенный порядок расположения слоев из разных материалов. Очевидно, что материалы в ограждении должны располагаться по ходу потока влаги в порядке возрастания коэффициента паропрооницаемости. При обратной последовательности каждый последующий слой может оказаться пароизоляционным слоем с холодной стороны для предыдущего слоя. Если при расчете изолированного ограждения выявлена зона конденсации, то требуется определить сопротивление и толщину пароизоляционного слоя, необходимые для предупреждения конденсации водяного пара в ограждении. По рис. 3.5 можно установить, что зоны конденсации не будет, если плотность потока влаги через все ограждение будет уменьшена до величины w_2 — плотности потока, проходящего после зоны конденсации на участке ge . Так как из выражения (3.13) $w_2 = (p_g - p_{пм})/H_{ge}$ и этот поток должен проходить через все ограждение, то $w_2 = (p_n - p_{пм})/H'_n$, где H'_n — сопротивление ограждения паропрооницанию, при котором зоны конденсации не будет. Тогда

$$H'_n = (p_n - p_{пм})/w_2 = H_{ge}(p_n - p_{пм})/(p_g - p_{пм}). \quad (3.14)$$

Если сопротивление паропрооницанию ограждения, в котором выявлена зона конденсации, имеет величину H_n , то необходимое сопротивление дополнительного пароизоляционного слоя $H_{п} = H'_n - H_n$. Толщина пароизоляционного слоя при коэффициенте паропрооницаемости выбранного материала $\mu_{п}$ определится по выражению $\delta_{п} = \mu_{п} H_{п}$. Величину $H_{п}$ можно определить и графическим построением на диаграмме $p-H$ (рис. 3.7). Для этого касательная ge должна быть продолжена влево до пересечения с

линией постоянного давления p_n в точке k .

Иногда для полного устранения зоны конденсации требуется пароизоляционный слой довольно значительной толщины.

Требуемое полное сопротивление паропроницанию для ограждений разного вида нормируется (прил. 9–11).

В действительных условиях эксплуатации холодильных сооружений рассмотренный вопрос существенно усложняется изменением температуры наружного воздуха от самых высоких для данной местности летних температур до самых низких зимних.

В зимнее время возможны случаи (при температурах наружного воздуха ниже температуры в охлаждаемом помещении), когда поток влаги будет иметь обратное направление, т. е. из помещения наружу. Однако такое изменение направления потока влаги может иметь значение только для помещений с относительно высокими температурами (выше 5°C) и в местностях с относительно низкими среднемесячными температурами наружного воздуха зимой. Для таких помещений, у которых обратный поток влаги в зимнее время достаточно заметен, необходимо ставить пароизоляцию с обеих сторон теплоизоляции, т. е. с теплой и холодной сторон, принимая все меры для того, чтобы теплоизоляционный материал, укладываемый в ограждение, находился в сухом состоянии.

Радикально решается этот вопрос при выполнении ограждений из теплоизолированных панелей типа сэндвич, в которых теплоизоляционный материал находится между металлическими листами.

Хотя диффузионный поток водяного пара и является обычно главной причиной увлажнения, надо иметь в виду, что он не единственный возможный источник увлажнения. Теплоизоляционные материалы приходится охранять от непосредственного соприкосновения с проводниками капиллярной влаги: влажным грунтом, влажным земляным покровом на плоской кровле, наружными стенами, увлажняемыми атмосферными осадками. Иногда изоляционные материалы увлажняются из-за различного рода дефектов строительных конструкций, протечек в кровлях, неисправных водосточных желобов, трещин в стенах и т. п. Все это вынуждает делать пароизоляцию с теплой стороны даже тогда, когда расчетом доказывается невозможность появления зоны конденсации. В таком случае предусматривается минимальный возможный слой паро-

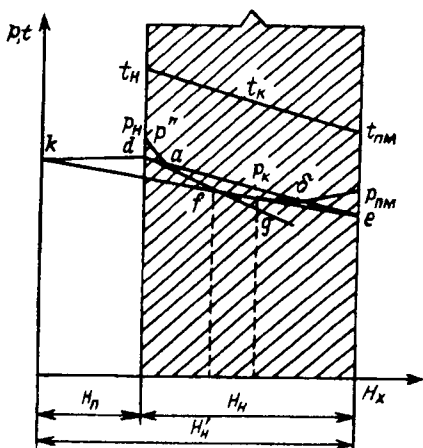


Рис. 3.7. Определение необходимого сопротивления пароизоляционного слоя

и гидрозащиты. Кроме случая, рассмотренного выше, пароизоляционный слой с холодной стороны следует предусматривать и в помещениях с большими влаговыведениями, приводящими к осаждению или попаданию капельной влаги на ограждения.

Испытания изоляционных конструкций ограждений на действующих холодильниках показали в ряде случаев значительное увлажнение теплоизоляционных материалов в ограждениях. Установлено, что пароизоляция может не выполнять свои функции в полном объеме, из-за недостаточно высокого качества работ.

§ 3.5. ПОНЯТИЕ О ТЕПЛОУСТОЙЧИВОСТИ ОГРАЖДЕНИЙ

Для упрощения расчетов предполагались постоянство теплового потока через ограждение и стационарность в нем температурного поля. В действительности, теплота через ограждения охлаждаемых объектов передается в нестационарных условиях, что, прежде всего, обусловлено периодическими изменениями температуры наружного воздуха и периодическими воздействиями солнечной радиации на наружную поверхность ограждения. Так, в южных районах страны амплитуда суточных колебаний температуры наружного воздуха достигает 13–15 К, что вызывает соответственные изменения температуры наружной поверхности ограждения: амплитуда колебаний этой температуры может значительно возрастать из-за действия солнечного излучения на наружную поверхность ограждения.

В таких условиях ограждения охлаждаемых объектов должны обладать теплоустойчивостью. Теплоустойчивость есть свойство ограждения сохранять относительное постоянство температуры на внутренней поверхности при колебаниях плотности теплового потока. В холодильных сооружениях допустимые колебания температуры на внутренней поверхности нормируются в настоящее время для помещений, в которых хранятся овощи и фрукты в холодное время года (см. табл. 4.8). Возникающие колебания температуры наружной поверхности ограждения должны существенно затухать в ограждении, имеющем достаточную теплоустойчивость, чтобы не оказывать большого влияния на температуру, поддерживаемую внутри охлаждаемого объекта, и на состояние хранящихся или обрабатываемых продуктов.

Обычно свойства теплоустойчивости ограждений рассматривают, предполагая, что колебания температуры наружного воздуха являются простыми гармоническими колебаниями. Если происходит синусоидальное изменение наружной температуры t_n , то плотность потока q через ограждение будет изменяться так же по синусоиде и с тем же периодом T часов (рис. 3.8). Средняя плотность теплового потока $q_m = (t_{nm} - t_{pm})/R_n$, где t_{nm} — среднее значение наружной температуры за период времени T .

Если обозначить амплитуду колебаний плотности теплового потока A_q , то плотность теплового потока изменяется от $q_m - A_q$ до

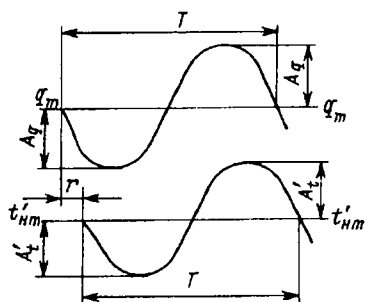


Рис. 3.8. Гармонические колебания теплового потока, проходящего через ограждение, и температуры наружной поверхности ограждения

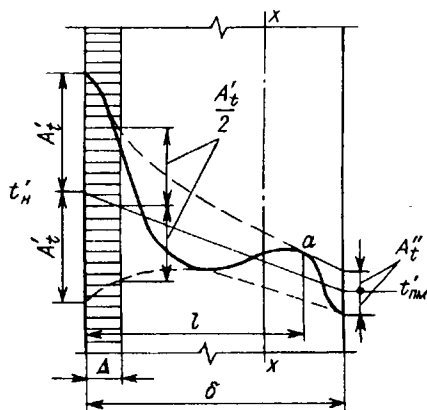


Рис. 3.9. Затухание колебаний температуры в ограждении

$q_m + A_q$. Изменения температуры наружной поверхности ограждения от среднего значения t'_{nm} при амплитуде A'_t будет осуществляться с тем же периодом T , но запаздывать по времени на r часов.

Для однородной стенки (рис. 3.9) отклонение Θ_x температуры t_x в любом сечении x ограждения от средней температуры t_{xm} в этом же сечении в момент времени τ составляет для затухающих гармонических колебаний

$$\Theta_x = t_x - t_{xm} = A'_t \exp(-x\sqrt{\omega/2a}) \cos(\omega\tau - x\sqrt{\omega/2a}), \quad (3.15)$$

где ω — частота колебаний, $\omega = 2\pi/T$; a — коэффициент температуропроводности материала ограждения.

Именно экспоненциальная функция в выражении (3.15) определяет амплитуду колебаний в любом сечении x . С увеличением x амплитуда колебаний быстро уменьшается; она меньше, если колебания осуществляются с большей частотой и если распространяются в материале с малой температуропроводностью.

Для наружной поверхности ограждения ($x = 0$) уравнение (3.15) примет вид $\Theta_{x=0} = t'_n - t'_{nm} = A'_t = \cos \omega\tau$.

Плотность теплового потока, поступающего от поверхности внутрь ограждения в данный момент времени τ ,

$$q_{x=0} = \lambda A'_t \sqrt{\omega/2a} (\cos \omega\tau - \sin \omega\tau).$$

После преобразований получим

$$q_{x=0} = \lambda A'_t \sqrt{\omega/a} \cos(\omega\tau + \pi/4),$$

или

$$q_{x=0} = A'_t \sqrt{2\pi\lambda c\rho/T} \cos(\omega t + \pi/4). \quad (3.16)$$

Выражение (3.16) подтверждает, что колебания плотности теплового потока происходят с тем же периодом T , но опережают по фазе колебания температуры поверхности ограждения на $\pi/4$. В этой формуле произведение

$$A'_t \sqrt{2\pi\lambda c\rho/T}$$

является амплитудой колебаний плотности теплового потока A_q . Ее отношение к амплитуде колебаний A'_t температуры поверхности, периодически воспринимающей этот тепловой поток, равное A_q/A'_t , называется коэффициентом теплоусвоения поверхности ограждения $[Вт/(м^2 \cdot К)]$, т. е. $s = A_q/A'_t$, или

$$s = \sqrt{2\pi\lambda c\rho/T}.$$

Коэффициент теплоусвоения представляет собой изменение плотности теплового потока, вызывающее колебания температуры поверхности на 1 К. Для ограждения из однородного материала, при достаточной толщине стенки, теплоусвоение оказывается физической характеристикой стенки и оценивается коэффициентом теплоусвоения материала. Он также характеризует большую или меньшую способность материала воспринимать теплоту при колебаниях температуры на его поверхности.

Если период колебаний $T = 24$ ч, то коэффициент теплоусвоения обозначается s_{24} и определяется по формуле $s_{24} = 0,27\sqrt{\lambda c\rho}$, если теплоемкость подставляется в $кДж/(кг \cdot К)$. Теплоизоляционные материалы, обладающие малыми λ и ρ , имеют и относительно малый коэффициент теплоусвоения (табл. 3.5).

Различием значений коэффициента теплоусвоения объясняется, например, тот факт, что предметы из разных материалов с резко отличным теплоусвоением, находящиеся в одном помещении, т. е. имеющие одинаковую температуру, при прикосновении к ним кажутся — одни теплыми, а другие — холодными. Теплоизо-

Т а б л и ц а 3.5. Коэффициенты теплоусвоения некоторых материалов

Материал	λ , Вт/(м·К)	ρ , кг/м ³	s_{24} , Вт/(м ² ·К)
Сталь	45,400	7850	109,30
Мрамор	2,900	2800	26,40
Бетон	1,190	2400	15,35
Дерево	0,107	450	3,03
Минераловатные плиты	0,093	400	1,43
Полистирол	0,047	30	0,34
Пенополиуретан	0,019	15	0,22

ляционные материалы высокой эффективности обладают весьма низкими коэффициентами теплоусвоения, т. е. при изменении температуры поверхности отдают меньшее количество теплоты и поэтому должны применяться для изоляции сооружений с резко переменным режимом работы (испытательные камеры, регенераторы и т. п.).

В результате затухания колебаний температуры в толще ограждения (рис. 3.9) на внутренней поверхности при средней температуре поверхности $t''_{\text{пм}}$ колебания имеют значительно меньшую амплитуду A'_i . Штриховые линии по обеим сторонам прямой линии падения температуры при стационарном режиме представляют собой геометрические места точек, характеризующих максимальные и минимальные значения температур в соответствующих сечениях ограждения, изменяющиеся в интервале $t_x \pm (A'_i)_x$.

Отношение амплитуды A'_i на поверхности ограждения, воспринимающей колебания температуры внешней среды, к амплитуде A''_i на внутренней поверхности называется затуханием амплитуд v внутри ограждения толщиной δ , т. е. $v = A'_i/A''_i$. Из зависимости (3.15) амплитуда колебаний температур внутренней поверхности

$$A''_i = A'_i \exp\left[-\delta\sqrt{\omega/(2a)}\right].$$

Тогда $v = \exp\left[-\delta\sqrt{\omega/(2a)}\right]$. Если показатель степени в последнем выражении умножить и разделить на λ , то можно получить

$$v = \exp\left[(\delta/\lambda)\sqrt{2\pi\lambda c\rho/T}(1/\sqrt{2})\right] \text{ или } v = \exp(Rs/\sqrt{2}). \quad (3.17)$$

Теперь в показатель степени входит произведение термического сопротивления слоя материала на коэффициент теплоусвоения этого материала. Эту безразмерную величину $D = Rs$ называют характеристикой тепловой инерции (массивности) ограждения, выполненного из данного материала. Как видно из выражения (3.17), она является мерой интенсивности затухания колебаний температуры внутри однородного ограждения.

Поскольку $(\exp 1/\sqrt{2}) \approx 2$ то выражение (3.17) примет вид $v \approx 2^{Rs} \approx 2^D$. Из него следует, что при $D = 1$ затухание колебаний $v = 2$. Массивностью $D = 1$ характеризуется так называемый слой резких колебаний температуры, непосредственно прилегающий к поверхности, воспринимающей периодически поступающий тепловой поток.

При прохождении через него тепловой волны амплитуда колебаний температуры уменьшается в два раза. Действительная толщина Δ слоя резких колебаний может быть найдена по соотношению $s\Delta/\lambda = 1$, из которого $\Delta = \lambda/s$. Например, для стали $\Delta = 45,4/109,3 = 0,415$ м, а для пенополиуретана $\Delta = 0,019/0,22 = 0,086$ м.

Помимо того, что колебания температуры в ограждении затухают по мере удаления от наружной поверхности, они еще и запаздывают по времени. Это показано на рисунке толстой волнообразной линией, характеризующей температуру в любой плоскости ограждения в момент времени, соответствующий максимальной температуре на наружной поверхности $t'_{nt} + A'_t$. В точке a колебания температуры отстают от колебаний температуры на наружной поверхности на время, равное периоду колебаний, т. е. на T часов. Расстояние l представляет собой длину волны. Число волн, располагающихся в толще ограждения, зависит от показателя D тепловой инерционности ограждения. В ограждении, имеющем $D = 8,5$, располагается одна температурная волна, т. е. колебания температуры наружной поверхности, произошедшие при $T = 24$ ч, придут на внутреннюю поверхность завтра в то же время; $D < 8,5$ соответствует неполная температурная волна в ограждении, а $D > 8,5$ — более одной температурной волны.

Для многослойного ограждения его массивность определяется как сумма массивности отдельных слоев:

$$D = R_1 s_1 + R_2 s_2 + R_3 s_3 + \dots \quad (3.18)$$

Это выражение не учитывает затухания тепловой волны при переходе из одного материала в другой, поэтому является приближенным. Ограждение считается легким, если $D = 1,5 \div 4$, средним — при $D = 4 \div 7$ и массивным — при $D > 7$, а при $D < 1,5$ — безынерционным.

§ 3.6. ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННЫЕ КОНСТРУКЦИИ ОГРАЖДЕНИЙ

Об изоляции холодильных сооружений иногда говорят, что нет плохих изоляционных материалов, а есть плохие изоляционные конструкции. В определенной степени это справедливо. На самом деле, имеются примеры плохого состояния изоляции, выполненной из хороших материалов, и в то же время известны случаи многолетней эксплуатации без нарушения качества далеко небезупречных изоляционных материалов. В связи с этим важно установить, каким требованиям должна удовлетворять хорошая изоляционная конструкция.

1. Изоляционная конструкция должна быть экономичной. Это не значит быть просто дешевой, хотя цена имеет большое значение из-за высокой доли стоимости изоляционной конструкции в сумме общих затрат на холодильное сооружение. Через наружные ограждения в охлаждаемые помещения во многих случаях поступает не менее половины всех теплопритоков. Уменьшить проникновение теплоты через ограждение можно, как известно, увеличением толщины слоя теплоизоляционного материала. Однако неразумно увеличивать ее беспредельно. При некоторой толщине теплоизоляции ограждения или, что то же самое, при некотором

его коэффициенте теплопередачи приведенные затраты на ограждение окажутся минимальными, что позволяет найти значение оптимального коэффициента теплопередачи, соответствующее этому минимуму.

Сумма приведенных годовых затрат в рублях $Z_{пр}$, отнесенных к 1 м^2 изолированного ограждения, определится по формуле

$$Z_{пр} = C + E_n K, \quad (3.19)$$

где C — годовые эксплуатационные затраты; E_n — нормативный коэффициент эффективности капитальных затрат; K — капитальные затраты на изоляционную конструкцию.

Эксплуатационные затраты, связанные с теплоизоляционными конструкциями, $C = A + E + U$, где A — амортизационные отчисления от стоимости изоляционной конструкции; E — стоимость производства искусственного холода, необходимого для отвода теплопритока через изоляцию; U — стоимость продуктов, потерянных из-за усушки, вызванной проникновением теплоты через изоляционную конструкцию. Все члены зависимости (3.19) являются функцией толщины изоляционного слоя $\delta_{из}$ или коэффициента теплопередачи ограждения k_n . Причем члены, связанные с капитальными затратами $A + E_n K$, возрастают с увеличением $\delta_{из}$ (или с уменьшением k_n), а затраты на производство холода и потери от усушки имеют противоположную тенденцию. Оптимальная толщина изоляции, соответствующая минимальным приведенным затратам, может быть найдена, если приравнять нулю производную $Z_{пр}$ по $\delta_{из}$, т. е. $dZ_{пр}/d\delta_{из} = 0$, что дает возможность найти $\delta_{из. опт}$ или $k_{н. опт}$.

Определение $k_{н. опт}$ может быть проведено и графически, как это показано на рис. 3.10. Нужно сказать, что кривая $Z_{пр} = f(k_n)$ имеет довольно пологий (расплывчатый) минимум, вследствие чего существенные отклонения от $k_{н. опт}$ (на 20–30 %) приводят к отклонению от $Z_{пр. min}$ не более чем на 5–10 %.

Нормативные документы устанавливают значения полного термического сопротивления ограждений охлаждаемых помещений, близкие к оптимальным (см. гл. 4).

Для всех помещений данного объекта с различной температурой надо создавать ограждения с одинаково экономичной изоляцией. Это может быть обеспечено, если через каждое наружное ограждение независимо от температуры внутри помещения будет проходить тепловой поток с одинаковой плотностью. Для камер холодильников данные, приведен-

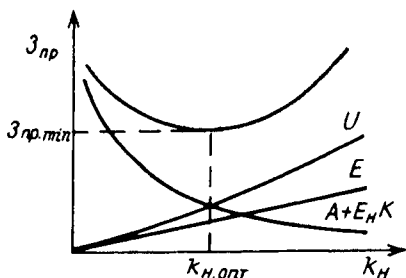


Рис. 3.10. Графическое определение оптимального коэффициента теплопередачи ограждения

ные в гл. 4, отвечают плотности теплового потока 10–12 Вт/м² (в некоторых европейских странах эта величина не превышает 7–9 Вт/м²). Для транспортных и малых установок это значение может быть повышено до 16–18 Вт/м². При низких температурах (до –100 °С) численное значение плотности теплового потока повышается, достигая для небольших установок 20 Вт/м².

2. Изоляционная конструкция ограждения должна обеспечить необходимый перепад между температурой поверхности и температурой окружающего воздуха. Этот температурный перепад определяется технологическими требованиями к температуре внутренней поверхности ограждения или необходимостью воспрепятствовать конденсации влаги на наружной поверхности ограждения с теплой стороны.

Для стационарного теплового потока, если задана разность температур в охлаждаемом помещении $t'_{\text{пм}} - t_{\text{пм}}$ (см. рис. 3.2), коэффициент теплопередачи ограждения из зависимостей (3.1) и (3.3)

$$k_{\text{н}} = \alpha_{\text{пм}} (t'_{\text{пм}} - t_{\text{пм}}) / (t'_{\text{н}} - t_{\text{пм}}). \quad (3.20)$$

В действительности тепловой поток нестационарен из-за колебаний температуры $t_{\text{н}}$, что будет вызывать, в свою очередь, колебания температуры поверхностей $t'_{\text{н}}$ и $t'_{\text{пм}}$. Амплитуда колебаний этих температур зависит от массивности ограждения. Для учета нестационарности режима в уравнение (3.20) вводят множитель $1/m$, характеризующий массивность ограждений. Тогда уравнение коэффициента теплопередачи примет окончательный вид

$$k_{\text{н}} = \alpha_{\text{пм}} (t'_{\text{пм}} - t_{\text{пм}}) / [(t'_{\text{н}} - t_{\text{пм}})m]. \quad (3.20a)$$

Для массивных ограждений $m = 1,0$, для ограждений средней массивности $m = 1,1$, для легких ограждений $m = 1,15$.

Чтобы не допустить конденсации водяного пара из воздуха на поверхности ограждения, разделяющего два помещения с температурами t_1 и t_2 (пусть $t_1 > t_2$), нужно, чтобы температура поверхности t'_1 была выше температуры точки росы $t_{1\text{р}}$ воздуха в помещении 1 при его влажности ϕ_1 , т. е.

$$t'_1 > t_{1\text{р}}. \quad (3.21)$$

Тогда

$$k = \alpha_1 (t_1 - t'_1) / [(t_1 - t_2)m] \text{ или } k < \alpha_1 (t_1 - t'_1) / [(t_1 - t_2)m].$$

С учетом коэффициента запаса, обеспечивающего выполнение неравенства (3.21), коэффициент теплопередачи ограждения

$$k = 0,95 \alpha_1 (t_1 - t'_1) / [(t_1 - t_2)m]. \quad (3.22)$$

По условию недопущения конденсации пара на поверхности, обращенной в теплое помещение, должен определяться коэффициент теплопередачи внутренних ограждений (перегородок, междуэтажных перекрытий).

Для того чтобы не допустить конденсации влаги на поверхности наружных ограждений приходится проводить аналогичный расчет для наружных поверхностей ограждений камер с отрицательными температурами при летних расчетных условиях и для внутренних поверхностей ограждений камер с положительными температурами при зимних расчетных условиях. При расчете коэффициента теплопередачи принимают значения коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{\text{пм}} = 6 \div 7 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$.

По вычисленному или принятому коэффициенту теплопередачи (полному термическому сопротивлению) может быть определена толщина слоя теплоизоляционного материала. Если ограждение представляет собой многослойную стену, то

$$k_n = 1 / \left[1/\alpha_n + \sum (\delta_i/\lambda_i) + \delta_{\text{из}}/\lambda_{\text{из}} + 1/\alpha_{\text{пм}} \right], \quad (3.23)$$

где $\sum \delta_i/\lambda_i$ — сумма термических сопротивлений всех слоев ограждения, кроме слоя теплоизоляционного материала; $\delta_{\text{из}}$ и $\lambda_{\text{из}}$ — толщина слоя и теплопроводность теплоизоляционного материала в конструкции ограждения.

Из формулы (3.23) находят выражение для определения толщины слоя $\delta_{\text{из}}$ теплоизоляционного материала:

$$\delta_{\text{из}} = \lambda_{\text{из}} \left\{ 1/k_n - \left[1/\alpha_n + \sum (\delta_i/\lambda_i) + 1/\alpha_{\text{пм}} \right] \right\}. \quad (3.24)$$

Действительная толщина теплоизоляционного слоя при применении штучных материалов определяется округлением найденного размера до значения, кратного стандартной толщине выпускаемых изделий. Теплоизоляцию следует выполнять по меньшей мере из двух слоев плит или блоков для того, чтобы при производстве теплоизоляционных работ можно было перекрывать швы (стыки) первого слоя материала плитами или блоками второго слоя.

Условием недопущения конденсации водяного пара из воздуха на наружной поверхности должна отвечать также изоляция аппаратов и холодных трубопроводов. Во избежание конденсации влаги на поверхности трубопроводов (рис. 3.11) должно осуществляться неравенство (3.21). Если пренебречь термическим сопротивлением переходу теплоты от внутренней поверхности трубы к хладоносителю (хладагенту) и термическим сопротивлением стенки трубы, то можно написать выражение для определения плотности теплового потока q' через изолированную трубу на 1 м ее длины в случае стационарного режима:

$$q' = \pi(t_1 - t_a) / \left\{ 1/(\alpha_1 D_{\text{из}}) + \left[1/(2\lambda_{\text{из}}) \right] \ln(D_{\text{из}}/d_n) \right\} = \\ = \pi(t_1 - t'_1) / \left[1/(\alpha_1 D_{\text{из}}) \right]. \quad (3.25)$$

Равенство (3.25) может быть написано в виде

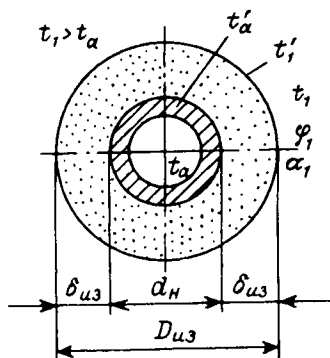


Рис. 3.11. Теплоизоляция холодного трубопровода

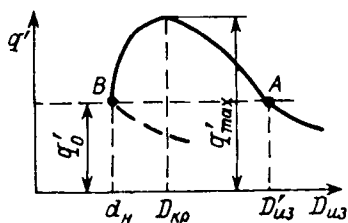


Рис. 3.12. Зависимость плотности теплового потока через изоляцию трубопровода от толщины теплоизоляционного слоя

$$(t_1 - t'_1)/(t_1 - t_a) = 1/[1 + \alpha_1 D_{из}/(2\lambda_{из}) \ln(D_{из}/d_n)].$$

Для выполнения неравенства (3.21) должно быть

$$(t_1 - t'_{1p})/(t_1 - t_a) > 1/[1 + \alpha_1 D_{из}/(2\lambda_{из}) \ln(D_{из}/d_n)] \text{ или}$$

$$0,95(t_1 - t'_{1p})/(t_1 - t_a) = 1/[1 + \alpha_1 D_{из}/(2\lambda_{из}) \ln(D_{из}/d_n)]. \quad (3.26)$$

Искомая величина $\delta_{из} = (D_{из} - d_n)/2$ находится из уравнения (3.26). Как известно, отношение $2\lambda_{из}/\alpha_1$ представляет собой критический диаметр изоляции $D_{кр}$, при котором тепловой поток через изоляцию трубопровода достигнет максимального значения q'_{max} (рис. 3.12). В связи с этим зависимость (3.26) примет вид

$$0,95(t_1 - t'_{1p})/(t_1 - t_a) = 1/[1 + \alpha_1 D_{из}/D_{кр} \ln(D_{из}/d_n)]. \quad (3.26a)$$

При решении уравнения (3.26) необходимо выбирать $D_{из} > D_{кр}$, что заставляет применять для изоляции холодных трубопроводов эффективные и высокоэффективные материалы с малым значением $\lambda_{из}$, чтобы уменьшить величину $D_{кр}$. Особенно важно уменьшить $D_{кр}$ для изоляции трубопроводов диаметром менее 50 мм. Требуется также, чтобы тепловая изоляция холодных трубопроводов выполняла и второе свое назначение: уменьшала теплоприток через стенку трубы. Из рис. 3.12 видно, что это условие выполняется только при $D_{из} > D'_{из}$, так как только тогда плотность теплового потока q' через теплоизоляционный слой станет меньше плотности теплового потока q'_0 через стенку неизолированной трубы. Точке А соответствует равенство $q' = q'_0$ или

$$\pi(t_1 - t_a)/[1/(\alpha_1 D_{из}) + 1/(2\lambda_{из}) \ln(D'_{из}/d_n)] = \pi(t_1 - t_a)/[1/(\alpha_1 d_n)],$$

откуда $1/(\alpha_1 D'_{из}) + 1/(2\lambda_{из}) \ln(D'_{из}/d_n) = 1/(\alpha_1/d_n)$.

Полученное выражение легко приводится к виду

$$1 + D'_{из}/D_{кр} \ln(D'_{из}/d_n) = D'_{из}/d_n. \quad (3.27)$$

Решение этого уравнения дает возможность найти толщину изоляционного слоя, при которой теплоприток через изоляцию оказывается одинаковым с теплопритоком через неизолированную трубу. Очевидно, что уменьшить теплоприток по сравнению с неизолированной трубой можно при соблюдении неравенства

$$1 + D_{из}/D_{кр} \ln(D_{из}/d_n) > D_{из}/d_n.$$

Возможен и такой путь. Можно выбирать $\lambda_{из}$ так, чтобы $\lambda_{из} = \alpha_1 d_n/2$, так как это соответствует условию $D_{кр} = d_n$. Тогда линия, характеризующая изменение плотности теплового потока, пойдет, как показано на рис. 3.12, штриховой линией, проведенной из точки *B*.

3. Изоляционная конструкция должна обеспечивать непрерывность как теплоизоляционного, так и пароизоляционного слоев по всей поверхности охлаждаемого сооружения. При наличии одиночного охлаждаемого помещения это условие легко выполняется путем укладки изоляции по внутренней поверхности ограждений. Чтобы обеспечить непрерывность изоляции при большом количестве охлаждаемых помещений и в многоэтажных сооружениях, приходится прибегать к специальным строительным конструкциям.

При обычных строительных конструкциях промышленных многоэтажных зданий непрерывность изоляционного слоя будет нарушаться междуэтажными перекрытиями (рис. 3.13, *a*) и внутренними стенками. В этом случае в изолированном ограждении образуются места с меньшим термическим сопротивлением. Такие места называются тепловыми мостиками. В тепловых мостиках возрастает плотность теплового потока, вследствие чего в этих местах теплопритоки увеличиваются непропорционально площади мостиков. Но значительно больший вред приносят тепловые мостики тем,

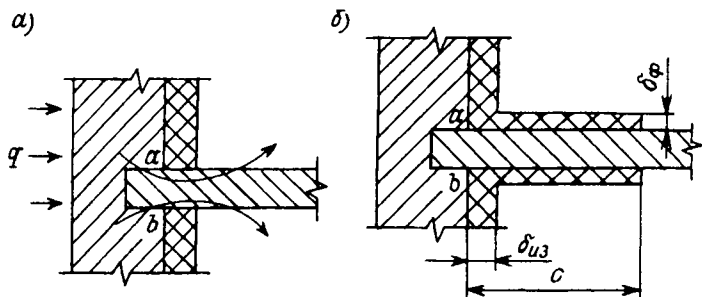


Рис. 3.13. Нарушение непрерывности изоляционного слоя в обычных строительных конструкциях многоэтажных зданий

что они являются очагами увлажнения изоляционной конструкции. На самом деле в плоскости ab междуэтажного перекрытия температура гораздо ниже, чем на теплой поверхности теплоизоляционного слоя, что может вызвать в этом сечении конденсацию пара и дальнейшее продвижении влаги по материалу под действием капиллярных, а затем гравитационных сил.

Воспрепятствовать вредному влиянию тепловых мостиков можно путем создания возле них теплоизолированных участков или так называемых фартуков (в судостроении именуемых риббандами), показанных на рис. 3.13, б. Для определения длины фартука c , достаточной для устранения вредных последствий от наличия теплового мостика, приближенно можно считать, что сопротивление передаче теплоты вдоль мостика, покрытого фартуком, должно равняться термическому сопротивлению основного теплоизоляционного слоя, т. е. $\delta_{из}/\lambda_{из} = c/\lambda_m$, откуда

$$c = \delta_{из} \lambda_m / \lambda_{из}, \quad (3.28)$$

где λ_m — теплопроводность материала теплового мостика.

Так как теплопроводность строительных материалов значительно больше теплопроводности теплоизоляционных материалов, то длина фартука оказывается равной 1–1,5 м. Толщина изоляционного слоя фартука δ_f берется обычно равной $0,5\delta_{из}$. Устройство фартука влечет за собой повышенный расход теплоизоляционных материалов, появление уступа на полу помещения и уменьшение полезного объема помещения. По этим причинам оно может выполняться лишь при невозможности осуществления более рациональных конструкций.

При строительстве многоэтажных холодильников для создания непрерывного изоляционного слоя применяют специальные конструкции, называемые этажерочными. Такая конструкция представляет собой монолитную или сборную железобетонную этажерку, у которой колонны выполняют функцию стоек, а междуэтажные перекрытия — полок. Вся нагрузка от уложенных грузов передается через перекрытия на колонны. В такой конструкции наружные стены испытывают нагрузку только от собственной массы, т. е. не являются несущими и защищают изоляционный слой от механических повреждений и атмосферных осадков.

Этажерочные конструкции применяют в двух основных вариантах: с пристенными колоннами (рис. 3.14, а) и с консольными перекрытиями (рис. 3.14, б). Обе конструкции позволяют создать непрерывные слои теплоизоляции 2 и пароизоляции 1. Как видно, непрерывность изоляционного слоя в этих случаях нарушается только по колоннам. Поэтому, когда колонны проходят через слой тепловой изоляции, их приходится изолировать (снизу или сверху — в зависимости от того, где проходит теплоизоляционный слой) фартуками 3 (рис. 3.14, а). Не вдаваясь в оценку этих конструкций с точки зрения строительной техники, можно отметить достоинства

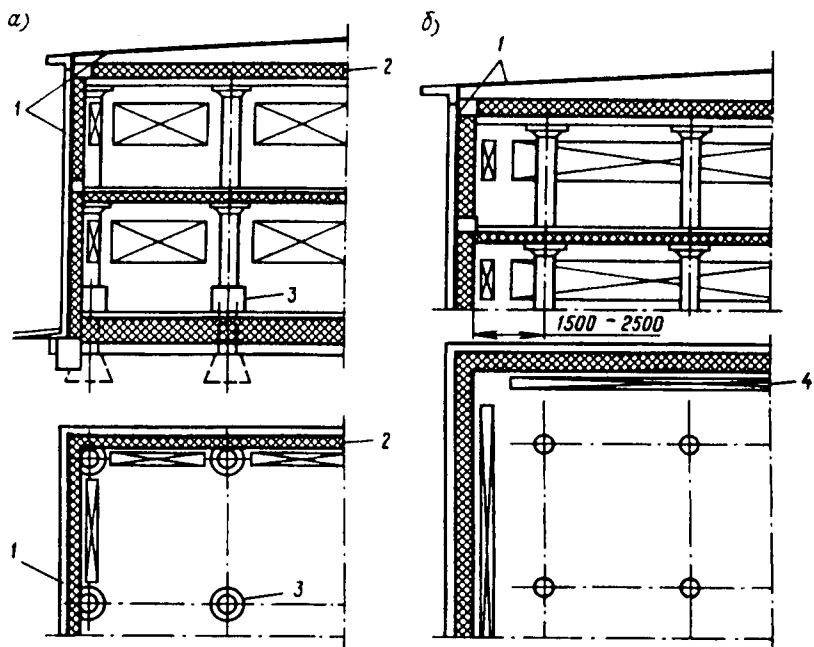


Рис. 3.14. Создание непрерывного изоляционного слоя в этажерочных конструкциях многоэтажных зданий: а — с пристенными колоннами; б — с консольными перекрытиями;

1 — слой пароизоляции; 2 — слой теплоизоляции; 3 — фартук; 4 — охлаждающие приборы

варианта с консольными перекрытиями, заключающиеся в том, что облегчаются выполнение теплоизоляционного слоя (отсутствуют трудности с укладкой изоляции за колоннами), а также наблюдение за состоянием изоляции и ее ремонт, упрощается и монтаж охлаждающих приборов 4.

В наиболее распространенных изоляционных конструкциях при применении штучных теплоизоляционных материалов (рис. 3.15) теплоизоляционный слой 4 защищается наружной стеной 1, выполняемой из кирпича (железобетона, бетонных камней, естественных камней и т. п.). Выравнивающий слой штукатурки 2 накладывается на стену для сглаживания неровностей внутренней поверхности кладки, так как наносить битумный слой и наклеивать пароизоляционные материалы (слой 3) следует только на ровную

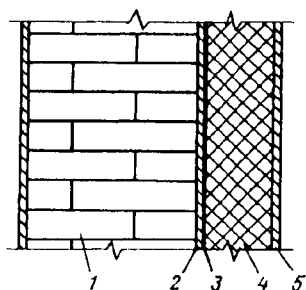


Рис. 3.15. Стена, изолированная штучными изоляционными материалами:

1 — наружная стена; 2 — штукатурка; 3 — слой пароизоляции; 4 — слой теплоизоляции; 5 — штукатурка

поверхность. Со стороны охлаждаемого помещения слой тепловой изоляции покрывается штукатуркой 5. Изоляционная конструкция должна быть достаточно надежной и прочной.

На рис. 3.16, *а* показан один из вариантов обеспечения прочности конструкции, выполненной из плитных теплоизоляционных материалов. Теплоизоляционные плиты 4 не только приклеивают к поверхности ограждения 1 (на которую предварительно наносят пароизоляционный слой 3) и друг к другу, но и крепят при помощи каркаса из деревянных антисептированных реек 5. Для крепления реек к ограждению могут быть использованы деревянные пробки, закладные элементы или анкерные болты 2. Обычно размеры сечения реек 50 × 50 или 50 × 60 мм; если толщина плит или блоков, предварительно образованных путем склеивания отдельных плит, больше высоты сечения рейки, то образующиеся пустоты заполняют закладными элементами 6 из того же теплоизоляционного материала. К рейкам же при помощи гвоздей или шурупов 8 крепят внутренний отделочный слой 7.

Если теплоизоляционный слой 5 (рис. 3.16, *б*) наносится на поверхность ограждения 1 путем напыления, то до напыления к ограждению крепят рейки 6 так, чтобы расстояние от изолируемой поверхности (от пароизоляционного слоя 3) до лицевой поверх-

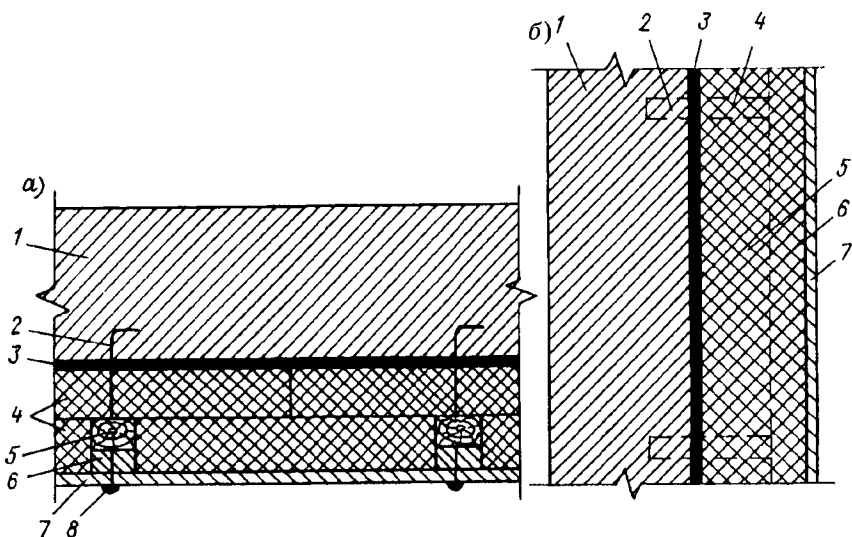


Рис. 3.16. Крепление теплоизоляционного материала к ограждению:
а — теплоизоляция из плит;

1 — материал ограждения; 2 — анкерный болт; 3 — пароизоляционный слой; 4 — теплоизоляционный слой; 5 — деревянная рейка; 6 — закладной элемент; 7 — отделочный слой; 8 — шуруп;

б — теплоизоляция из напыляемых материалов;

1 — материал ограждения; 2 — деревянная пробка; 3 — пароизоляционный слой; 4 — деревянная бобышка; 5 — теплоизоляционный слой; 6 — рейка; 7 — отделочный слой

ности реек равнялось толщине будущего слоя тепловой изоляции. Таким образом, при напылении изоляции рейки помогают получить слой строго необходимой толщины. К этим же рейкам крепят внутренний отделочный слой 7. Для крепления реек в ограждение предварительно заделывают деревянные пробки 2, к которым также крепятся деревянные бобышки 4.

При применении засыпной изоляции или изоляционного материала, вспенивающегося в конструкции, с внутренней стороны ограждения выполняют вторую стенку (которая должна быть достаточно паропроницаемой или обе стенки должны быть совершенно паронепроницаемыми, например металлическими) и между этими стенками засыпают изоляционный материал или заливают исходную композицию. Для изоляции временных сооружений или небольших установок можно применять также засыпной изоляционный материал, укладывая его между деревянными обшивками из двух рядов досок; между последними с теплой стороны (или с обеих сторон) укладывают пароизоляционный слой.

В случае применения достаточно прочных изоляционных материалов, таких как газостекло, материал ограждения может быть и несущим, и теплоизоляционным.

Большое внимание уделяют непрерывности изоляционного слоя при постройке холодильников из сборных элементов. Место стыка двух вертикальных панелей показано на рис. 3.17. Сборные панели для стен выполняют в виде железобетонных плит 5 в форме корыт шириной 2000 мм и длиной, соответствующей унифицированной высоте этажа холодильника. На внутреннюю поверхность панелей наносят пароизоляционный слой 6 из битумной грунтовки и наклеенного на нее с помощью битума или горячей мастики рулонного материала (чаще всего гидроизола). На пароизоляционный слой наклеивают теплоизоляционный слой 4, поверх которого укладывают асбоцементные плиты 3. Эту работу выполняют предварительно на специально оборудованной площадке на месте строительства или на заводе железобетонных изделий. При монтаже панели крепят к перекрытию 2, а прямоугольную полость 7, образованную выступающими ребрами плиты панели, заливают бетоном. На место стыка наносят паро-

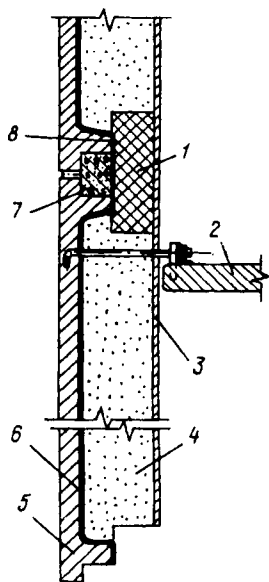


Рис. 3.17. Изоляция стены многоэтажного холодильника сборными панелями (горизонтальный шов):

1 — теплоизоляционный материал; 2 — перекрытие; 3 — асбоцементные плиты; 4 — теплоизоляционный слой; 5 — железобетонная плита; 6 — пароизоляционный слой; 7 — полость, заливаемая бетоном; 8 — пароизоляционный слой

изоляционный слой 8 и по нему укладывают теплоизоляционный материал 1 заподлицо с изоляцией панели. Место стыка штукатурят или закрывают асбоцементными плитами. В местах стыков тепловая изоляция получается ослабленной и нередко служит очагом конденсации влаги на наружной поверхности стены и внутри изоляции.

Современные одноэтажные холодильники имеют наружный или внутренний каркас (рис. 3.18), состоящий из стальных колонн 6 и балок 10 или ферм. К колоннам крепятся изолированные стеновые панели 7, а на балки укладывают потолочные панели 8. Изолированные многослойные панели типа сэндвич имеют наружную 14 и внутреннюю 15 оболочки из стального или алюминиевого листа толщиной 0,8–1,0 мм (иногда гофрированного) и заполнены пенополиуретаном 11, имеющим коэффициент теплопроводности 0,019–0,020 Вт/(м · К). Панели выполняют шириной 1,2–1,5 м и длиной до 24 м. Они могут монтироваться или горизонтально (как показано на рисунке), или вертикально, как это делается при строительстве одноэтажных высотных холодильников. К элементам стального каркаса плиты присоединяют крепежными деталями. В стык между панелями укладывают пенополиуретановую ленту 12 (или заливают пенополиуретан) и стык закрывают эластичной замазкой 13. Железобетонную плиту основания 1 холодильника обычно укладывают непосредственно на грунт. В плиту закладывают электронагреватели 2 или трубы для обогрева пола. На плиту наносят пароизоляционный слой 3, а по нему выполняют слой тепловой защиты 4. Таким образом создается непрерывность тепло- и пароизоляции вокруг всего охлаждаемого объема, причем теплоизоляционный материал в панелях оказывается хорошо защищенным от увлажнения металлическими оболочками. Последним слоем является чистый пол 5. По плитам покрытия может настилаться кровля 9. Наружный каркас для холодильников предпочтительнее, так как в этой конструкции образуется меньше тепловых мостиков, в частности у колонн. Применение легких и стандартных элементов позволяет строить холодильники такого типа даже большой вместимости в короткие сроки (6–8 месяцев). Масса строительных и конструкционных материалов для такого холодильника примерно в десять раз меньше массы материалов, необходимых для строительства холодильника такой же площади, но выполненного традиционным способом.

Для увеличения пожаробезопасности выпускают сэндвичи с приклеенными к внутренней поверхности облицовочных листов гипсовыми (алебастровыми) плитами толщиной 20 мм. Получается четырех- и пятислойные панели. Для этой же цели выполняют и бетонные слои толщиной до 100 мм.

Предметом особых забот должно быть обеспечение непрерывности тепловой и влажностной защиты холодных трубопроводов и аппаратов, так как опасность увлажнения теплоизоляционного материала здесь особенно велика в связи с тем, что металлические

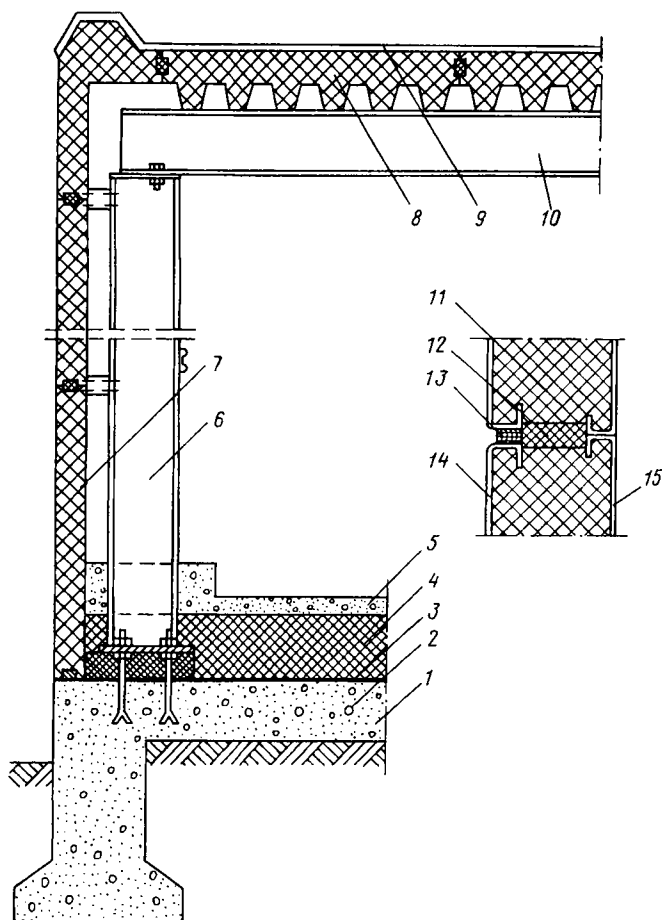


Рис. 3.18. Изоляция одноэтажного холодильника панелями типа сэндвич:

1 — железобетонная плита; 2 — электронагреватель; 3 — пароизоляционный слой; 4 — теплоизоляционный слой; 5 — пол; 6 — стальная колонна; 7 — стенная панель; 8 — потолочная панель; 9 — кровля; 10 — стальная балка; 11 — пенополиуретан; 12 — пенополиуретановая лента; 13 — эластичная замазка; 14 — наружная оболочка; 15 — внутренняя оболочка

стенки являются абсолютно непроницаемым пароизоляционным слоем с холодной стороны. Вариант изоляционной ограждающей конструкции холодного трубопровода приведен на рис. 3.19. Изолируемую поверхность трубы тщательно очищают и покрывают слоем битума 1 для защиты от коррозии и приклеивания теплоизоляционного материала 2 (на рисунке показана труба, изолируемая скорлупами в два слоя). Затем скорлупы обматывают мягкой про-

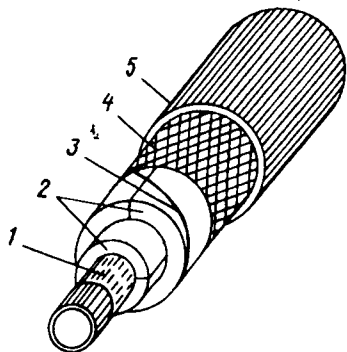


Рис. 3.19. Конструкция изоляции холодного трубопровода:

1 — антикоррозионный слой; 2 — теплоизоляционные скорлупы; 3 — проволока; 4 — пароизоляционный слой; 5 — отделочный слой

волокой 3 (липкой лентой) и на теплоизоляцию наносят непрерывный пароизоляционный слой 4 из рулонного (полимерная пленка) или обмазочного (битумно-полимерная мастика) материала. Далее покрывают отделочным слоем 5 (листовой алюминиевый сплав, полимерные пленки, кашированные алюминиевой фольгой). Швы отделочного слоя герметизируют.

Особо тщательно должны быть закрыты торцы изоляции в местах присоединения труб к аппаратам или фасонным частям. Защиту изоляции трубопроводов, проходящих вне помещений, следует выполнять особенно тщательно; иногда для этой цели применяют металлические кожухи.

На малых установках для теплоизоляции холодных трубопроводов с большим успехом применяют различные изделия из онзота (пористой резины).

4. Изоляционная конструкция должна по возможности восполнять недостающие свойства теплоизоляционного материала.

При рассмотрении свойств теплоизоляционных материалов указывалось, что материалов, полностью удовлетворяющих всем предъявляемым к ним требованиям, не существует. Поэтому иногда приходится применять материалы, наиболее доступные, даже в том случае, если они обладают и нежелательными свойствами. В таком случае в изоляционной конструкции должны быть предусмотрены элементы, позволяющие уменьшить влияние этих свойств материалов на работу изоляционной конструкции. Можно показать применение этого положения на некоторых примерах.

Большинство теплоизоляционных материалов — горючи. Для уменьшения возможных вредных последствий от пожара изоляционный слой разбивают на отсеки при помощи горизонтальных и вертикальных противопожарных поясов шириной 500 мм из негорючих изоляционных материалов, например из асбовермикулитовых или перлитогелиевых плит.

В случае возникновения пожара огонь локализуется в пределах одного отсека и не может распространяться дальше по изоляционному слою. Обычно максимальная площадь отсека для сгораемых материалов не должна превышать 500 м^2 , для трудносгораемых — 1000 м^2 .

Некоторые теплоизоляционные материалы имеют недостаточную механическую прочность, и на них нельзя передавать нагрузку того или иного вида.

В этом случае в изоляционной конструкции должны быть предусмотрены силовые (разгрузочные) элементы, которые примут на себя вес груза или другую нагрузку.

Некоторые теплоизоляционные материалы, особенно органического происхождения, разрушаются грызунами. В этом случае следует предусматривать в конструкциях элементы, которые препятствуют доступу грызунов в изоляцию. Например, по внутренней поверхности теплоизоляции стен (со стороны охлаждаемого помещения) на высоту до 1 м от пола укладывают стальную сетку с ячейками 12×12 мм или слой стеклянной ваты (10–20 мм), заводя его в пол на 0,5 м.

В некоторых зарубежных холодильниках применяют постоянное осушение изоляции в процессе ее эксплуатации. Для этого парциальное давление водяного пара в толще теплоизоляционного материала у холодной поверхности ограждения понижают ниже давления водяного пара в воздухе охлаждаемого помещения; таким путем можно добиться, чтобы линия давления пара p_x (например, на рис. 3.5), выходя из точки d , шла с таким наклоном, который обеспечивал бы ее расположение во всем ограждении ниже линии давления насыщенного пара p_x'' . Достигается это тем, что у внутренней поверхности ограждения в изоляции прокладывают каналы с окнами (при изоляции ограждений плитами теплоизоляционного материала выдалбливают желобки в самих плитах), по которым циркулирует осушенный воздух, поглощающий влагу из изоляции. Для осушения воздух из каналов направляют в воздухоохладитель, где он охлаждается, а влага из него выпадает в виде инея на поверхности воздухоохладителя; если же такое осушение не позволяет достичь необходимой сухости воздуха, воздух осушается адсорбентами. Подобный метод может применяться и для сушки (восстановления) увлажненной изоляции при ее ремонте.

§ 3.7. РАСЧЕТ ТЕПЛОПРитоКОВ ЧЕРЕЗ ИЗОЛИРОВАННЫЕ ОГРАЖДЕНИЯ ПРИ НАЛИЧИИ В НИХ ТЕПЛОВЫХ МОСТИКОВ

В ряде случаев при выполнении изоляционных конструкций необходимо в слое теплоизоляционного материала разместить элементы (включения), теплопроводность которых значительно выше теплопроводности теплоизоляционного материала. Наличие такого рода конструктивных элементов связано с недостаточной механической прочностью теплоизоляционного материала или с необходимостью усиления прочности и жесткости ограждения. Последнее особенно часто встречается в транспортных холодильных установках.

Все предыдущие расчеты прохождения теплоты через ограждение строились на предположении, что тепловой поток идет по направлению, перпендикулярному к поверхности ограждения и

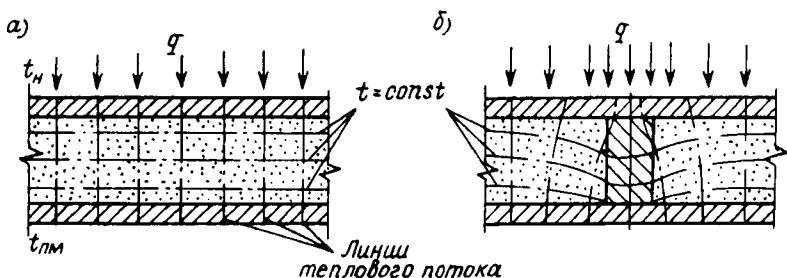


Рис. 3.20. Линии теплового потока и изотермические поверхности в изолированном ограждении: *а* — без элементов с высокой теплопроводностью; *б* — с элементами высокой теплопроводности

с одинаковой плотностью, а линии теплового потока параллельны друг другу. По этой причине изотермические поверхности в ограждении оказывались параллельными поверхности ограждения (рис. 3.20, *а*). Включение в слой теплоизоляционного материала элементов с более высокой теплопроводностью вызывает в них концентрацию теплового потока и искривление линий потока, поэтому искривляются и изотермические поверхности (рис. 3.20, *б*). Искривление происходит не только в самом включении, но распространяется и на соседние к нему участки теплоизоляционного материала, и оно тем больше, чем значительно отличаются друг от друга теплопроводность теплоизоляционного материала и материала включения. Если теплопроводность материала включения не слишком значительно (не более чем в 10 раз отличается от теплопроводности теплоизоляционного материала), то вычисление коэффициента теплопередачи можно упростить, придав изотермам более простой характер протекания, отличающийся от действительного. Применяют два способа расчета такого рода конструкций.

По первому способу изоляционную конструкцию разбивают на зоны мысленными, абсолютно нетеплопроводными и бесконечно тонкими перегородками (мембранами), перпендикулярными к поверхности ограждения (рис. 3.21; зоны *I* и *II*). Таким образом, каждая зона должна включать однородную часть конструкции, а вся конструкция оказывается состоящей из параллельно включенных проводников теплоты.

Изотермические поверхности в каждой зоне параллельны поверхности ограждения, но смещены по отношению к соседней зоне, поскольку в более теплопроводном элементе уплотняются линии теплового потока.

При параллельном включении проводников теплоты общее количество теплоты, проходящее через ограждение, равняется сумме количеств теплоты, проходящих через каждую зону. Для каждой из зон определяют коэффициент теплопередачи. Все величины, относящиеся к той или иной зоне, принято отличать подстрочным

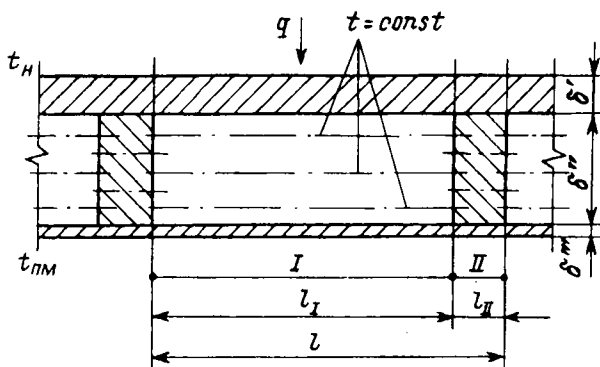


Рис. 3.21. Изотермические поверхности в ограждении при расчете по первому способу

индексом, соответствующим данной зоне, а величины, относящиеся к слоям, — надстрочным индексом. Величины, относящиеся ко всему ограждению, обозначают буквами без индексов (кроме коэффициента теплопередачи, который имеет обозначение способа, по которому он найден). Так, для первого способа

$$Q = k_{1\text{сп}} F (t_n - t_{\text{пм}}). \quad (3.29)$$

По условию первого способа

$$Q = Q_I + Q_{II} + \dots = k_I F_I (t_n - t_{\text{пм}}) + k_{II} F_{II} (t_n - t_{\text{пм}}) + \dots, \quad (3.30)$$

где $k_I = 1 / (1/\alpha_n + \delta'_1/\lambda'_1 + \delta''_1/\lambda''_1 + \delta'''_1/\lambda'''_1 + 1/\alpha_{\text{пм}})$; $k_{II} = 1 / (1/\alpha_n + \delta_I/\lambda_I + \delta''_I/\lambda''_I + \delta'''_I/\lambda'''_I/\alpha_{\text{пм}})$; $F_I, F_{II}, \dots$ — площади зон.

Разделив (3.30) на (3.29), можно получить

$$k_{1\text{сп}} = k_I F_I / F + k_{II} F_{II} / F + \dots \quad (3.31)$$

Если конструкция ограждения не изменяется в направлении, перпендикулярном к плоскости чертежа, то можно вычислить коэффициент теплопередачи ограждения для полосы шириной 1 м. Тогда

$$k_{1\text{сп}} = k_I l_I / l + k_{II} l_{II} / l + \dots \quad (3.31a)$$

По второму способу ограждение мысленно делят на слои абсолютно теплопроводными перегородками (мембранами), параллельными поверхности ограждения. По абсолютно теплопроводным мембранам тепловой поток, переходящий из одного слоя в другой, перераспределяется, направляясь в основном к наиболее теплопроводному участку.

В каждом слое линии теплового потока параллельны друг другу, но тепловой поток в нем движется независимо от того, как он

шел в предыдущем. В расчете по этому способу предполагается, что ограждение представляет собой ряд последовательно включенных термических сопротивлений, вследствие чего общее термическое сопротивление ограждения равно сумме термических сопротивлений отдельных слоев.

Общее термическое сопротивление

$$R_{2\text{сп}} = R_{\text{н}} + R' + R'' + R''' + \dots + R_{\text{пм}}. \quad (3.32)$$

Здесь каждый слой, состоящий из разнородных материалов (например, второй слой на рис. 3.21), можно рассматривать как соответствующее количество проводников, включенных параллельно. В таком случае общая проводимость слоя равна сумме проводимостей каждой параллельной ветви, т. е. $1/R' = 1/R'_1 + 1/R'_2 + \dots$; $1/R'' = 1/R''_1 + 1/R''_2 + \dots$; $1/R''' = 1/R'''_1 + 1/R'''_2 + \dots$.

По существу, для слоя, состоящего из нескольких материалов, вводится понятие эквивалентной теплопроводности $\lambda_{\text{экв}}$, равной сумме теплопроводностей материалов слоя, взятых пропорционально площади, занимаемой в слое, т. е. для второго слоя $\lambda''_{\text{экв}} = \lambda'_1 F_1 / F + \lambda''_2 F_2 / F$. Тогда $R'' = \delta'' / \lambda''_{\text{экв}}$, а

$$R_{2\text{сп}} = 1/\alpha_{\text{н}} + \delta' / (\lambda'_1 F_1 / F + \lambda'_2 F_2 / F) + \delta'' / (\lambda''_1 F_1 / F + \lambda''_2 F_2 / F) + \delta''' / (\lambda'''_1 F_1 / F + \lambda'''_2 F_2 / F) + 1/\alpha_{\text{пм}}. \quad (3.33)$$

Коэффициент теплопередачи ограждения $k_{2\text{сп}} = 1/R_{2\text{сп}}$. Первый способ дает заниженное значение коэффициента теплопередачи, поскольку при этом способе в ограждении предполагается наличие абсолютно нетеплопроводных перегородок, исключающих влияние теплопроводных элементов на теплоизоляционный материал, в то время как второй способ дает завышенные результаты, так как в ограждение вводятся элементы предположительно абсолютно теплопроводные.

В приближенных расчетах можно ограничиваться определением k по первому способу, как более близкому к действительной физической картине процесса. Иногда для уточнения, при заметной разнице между коэффициентами, полученными по обоим способам, за расчетное значение коэффициента теплопередачи принимают среднее арифметическое из значений, полученных по первому и второму способам, т. е. $k = (k_{1\text{сп}} + k_{2\text{сп}})/2$ или, по другим данным, $R = (R_{1\text{сп}} + R_{2\text{сп}})/2$.

Оба рассмотренных способа дают результаты, сильно отличающиеся друг от друга и от действительного значения коэффициента теплопередачи в случае наличия в ограждении элементов (включений), выполненных из материалов (например, из стали), теплопроводность которых значительно отличается от теплопроводности теплоизоляционного материала (теплопроводность стали приблизительно в 1000 раз больше теплопроводности пенополистирола).

Для определения коэффициента теплопередачи изолированного ограждения, включающего такого рода металлические элементы, предложено несколько методов. Одним из таких распространенных способов является метод, разработанный Е. Б. Иоэльсоном и А. Е. Ниточкиным для расчета судовой изоляции. Этот метод представляет собой уточнение первого способа и позволяет в определенной степени учесть концентрацию линий теплового потока, вызванную наличием элементов с высокой теплопроводностью. Как и в первом способе, конструкцию разбивают нетеплопроводными перегородками на зоны со своим, присущим им, характером направления линий теплового потока. В этом методе пренебрегают термическими сопротивлениями теплоотдачи у поверхностей ограждения и термическими сопротивлениями стальной обшивки и стальных элементов конструкции (набора). В связи с этим температуру обшивки и стальных элементов (включений) считают равной температуре наружного воздуха. Основной предпосылкой метода является предположение, что линии теплового потока, идущие от боковых поверхностей стальных элементов конструкции через изоляционный материал, являются дугами окружностей. По этой причине рассматриваемый метод называют методом круговых потоков.

На рис. 3.22, *а* показана конструкция ограждения с металлической обшивкой 1 и ребрами 2 шириной b и высотой h . В ограждении применен изоляционный материал 3 с $\lambda_{из}$. Расчет коэффициента теплопередачи ограждения обычно ведут для полосы шириной 1 м.

При разбивке ограждения на зоны прежде всего выделяют зону I размером b (площадью $F_I = 1 \cdot b \text{ м}^2$), находящуюся под стальным элементом конструкции. Линии теплового потока здесь перпендикулярны к основанию ребра b . Термическое сопротивление первой зоны $R_I = i/\lambda_{из}$.

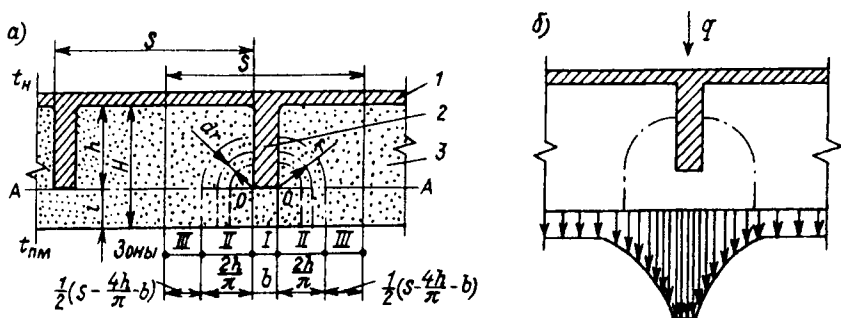


Рис. 3.22. Изолированное ограждение с металлическими ребрами: *а* — конструкция; *б* — интенсивность теплового потока;

1 — металлическая обшивка; 2 — ребро; 3 — теплоизоляционный слой

Секундное количество теплоты, проходящее через первую зону,

$$Q_I = F_I(t_n - t_{nm})/R_I = \lambda_{из} b \Delta t / i.$$

В целях некоторого упрощения расчета целесообразно для каждой зоны вычислить ее теплопроводимость, т. е. произведение коэффициента теплопередачи зоны на ее площадь: $K_I = k_I F_I = F_I / R_I$. Эта величина представляет собой количество теплоты, проходящей через зону при разности температур по сторонам ограждения 1 К. Так как $K_I = Q_I / \Delta t$, то теплопроводимость первой зоны

$$K_I = \lambda_{из} b / i. \quad (3.34)$$

За зону II принимают участки, на которые распространяется влияние искривления линий теплового потока из-за наличия стального ребра. Метод круговых потоков предполагает, что линии теплового потока в этой зоне, идущие от боковых поверхностей ребра, представляют собой дуги окружностей, проведенных радиусом r из центра, находящегося в ближайшем углу ребра (точки O на рисунке).

От границы ребер (прямая AA) линии теплового потока становятся перпендикулярными к поверхности ограждения.

Теплопроводимость элементарного участка зоны II шириной dr может быть вычислена с учетом того, что путь теплового потока по дуге равен одной четвертой части длины окружности, т. е.

$$dK_{II} = dr / [\pi r / (2\lambda_{из}) + i / \lambda_{из}] = \lambda_{из} dr / (\pi r / 2 + i). \quad (3.35)$$

Теплопроводимость зоны II может быть получена путем интегрирования уравнения (3.35) от $r_{\min}$ до $r_{\max}$. Минимальный радиус дуги $r_{\min} = 0$. Максимальный радиус $r_{\max}$ находят из тех соображений, что тепловой поток пойдет по пути наименьшего сопротивления и, следовательно, самый длинный путь по дуге окружности не может превышать длину пути по перпендикуляру от обшивки I до прямой AA , т. е. $\pi r_{\max} / 2 = h$ или $r_{\max} = 2h / \pi$.

Так как зона II состоит из двух участков пути круговых потоков, то полная теплопроводимость этой зоны

$$K_{II} = 2 \int_0^{2h/\pi} \lambda_{из} dr / (\pi r / 2 + i) = 2\lambda_{из} 2/\pi \ln(\pi r / 2 + i) \Big|_0^{2h/\pi},$$

откуда

$$K_{II} = 4\lambda_{из} / \pi \ln[(h + i)/i].$$

Площадь зоны III получается вычитанием площади зон I и II из общей площади рассматриваемого участка ограждения: $F_{III} = s - b - 4h/\pi$. Следует заметить, что цилиндрические поверхности радиуса $r_{\max}$ представляют собой воображаемые нетеплопроводные мембраны, отделяющие зону II от зоны III на этом участке.

Теплопроходимость зоны III

$$K_{III} = \lambda_{из} F_{III} / H = \lambda_{из} (s - b - 4h/\pi) / H. \quad (3.36)$$

Коэффициент теплопередачи ограждения

$$k = (K_I + K_{II} + K_{III}) / F,$$

или

$$k = \lambda_{из} / s \left\{ b/i + 4/\pi \ln[(h+i)/i] + (s - b - 4h/\pi) / H \right\}. \quad (3.37)$$

Интенсивность теплового потока, вычисленная по найденным зависимостям для такой изоляционной конструкции, показана на рис. 3.22, б. Здесь видны значительная интенсивность проникновения теплоты в месте расположения ребра и постепенное ее понижение в зоне, на которую распространяется влияние искривления линий теплового потока.

Наименьшее значение интенсивности теплового потока соответствует коэффициенту теплопередачи ограждения без тепловых мостиков.

Нормальная конструкция судовой изоляции охлаждаемых помещений обычно включает в себя еще деревянные бруски, к которым крепится внутренняя, большей частью деревянная, обшивка (рис. 3.23, а). Теплопроводность деревянных элементов обозначена λ_d .

Появление дополнительных конструктивных элементов в ограждении увеличивает число расчетных зон. Зона I останется без изменений и включает в себя область под полкой стального элемента

$$K_I = b / (i/\lambda_{из} + a/\lambda_d) = \lambda_{из} b / (i + a\lambda_{из}/\lambda_d). \quad (3.38)$$

Зона II соответствует половине зоны II предыдущего случая (см. рис. 3.22):

$$\begin{aligned} K_{II} &= \int_0^{2h/\pi} dr / \left[\pi r / (2\lambda_{из}) + i/\lambda_{из} + a/\lambda_d \right] = \\ &= 2/\pi \ln \left[\left(h/\lambda_{из} + i/\lambda_{из} + a/\lambda_d \right) / \left(i/\lambda_{из} + a/\lambda_d \right) \right] \Big|_0^{2h/\pi}. \end{aligned}$$

Окончательно

$$K_{II} = 2\lambda_{из} / \pi \ln \left[\left(h + i + a\lambda_{из}/\lambda_d \right) / \left(i + a\lambda_{из}/\lambda_d \right) \right]. \quad (3.39)$$

Зона III представляет собой путь теплового потока по деревянному бруску; для нахождения теплопроходимости можно интегрировать уравнение (3.35), подставляя в качестве верхнего предела радиус, равный толщине бруска s ,

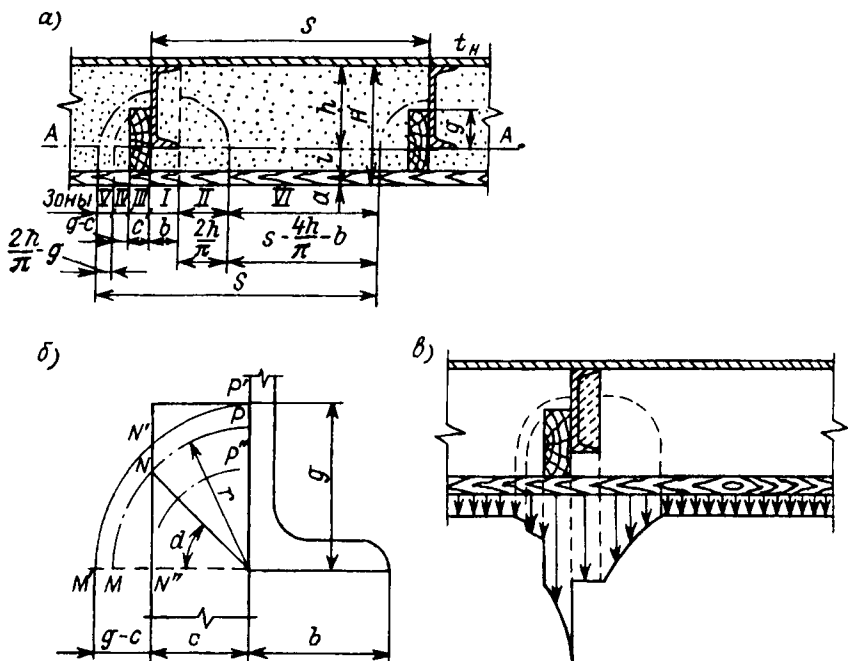


Рис. 3.23. Нормальная конструкция судовой изоляции

$$K_{III} = \int_0^c \lambda_d dr / (\pi r / 2 + i + a) = 2\lambda_d / \pi \ln[(\pi c / 2 + i + a) / (i + a)]. \quad (3.40)$$

Зона IV образует смешанный круговой путь теплоты сначала по дереву, а затем по теплоизоляционному материалу. Ширина этой зоны $g - c$. Интегрирование уравнения (3.35) выполняется в пределах от c до g . Для вычисления длины кругового пути по дереву и теплоизоляционному материалу можно воспользоваться тем, что длина дуги окружности равна произведению радиуса на центральный угол. На рис. 3.23, б зона IV показана в увеличенном масштабе. Длина кругового пути в изоляционном материале изменяется от 0 при $r = c$ до $N'M'$ при $r = g$. Размер текущей дуги $NM = r\alpha = r \arccos(c/r)$. Длина кругового потока в дереве изменяется от $p''N''$ при $r = c$ до $p'N'$ при $r = g$. Длина текущей дуги $pN = r(\pi/2 - \alpha) = r \arcsin(c/r)$.

Теперь можно написать выражение для теплопроводимости зоны IV:

$$K_{IV} = \int_c^g dr / \left(r / \lambda_d \arcsin(c/r) + r / \lambda_{из} \arccos(c/r) + i / \lambda_{из} + a / \lambda_d \right).$$

Так как численное значение количества теплоты зоны IV относительно невелико, то нет нужды в решении этого интеграла. С достаточной для практики точностью можно вычислять теплопроводимость по дуге среднего радиуса $r_{\text{cp}} = (c + g)/2$. Тогда

$$K_{IV} = \lambda_{\text{из}}(g - c) \left/ \left\{ r_{\text{cp}} \left[\lambda_{\text{из}}/\lambda_{\text{д}} \arcsin(c/r_{\text{cp}}) + \arccos(c/r_{\text{cp}}) \right] + i + a\lambda_{\text{из}}/\lambda_{\text{д}} \right\} \right. \quad (3.41)$$

Зона V является остаточной зоной круговых потоков. Она имеет ширину $2h/\pi - g$ и появляется только в том случае, если $2h/\pi > g$. Для вычисления теплопроводимости этой зоны также можно воспользоваться численным значением длины пути по дуге среднего радиуса зоны

$$r_{\text{cp}} = (2h/\pi + g)/2 = h/\pi + g/2.$$

В этом случае длина кругового пути $\pi/2 (h/\pi + g/2) = h/2 + \pi g/4$. Тогда

$$K_V = \lambda_{\text{из}}(2h/\pi - g) \left/ \left(h/2 + \pi g/4 + i + a\lambda_{\text{из}}/\lambda_{\text{д}} \right) \right. \quad (3.42)$$

При вычислении K_V пренебрегают наличием выступа деревянного бруска над дугой $N'p'$ из-за малого его влияния.

Наконец, остается зона VI , являющаяся областью неискаженного теплового потока. Она имеет ширину $s - b - 4h/\pi$, а ее теплопроводимость

$$K_{VI} = \lambda_{\text{из}}(s - b - 4h/\pi) \left/ \left(h + i + a\lambda_{\text{из}}/\lambda_{\text{д}} \right) \right. \quad (3.43)$$

Коэффициент теплопередачи ограждения

$$k = \sum K_i / s = (K_I + K_{II} + K_{III} + K_{IV} + K_V + K_{VI}) / s.$$

Примерная интенсивность теплового потока в различных зонах ограждения показана на рис. 3.23, *в*. Обращает на себя внимание резкое увеличение теплового потока на границе деревянного бруска и стального элемента.

Допущения, которые сделаны в методе круговых потоков, приводят к некоторым отклонениям расчетных значений от действительных, так как процесс прохождения теплоты через рассматриваемые конструкции значительно сложнее его упрощенного представления методом круговых потоков. Оказывают влияние и наличие мелких, не учитываемых расчетом тепловых мостиков (например, различных крепежных деталей), наличие швов в теплоизоляционном слое и ухудшение качества изоляционной конструкции в условиях различных деформаций, каким подвергаются элементы корпуса судна. Влияние сделанных допущений различно. Пренебрежение термическими сопротивлениями теплоотдачи к по-

верхностям ограждений и термическими сопротивлениями металлических частей конструкции увеличивает расчетный коэффициент теплопередачи по сравнению с действительным значением. В то же время внесение в конструкцию предполагаемых нетеплопроводных перегородок между зонами уменьшает результат расчета. Нередко коэффициент теплопередачи, полученный методом круговых потоков, увеличивают на 20 %, полагая таким образом компенсировать вероятную погрешность метода. Не соответствует действительности и допущение о равенстве температуры стальных частей конструкции температуре наружного воздуха. Несомненно, что температура стальных включений в изоляцию ниже температуры наружного воздуха. В ряде случаев это обстоятельство является причиной конденсации водяного пара из воздуха на наружной обшивке холодильных судов в местах примыкания к ней стальных ребер.

Ввиду сложности действительной картины процесса в ответственных случаях производят проверочные испытания отдельных участков изоляционной конструкции в натуральную величину или их моделей в условиях ожидаемых температур. Удовлетворительные результаты, особенно в случаях сложной конфигурации металлических элементов, дает применение метода математического моделирования.

§ 3.8. НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ПРОИЗВОДСТВА ИЗОЛЯЦИОННЫХ РАБОТ

Изоляционные работы в большинстве случаев являются скрытыми, и установить качество их выполнения после окончания работ оказывается практически невозможным ввиду того, что наиболее ответственные элементы конструкции, требующие тщательного выполнения, оказываются закрытыми последующими слоями ограждения. Поэтому при выполнении теплоизоляционных ограждающих конструкций должен проводиться промежуточный (пооперационный) контроль выполненных работ, например состояния поверхности, подготовленной под изоляцию, нанесенного слоя пароизоляции. Каждый последующий слой разрешается выполнять после приемки предыдущего.

При контроле обмазочной пароизоляции, которая наносится не менее чем в два слоя, проверяется одинаковость толщины слоя в различных местах поверхности, непрерывность слоя, плотность его прилегания к поверхности, тщательность выполнения слоя в местах прохода трубопроводов или каких-либо других деталей через пароизоляцию. Для наклеенной пароизоляции, кроме того, проверяется герметичность стыков, выполняемых с перекрытием полотнищ, и отсутствие острых углов и переломов в местах сочленения поверхностей.

Во время осмотра теплоизоляции проверяют соответствие изоляционной конструкции проекту, соответствие толщины слоя теп-

лоизоляции проектному размеру, плотность наклейки штучных материалов, перекрытие швов, тщательность заделки швов, правильность поверхности.

При производстве работ следует наблюдать за тем, чтобы при наклейке теплоизоляционного материала не образовывался промежуточный пароизоляционный слой.

Качество выполненных работ должно подтверждаться актом, составленным заинтересованными сторонами.

Глава 4. РАСЧЕТ ТЕПЛОПРИТОКОВ В ОХЛАЖДАЕМЫХ ПОМЕЩЕНИЯХ

§ 4.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

Расчет теплопритоков состоит в последовательном учете количества теплоты, поступающей в охлаждаемое помещение (охлаждаемый аппарат) от каждого из источников теплоты, которые могут оказать влияние на установление и поддержание заданного теплового режима в охлаждаемом объекте.

Конечной целью расчета теплопритоков является нахождение для каждого охлаждаемого помещения (аппарата) производительности охлаждающих приборов, достаточной для отвода всей поступившей теплоты и поддержания тем самым требуемых параметров воздушной (или иной) среды внутри этого помещения (аппарата). Кроме того, расчет теплопритоков позволяет найти холодопроизводительность оборудования машинного отделения, необходимую для поддержания заданной температуры во всех охлаждаемых помещениях (аппаратах), имеющихся на предприятии. Поскольку в задачу расчета входит определение производительности охлаждающих приборов (а затем и площади их теплопередающей поверхности) для каждого охлаждаемого помещения, то расчет теплопритоков выполняют отдельно по каждому помещению (аппарату), что при проектировании больших предприятий оказывается достаточно трудоемким и требует применения вычислительной техники.

В установившемся состоянии в охлаждаемое помещение будут проникать и возникать внутри самого помещения (аппарата) следующие виды теплопритоков: от окружающей среды Q_1 , вызванный проникновением теплоты через ограждения; от продуктов (грузов) Q_2 при их холодильной обработке или от выделения теплоты при совершении реакций; с наружным воздухом Q_3 при вентиляции помещений; эксплуатационный Q_4 от различных источников. Сумма всех теплопритоков $Q = \sum Q_i$ в данный момент времени определяет тепловую нагрузку на холодильное оборудование.

Важнейшей особенностью теплопритоков, накладывающей отпечаток на весь ход расчета, является непостоянство их во времени. Все теплопритоки непрерывно изменяются и в общем случае без достаточной закономерности. Однако теплопритоки Q_1 и Q_3 , обусловленные влиянием окружающей среды, изменяются в связи с сезонными и суточными колебаниями температуры и влажности атмосферного воздуха. В свою очередь, величина Q_2 зависит от сезонности поступления грузов или от графика нагрузки на аппараты (реакторы). Другая особенность теплопритоков состоит в том, что их максимальные значения по времени, как правило, не совпадают и могут наблюдаться в разное время суток или года.

Холодильная установка будет способна отвести все теплопритоки только в случае, если ее холодопроизводительность будет определена по самому неблагоприятному из всех возможных сочетаний. Для того чтобы выбрать этот случай, необходимо составить годовые графики теплопритоков от всех источников, сложить теплопритоки, соответствующие одному и тому же моменту времени и отыскать такой период (или момент), которому отвечает наибольшая сумма теплопритоков и который окажется, таким образом, наиболее напряженным периодом для всего холодильного оборудования. Такой период может быть назван *расчетным*, а максимальная сумма теплопритоков (но в общем случае не сумма максимальных значений) — *расчетной тепловой нагрузкой*, по которой подбирают или рассчитывают холодильное оборудование. Выбирать расчетный период можно и исходя из следующих соображений. Во-первых, из всех теплопритоков наибольшее численное значение имеют первые два: Q_1 и Q_2 (а на многих предприятиях химической промышленности все другие теплопритоки очень малы по сравнению с Q_2). Поэтому достаточно найти период, которому соответствует максимальная сумма этих двух теплопритоков. Во-вторых, что касается теплопритоков от окружающей среды (Q_1 и Q_3), то очевидно, что их максимальное значение совпадает с наиболее жарким временем года в данной местности. Колебания теплопритока Q_2 определяются грузооборотом или графиком нагрузки предприятия. В частном случае максимальные значения обоих теплопритоков могут приходиться на один период времени (рис. 4.1, а).

В этом случае расчетный период совпадает с наиболее жарким временем года, а расчетная нагрузка может быть вычислена путем суммирования максимальных значений теплопритоков: $Q_p = Q_{1\max} + Q_{2\max}$. При несовпадении по времени максимальных значений теплопритоков (рис. 4.1, б) расчетная нагрузка, равная максимальной сумме теплопритоков $Q_p = (Q_1 + Q_2)_{\max}$, в расчетный период z_p окажется меньше суммы максимальных значений теплопритоков $Q_{1\max} + Q_{2\max}$. Принятие последней суммы за расчетную нагрузку в таком случае привело бы к завышению производительности установленного холодильного оборудования.

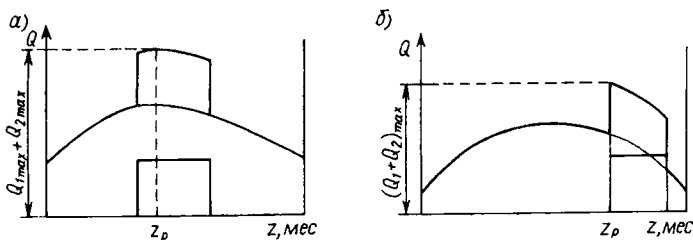


Рис. 4.1. Нахождение расчетного периода

Расчетный период будет определяться местоположением ординаты максимальной суммы на графике.

При использовании охлаждающих веществ для поддержания заданного режима в охлаждаемом объекте каждая единица проникающей теплоты вызывает их соответствующий расход. Поэтому целью расчета теплопритоков в этом случае являются определение суммарного количества теплоты, подводимой к охлаждаемому объекту за определенное время, и нахождение необходимого количества охлаждающего вещества, которое должно быть запасено, чтобы обеспечить охлаждение объекта в течение этого периода времени.

При выполнении расчета теплопритоков для нескольких помещений, охлаждаемых с помощью одного (или нескольких, параллельно работающих) компрессоров, следует учитывать возможную разницу между расчетными нагрузками на охлаждающие приборы помещений («на оборудование») и другое оборудование холодильной установки (например, компрессоры) или, как говорят, «на компрессор». Под расчетной нагрузкой на охлаждающие приборы понимают суммарное значение теплопритоков, поступающих в рассматриваемое помещение (аппарат), определяющее необходимую производительность этого оборудования и его теплопередающую поверхность. Под расчетной нагрузкой на компрессор понимают теплопритоки, по которым должна быть определена необходимая холодопроизводительность компрессора и другого оборудования. Разумеется, в любой момент времени сумма количеств теплоты, отводимой охлаждающими приборами из помещений A и B (рис. 4.2, a), определяет холодопроизводительность компрессора I в этот момент. Иными словами, не может быть разницы между действительной нагрузкой на охлаждающие приборы и компрессор в любой момент времени. Изменение теплопритока к охлаждаемому объекту вызывает изменение количества пара холодильного агента, образующегося в охлаждающих приборах; суммирование действительных нагрузок на местное холодильное оборудование осуществляется объединением в компрессоре количеств пара, поступившего из охлаждающих приборов отдельных помещений, что и создает действительную нагрузку на компрессор.

Причиной появления разницы между расчетными нагрузками на охлаждающие приборы и компрессор является возможное несовпадение по времени максимальных нагрузок на отдельные охлаждаемые помещения (аппараты). На рис. 4.2, b приведены графики теплопритоков для помещений A и B (линии Q_A и Q_B). Максимальные теплопритоки в эти помещения по времени не совпадают, им соответствуют моменты времени z_A и z_B . Сумма теплопритоков для обоих помещений в любой момент времени представляет собой действительную нагрузку на компрессор и на рисунке показана линией Q_K . Естественно, в качестве расчетной нагрузки на оборудование для помещения A выбирают максималь-

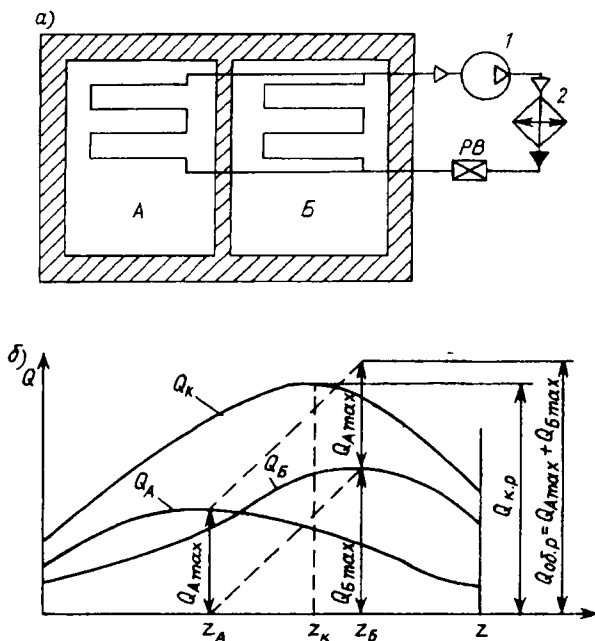


Рис. 4.2. Нахождение расчетной нагрузки на компрессор и охлаждающие приборы:
1 — компрессор; 2 — конденсатор

ный теплоприток в это помещение $Q_{A\max}$, а для помещения B — $Q_{B\max}$. В качестве же расчетной нагрузки на компрессор следует выбирать максимальную сумму теплопритоков $Q_{к.р} = (Q_A + Q_B)_{\max}$, соответствующую моменту z_K . Легко видеть, что в этом случае суммарная расчетная нагрузка на оборудование охлаждаемых помещений оказалась больше, чем расчетная нагрузка на компрессор, т. е. $Q_{об.р} = Q_{A\max} + Q_{B\max} > Q_{к.р}$.

Если бы расчетная нагрузка на компрессор была выбрана как сумма расчетных нагрузок на оборудование отдельных помещений (аппаратов), то это привело бы к завышению необходимой холодопроизводительности компрессора. Разница между расчетными нагрузками отсутствует, если максимальные теплопритоки в помещениях совпадают по времени.

Точный учет всех особенностей теплопритоков при выполнении их расчетов, естественно, невозможен. Поэтому приходится сталкиваться с некоторыми условностями расчета, вызванными необходимостью упрощения трудоемкой работы при определении расчетных нагрузок, а также с тем, что расчет ведется в предположении стационарности теплового режима, хотя в действительности тепловой режим не стационарен.

§ 4.2. ТЕПЛОПРИТОК ОТ ОКРУЖАЮЩЕГО ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ ОГРАЖДЕНИЯ ОХЛАЖДАЕМЫХ ПОМЕЩЕНИЙ

Теплота от окружающей среды проникает внутрь охлаждаемых помещений в результате действия двух процессов: теплопередачи через ограждения вследствие наличия разности температур t_n окружающей среды и $t_{пм}$ воздуха внутри помещения (аппарата) и поглощения наружной поверхностью ограждений теплоты солнечной радиации. Поэтому

$$Q_1 = Q_{1T} + Q_{1c}. \quad (4.1)$$

Теплоприток, возникающий под влиянием разности температур, определяют по выражению

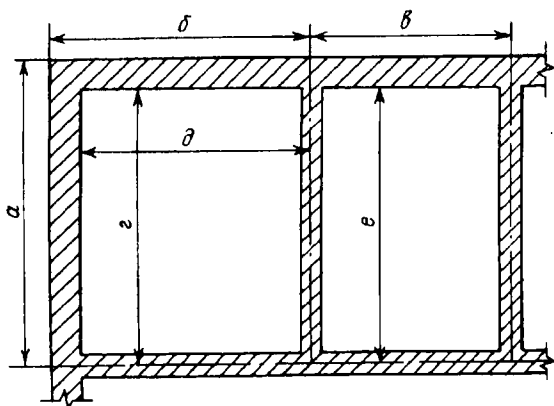
$$Q_{1T} = kF(t_n - t_{пм}) = \frac{F(t_n - t_{пм})}{R}, \quad (4.2)$$

где k — коэффициент теплопередачи ограждения; F — площадь теплопередающей поверхности ограждения; R — термическое сопротивление ограждения (численные значения полного термического сопротивления определяются по данным прил. 1–7).

Общий теплоприток Q_{1T} в данное охлаждаемое помещение является суммой теплопритоков через каждое из ограждений, ограничивающих это помещение. Размеры поверхности ограждений определяют в соответствии со следующими правилами: для угловых помещений за длину наружных стен принимают расстояние от внешней поверхности наружной стены до оси внутренней стены (размеры a и b на рис. 4.3); для неугловых помещений длину наружной стены находят по расстоянию между осями внутренних стен (размер e); за длину внутренних стен (перегородок) принимают расстояние от внутренней поверхности наружных стен до оси перпендикулярных внутренних стен (размеры g и d), или между осями внутренних стен (размер e); размеры пола и потолка определяют по размерам внутренних стен (размеры g и d или e и e); высоту стен промежуточных этажей и первого этажа многоэтажного холодильника, имеющего пол, расположенный на грунте, считают от уровня пола одного этажа до пола вышележащего, т. е. в размер высоты включается толщина перекрытия над данным помещением; в верхнем этаже многоэтажного холодильника и при определении высоты стен одноэтажного — от уровня пола до верха засыпки покрытия; в первом этаже над неохлаждаемым подвалом — от уровня потолка подвала до уровня пола вышележащего этажа.

Если теплота передается через наружные ограждения, то температура t_n является расчетной температурой наружного воздуха. Ее расчет представляет определенные трудности даже в том случае, когда расчетный период установлен, например самый жаркий месяц года. Выбор среднемесячной температуры воздуха

Рис. 4.3. Размеры поверхности ограждений на плане здания для расчета теплопритоков



в качестве расчетной приводит к недоучету возможных значительных колебаний температуры, вследствие чего в жаркие дни могут возникнуть теплопритоки, отвести которые с помощью холодильной установки будет невозможно из-за недостаточной ее холодопроизводительности. Возможное влияние, которое оказывают колебания температуры наружного воздуха на состояние воздуха внутри помещений, зависит от теплоустойчивости ограждения или, иными словами, от его массивности (см. § 3.5). Чем легче ограждение, тем быстрее и с большей амплитудой передадутся через него к внутренней поверхности ограждения колебания температуры наружного воздуха. Напротив, в массивном ограждении температурные колебания будут затухать в большей степени и к внутренней поверхности проникать с более заметным отставанием по фазе. Таким образом, выбор расчетной температуры наружного воздуха связан с конструкцией ограждения, так как для каждой конструкции могут существовать такие колебания температуры наружного воздуха, которые могут привести к недопустимым колебаниям температуры на внутренней поверхности ограждения.

Для массивных ограждений, какими являются ограждения обычных холодильных сооружений, кратковременные циклические изменения температуры наружного воздуха вызывают колебания теплового потока, существенно затухающие внутри ограждения. В связи с этим за расчетную температуру наружного воздуха $t_{\text{н}}$ принимают среднюю температуру наиболее жаркой пятидневки (которую вычисляют как среднее значение для восьми наиболее жарких пятидневок за пятьдесят лет). При отсутствии этих данных можно пользоваться формулой

$$t_{\text{н.р}} = at_{\text{ср. мес}} + bt_{\text{аб макс}}, \quad (4.3)$$

где $t_{\text{ср. мес}}$ — среднемесячная температура самого жаркого месяца; $t_{\text{аб макс}}$ — температура абсолютного максимума, т. е. наивысшая температура воздуха, наблюдавшаяся в данном районе; a и b — коэффициенты.

Формула (4.3) отражает влияние амплитуды колебаний ночных и дневных температур в данной местности на расчетное значение температуры. Одним из выражений этого типа, пригодным для массивных ограждений и ограждений средней массивности, является следующее:

$$t_{н.р} = t_{ср. мес} + 0,25t_{аб макс}. \quad (4.3а)$$

Проектные организации используют зависимость

$$t_{н.р} = 0,4t_{ср. мес} + 0,6t_{аб макс}. \quad (4.3б)$$

Для местностей, характеризуемых высокой среднемесячной температурой $t_{ср.мес}$, более приемлема зависимость (4.3б).

Для легких ограждений проектные организации принимают расчетное значение температуры наружного воздуха на 10 К выше значения, полученного по зависимости (4.3б),

$$t_{н.р} = 0,4t_{ср. мес} + 0,6t_{аб макс} + 10. \quad (4.3в)$$

Расчетную температуру, найденную по выражению (4.3), округляют до целых значений. Например, для Санкт-Петербурга среднемесячная температура июля $17,5^{\circ}\text{C}$, температура абсолютного максимума 33°C . Тогда по (4.3а)

$$t_{н.р} = 17,5 + 0,25 \cdot 33 = 25,75 \approx 26^{\circ}\text{C},$$

а по формуле (4.3б)

$$t_{н.р} = 0,4 \cdot 17,5 + 0,6 \cdot 33 = 26,8 \approx 27^{\circ}\text{C},$$

т. е. эти зависимости дают близкие результаты.

Что касается температуры охлаждаемого помещения $t_{пм}$, то она задается технологическими условиями.

Разность между расчетной температурой наружного воздуха и температурой охлаждаемого помещения получила название расчетной разности температур.

При определении количества теплоты, проходящей через внутренние ограждения, отделяющие данное охлаждаемое помещение от других охлаждаемых или отапливаемых помещений, т. е. от помещений, где поддерживается вполне определенная температура, ее значение и подставляют в формулу (4.2) вместо температуры $t_{н.}$

В ряде случаев при расчете приходится вычислять теплопритоки из неохлаждаемых и неотапливаемых помещений, температура в которых не фиксирована. Температура в таких помещениях самоустанавливается в результате теплоподвода со стороны наружного воздуха и теплоотвода в смежные охлаждаемые помещения и может быть вычислена из теплового баланса. Так как такие расчеты каждый раз выполнять затруднительно, то обычно пользуются приближенными зависимостями, которые позволяют определить теплоприток, но не дают возможности вычислить температуру неохлаждаемого и неотапливаемого помещений.

Так, для определения теплопритоков через стены из неохлаждаемых помещений, имеющих непосредственный выход наружу, разность температур принимается равной 70 % от расчетной разности температур для наружных стен. Если неохлаждаемое помещение не имеет непосредственного выхода наружу, то разность температур принимается равной 60 % от расчетной разности температур. Например, между охлаждаемыми помещениями 1 и 2 расположены два неохлаждаемых вестибюля 3 (рис. 4.4), имеющие выход наружу, и неохлаждаемая экспедиция 4, непосредственно не соединяющаяся с наружным воздухом. Расчетная температура наружного воздуха $t_{н.р} = 30^\circ\text{C}$. Таким образом, для наружных стен помещения 1 расчетная разность температур $t_{н.р} - t_{пм} = 50^\circ\text{C}$, а для помещения 2 она будет 40°C . При определении теплопритока из вестибюлей 3 в помещение 1 разность температур будет $0,7 \cdot 50 = 35^\circ\text{C}$, а для помещения 2 она окажется $0,7 \cdot 40 = 28^\circ\text{C}$, для теплопритока из экспедиции 4 в помещение 1 расчетная разность температур — $0,6 \cdot 50 = 30^\circ\text{C}$, а в помещении 2 — $0,6 \cdot 40 = 24^\circ\text{C}$.

При определении теплопритока через пол из неохлаждаемого подвала, не имеющего окон, разность температур составляет 50 % от расчетной разности температур для наружных стен. При наличии в подвале окон разность температур принимают равной 60 % от расчетной разности температур для наружных стен. При расчете теплопритоков через ограждения следовало бы в каждом конкретном случае определять оптимальное значение коэффициента теплопередачи, обеспечивающее минимальное значение приведенных затрат, т. е. максимальную эффективность теплоизоляционной конструкции (см. § 3.6). Однако эти расчеты весьма трудоемки, поэтому в практической деятельности при расчете теплопритоков, при проектировании тепловой изоляции используют нормативные значения полного термического сопротивления теплоизолированных ограждений, регламентированные нормативной документацией.

При расчете теплопритоков через наружные стены требуемое значение полного термического сопротивления выбирают в зависимости от среднегодовой температуры наружного воздуха и температуры охлаждаемых помещений. Значения полного термического сопротивления для наружных стен приведены в прил. 1, а для перекрытий — в прил. 2.

Для мясокомбинатов полное термическое сопротивление наружных стен помещений для холодильной обработки, в соответствии со СНиП, сле-

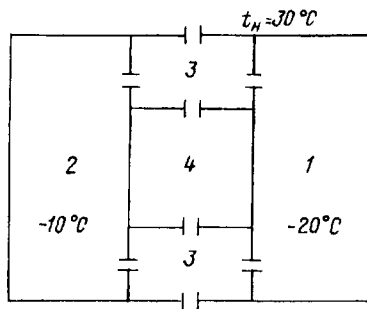


Рис. 4.4. План, поясняющий пример определения теплопритока из неохлаждаемых (и неотапливаемых) помещений

дует увеличивать в 1,1 раза по сравнению с данными, приведенными в прил. 1. Этим делают как бы шаг в сторону оптимальной плотности теплового потока для всего здания.

При наличии чердачных покрытий значение полного термического сопротивления должно быть принято с коэффициентом 0,9, но не меньше, чем для наружных стен.

При выполнении теплоизоляции покрытий из ПСБС полное термическое сопротивление покрытий должно быть увеличено в 1,2 раза.

Значения полного термического сопротивления внутренних стен, перегородок и междуэтажных перекрытий охлаждаемых помещений выбирают в зависимости от температур воздуха в холодном и более теплом помещениях, разделяемых этими ограждениями. Значения R для этих условий приведены в прил. 3.

В случае, если одно из помещений предназначено для термической обработки груза на мясокомбинате, значение полного термического сопротивления R из прил. 3 должно быть увеличено в 1,1 раза.

Значения полного термического сопротивления внутренних стен и перегородок, отделяющих охлаждаемые помещения от неохлаждаемых и неотапливаемых помещений, приведены в прил. 4.

В гл. 2 говорилось о малом значении теплового потока, идущего из грунта. Однако значительно большее количество теплоты проникает в холодильные сооружения через фундамент и пол здания со стороны наружного воздуха. Поэтому через участки пола (лежащего на грунте), примыкающие к наружным стенам, проходит больший теплоприток, чем в удалении от стен.

Расчетный метод определения теплопритока от грунта состоит в приближенном интегрировании зависимости плотности теплового потока от расстояния до наружной стены путем разбивки площади пола на зоны шириной 2 м, начиная от наружной стены, причем в каждой зоне плотность теплового потока принимают постоянной. Вычисленные значения плотности теплового потока для каждой зоны приведены в прил. 5.

Данные прил. 5 показывают, что область резкого изменения теплового потока располагается в пределах трех первых зон. Начиная с 6 м от наружной стены, тепловой поток стабилизируется и его численное значение становится сравнительно небольшим. Поэтому и разбивка на зоны имеет смысл только в пределах 6 м от наружной стены, а вся остальная площадь пола относится к четвертой зоне.

Приведенные в прил. 5 значения плотности теплового потока определены при разности температур наружного воздуха и воздуха внутри помещения $t_n - t_{\text{пм}} = 50^\circ\text{C}$. При расчете при других разностях температур Δt в соответствии с выражением $q_f = \Delta t/R_{\text{усл}}$, в расчетной формуле (4.4) окажется действительная плотность теплового потока.

Теплоприток через какую-либо зону i может быть вычислен по формуле

$$Q_{13i} = F_i \frac{t_n - t_{\text{пм}}}{R_{\text{усл}i}}.$$

Тепловой поток через весь пол будет получен суммированием теплопритоков через все отдельные зоны:

$$Q_{1\text{пол}i} = (t_n - t_{\text{пм}}) \sum_{i=1}^4 \frac{F_i}{R_{\text{усл}i}}. \quad (4.4)$$

Применение этой зависимости показано на примере определения теплопритока в угловое помещение, план которого приведен на рис. 4.5, а, через неизолированный пол, лежащий на грунте. Особенностью расчета угловых помещений является то, что площадь заштрихованного квадрата размерами 2×2 м, примыкающего к углу наружных стен, учитывают дважды, чтобы учесть усиленный теплоприток через углы здания. При температуре $t_{\text{пм}} = -10^\circ\text{C}$ и наружной $t_{\text{н.р}} = 35^\circ\text{C}$ теплоприток через пол $Q_{1\text{пол}} = (35 + 10) [2(16 + 12)/2,14 + 2(10 + 12)/4,35 + 2(8 + 10)/8,33 + 6 \cdot 10/14,29] = 2022$ Вт.

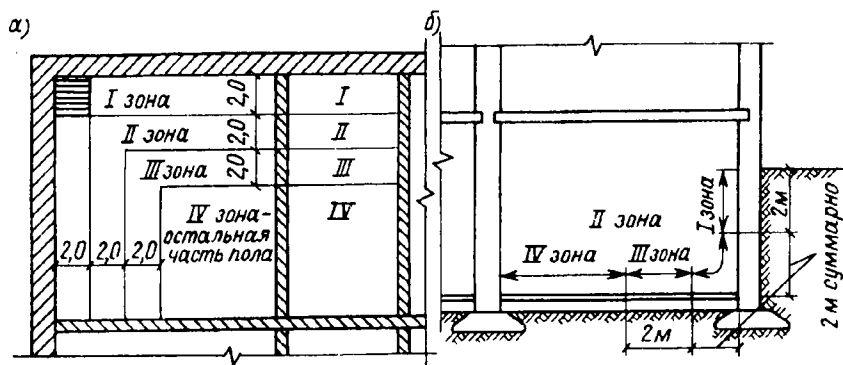


Рис. 4.5. Пример разбивки на зоны: а — площади пола; б — наружного ограждения подвала

Разбивка на зоны не угловых помещений показана на рис. 4.5, б. Если пол углублен ниже уровня земли, то отсчет зон начинают от уровня земли, т. е. теплоприток через наружное ограждение подвала считают также, как через пол (рис. 4.5, б).

Если пол, лежащий на грунте, изолирован, то к термическому сопротивлению пола добавляют термическое сопротивление слоев теплоизоляционной конструкции, т. е.

$$R_{\text{усл}i \text{ из}} = R_{\text{усл}i} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i};$$

с учетом коэффициента запаса (незнания), равного 1,25, теплопри-
ток через изолированный пол

$$Q_{1\text{пол}} = (t_n - t_{\text{пм}}) m \sum_{i=1}^n \frac{F_i}{R_{\text{усл } i}}. \quad (4.5)$$

В этом выражении m — коэффициент, учитывающий относи-
тельное возрастание термического сопротивления пола при нали-
чии изоляции,

$$m = \left[1 + 1,25 \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right]^{-1},$$

где δ_i — толщина i -го слоя конструкции пола, м; λ_i — теплопро-
водность i -го слоя конструкции пола, Вт/(м · К).

Для неизолированных полов $m = 1$.

В связи с тем что плотность теплового потока резко различа-
ется для отдельных зон, не обязательно одинаково изолировать
всю площадь пола, напротив, целесообразно усиливать теплоизо-
ляционный слой в пределах первых зон и уменьшать его в преде-
лах последних зон.

Вышеизложенное иллюстрирует физическую картину движе-
ния теплоты через пол охлаждаемых помещений. СНиП предус-
матривает, что при размещении охлаждаемых помещений на не-
обогреваемых грунтах, при температуре воздуха в помещении
 $t_{\text{пм}} = -4$ °С и выше полы помещений должны иметь по перимет-
ру наружных стен тепловую изоляцию на ширину 1,5 м с пол-
ным термическим сопротивлением, равным полному термичес-
кому сопротивлению наружных стен $R_{\text{пол}} = R_{\text{нс}}$. При температу-
ре воздуха в охлаждаемых помещениях ниже -4 °С вся поверх-
ность пола должна иметь тепловую изоляцию с полным терми-
ческим сопротивлением $R_{\text{пол}} \geq 2 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$. При использовании
системы защиты грунта под охлаждаемыми помещениями от про-
мерзания полное термическое сопротивление пола задают в соот-
ветствии с нормативной документацией в зависимости от темпе-
ратуры воздуха в охлаждаемом помещении (прил. 6).

При этом, если пол обогревается электронагревателями, уложен-
ными в бетонную плиту, а также жидкостью, протекающей по тру-
бам, уложенным в слой бетона, или паром хладагента, конденсиру-
ющимся в трубах, за расчетную температуру принимают среднюю
температуру плиты $t_{\text{ср}} = 1$ °С. При использовании шанцевого пола,
учитывая неравномерность температур по длине воздушных кана-
лов, среднюю температуру слоя с каналами принимают $t_{\text{ср}} = 3$ °С.

В тех случаях, когда для защиты от промерзания под зданием
устраивается проветриваемое подполье, полное термическое сопро-
тивление перекрытия над проветриваемым подпольем регламенти-
руется в зависимости от среднегодовой температуры в районе строи-
тельства в соответствии с прил. 7.

Нормативная документация регламентирует перепад температур между температурой внутренней поверхности теплоизолированного ограждения и температурой воздуха в охлаждаемом помещении, предназначенном для хранения фруктов и овощей. В соответствии с этими материалами требуемое полное термическое сопротивление наружных стен и покрытий охлаждаемых помещений для хранения картофеля, овощей и фруктов, а также других продуктов, которые хранятся при температурах -4°C и выше, определяют для условий эксплуатации в зимнее время. При этом температуру охлаждаемого помещения $t_{\text{пм}}$ принимают по нормам технологического проектирования, а нормативное значение перепада температур между температурой помещения и температурой внутренней поверхности ограждающей конструкции — по прил. 8.

Нормативные документы регламентируют не только полное термическое сопротивление теплоизоляционной конструкции, но и полное сопротивление паропроонианию изоляционных конструкций холодильников. Так, сопротивление паропроонианию наружных ограждений должно определяться по данным прил. 9.

При этом за расчетную влажность воздуха принимают среднюю влажность за три наиболее теплых месяца. Для охлаждаемых помещений с $t_{\text{пм}} > 1^{\circ}\text{C}$ сопротивление паропроонианию определяют по зимним расчетным условиям.

Сопротивление паропроонианию в конструкциях внутренних стен, перегородок и перекрытий принимают по прил. 10.

Сопротивление паропроонианию в конструкциях полов на обогреваемых грунтах принимают в соответствии с прил. 11.

При промежуточных значениях температур в охлаждаемых помещениях полное термическое сопротивление и полное сопротивление паропроонианию определяют интерполяцией. При определении теплопритока $Q_{1\tau}$ возникает разница между расчетными нагрузками на компрессор и камерное оборудование из-за различного отнесения на эти статьи теплопритоков через внутренние ограждения, отделяющие охлаждаемые помещения с различными температурами друг от друга. Для выяснения этой разницы рассмотрен пример расчета теплопритока в помещениях 1 и 2 только через общую наружную северную стену (НСС) и через внутреннюю стену (ВС), разделяющую эти помещения (табл. 4.1). Все данные, необходимые для расчета, представлены на рис. 4.6.

Теплопритоки через наружные ограждения, покрытия, полы, а также через внутренние стены и перекрытия, отделяющие не охлаждаемые и отапливаемые помещения, одинаково учитывают и на компрессор, и на оборудование. Если же обратить внимание на теплоприток через внутреннюю стену между помещениями 1 и 2, то можно видеть, что для помещения 1 этот теплоприток отрицателен, так как температура этого помещения выше, чем соседнего 2, в то время как для помещения 2 этот же теплоприток имеет положи-

Т а б л и ц а 4.1. Пример расчета теплопритока

Помещение	$t_{\text{пм}}, ^\circ\text{C}$	Ограждение	$t_{\text{н}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{н}} - t_{\text{пм}}, \text{K}$	$k, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$	$F_{\text{н.с}}, \text{м}^2$	Нагрузка $Q_{1\tau}, \text{Вт}$	
							на компрес-сор	на оборудо-вание
1	-15	HCC	25	40	0,30	40	480	480
		BC 2	-20	-5	0,47	30	-70	—
Итого	—	—	—	—	—	—	410	480
2	-20	HCC	25	45	0,30	30	405	405
		BC 1	-15	5	0,47	30	70	70
Итого	—	—	—	—	—	—	475	475
Всего	—	—	—	—	—	—	885	955

тельный знак. При сложении теплопритокков помещений 1 и 2 для получения нагрузки на компрессор, обслуживающий эти помещения, теплопритокки через стену как одинаковые по значению, но имеющие различные знаки сократятся. Таким образом, в нагрузку на общий компрессор не следует включать теплопритокки через внутренние ограждения. Если же для охлаждения каждого из смежных помещений используют самостоятельные компрессоры, работающие при разных температурах кипения, то теплопритокки через внутренние ограждения войдут в нагрузку каждый на свою температуру кипения, а потому должны быть учтены.

Что касается нагрузки на камерное оборудование, то для ее определения исходят из следующих соображений. В рассматриваемый момент времени работа оборудования помещения 2 с более низкой температурой как бы помогает оборудованию помещения 1 с более высокой температурой, поскольку в низкотемпературную камеру отводится часть теплопритокков (70 Вт); однако могут быть периоды, когда в помещении 2 не будет поддерживаться столь низкая температура, и тогда ее оборудование не будет помогать работе оборудова-

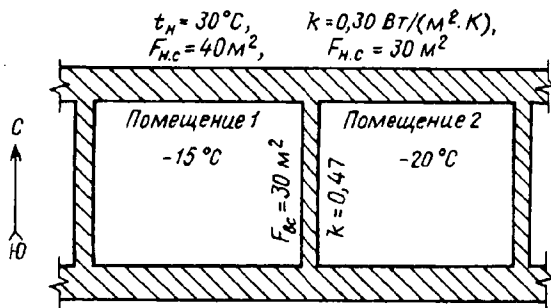


Рис. 4.6. Данные для расчета теплопритока через внутреннее ограждение

ния помещения 1. Такие периоды будут более тяжелыми для оборудования помещения 1. Поэтому отрицательные теплопритоки не включают в нагрузку на оборудование, что и сделано в табл. 4.1. В период же работы помещения 2 с повышенной температурой нагрузка на компрессор будет наоборот понижена.

Некоторые охлаждаемые помещения (из числа имеющих температуру выше нуля) нуждаются в отоплении для поддержания заданных условий в зимнее время. Для таких помещений определяют теплотери, которые могут быть в зимнее время, что позволяет установить необходимую производительность отопительных приборов для каждого из таких помещений.

Метод расчета теплотери аналогичен методу определения теплопритоков.

В качестве расчетной температуры наружного воздуха принимают среднюю температуру наиболее холодной пятидневки (вычисляют как среднее значение для восьми наиболее холодных пятидневок за пятьдесят лет) или определяют по формуле, аналогичной (4.3 б).

Источником теплопритока от солнечной радиации является солнце, имеющее на поверхности фотосферы температуру 6000 °С. Солнечная энергия распространяется в виде лучей различной длины от 0,02 до 5,0 мкм, причем длинноволновую часть спектра представляет инфракрасное или тепловое излучение с длиной волны от 0,75 до 5,0 мкм. Интенсивность солнечной радиации за пределами земной атмосферы оказывается практически неизменной, что позволяет характеризовать интенсивность солнечного излучения величиной так называемой солнечной постоянной J_0 (Вт/м²), под которой понимают количество теплоты, получаемое единицей поверхности, перпендикулярной к солнечным лучам, на границе земной атмосферы. По актинометрическим измерениям $J_0 = 1350$ Вт/м².

При прохождении через земную атмосферу интенсивность солнечного излучения изменяется вследствие его рассеяния и поглощения составными частями атмосферы. К поверхности земли проникает примерно половина солнечной энергии, пришедшей к границам атмосферы. В свою очередь, атмосфера излучает часть рассеянной теплоты в направлении земной поверхности. Количественный учет полной радиации, включающей прямое и рассеянное излучение, ведется при помощи величины, называемой напряжением солнечной радиации J , под которым понимают количество теплоты, приходящееся на 1 м² поверхности.

Напряжение солнечной радиации зависит от географического положения пункта, ориентации поверхности по отношению к странам света и угла наклона поверхности.

Воздействие солнечного излучения на поверхность ограждения приводит к повышению ее температуры $t'_н$, до более высокого значения, чем температура наружного воздуха $t_н$. Если процесс передачи теплоты солнечного излучения через ограждение представлять стационарным, то распределение температур в огражде-

нии при нагревании поверхности радиационной теплотой будет подобно показанному штриховой линией на рис. 4.7, а. Часть теплоты, поглощенной поверхностью, проникает через ограждение внутрь охлаждаемого помещения. Для определения этого коли-

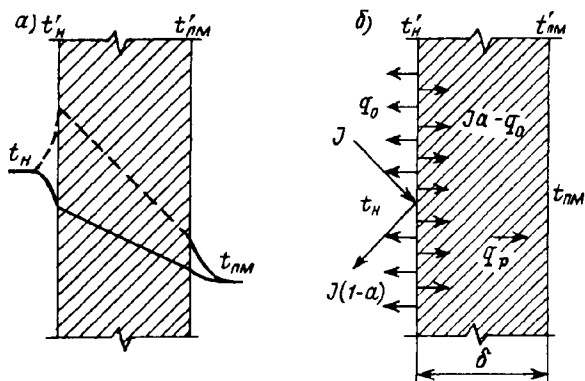


Рис. 4.7. Воздействие солнечного излучения на поверхность ограждения: а — распределение температур; б — распределение теплового потока

чества теплоты можно представить себе, что некоторая поверхность ограждения (рис. 4.7, б) подвергается воздействию солнечного излучения с напряжением J . Часть радиационной теплоты Ja поглощается поверхностью, а численное значение этой доли поглощенной теплоты зависит от цвета и степени шероховатости (состояния) поверхности и определяется коэффициентом поглощения a .

Значения коэффициентов поглощения для некоторых материалов приведены в табл. 4.2.

Т а б л и ц а 4.2. Коэффициенты поглощения для некоторых материалов

Материал поверхности	Коэффициент поглощения a
Алюминий полированный	0,26
Асфальт	0,89
Бетон	0,65
Земляная засыпка на кровле	0,80
Известковая побелка	0,40
Кирпич красный	0,70–0,77
Кирпич глазурованный белый	0,26
Краска черная	0,97–0,99
Краска белая	0,12–0,26
Оцинкованное железо	0,66
Рубероид	0,72–0,86
Штукатурка светлая	0,40
Штукатурка на темном песке	0,57

Таким образом, количество теплоты Ja будет поглощаться поверхностью, в то время как $J(1-a)$ будет отражаться от поверхности. Данные, приведенные в табл. 4.2, показывают, насколько существенна окраска наружной поверхности ограждений в светлые тона для уменьшения количества поглощаемой теплоты. Так как поверхность, нагретая солнцем, имеет температуру выше температуры наружного воздуха, то часть $q_{\text{в}}$ теплоты, полученной единицей поверхности, будет передаваться окружающему воздуху $q_{\text{в}} = \alpha_{\text{н}}(t'_{\text{н}} - t_{\text{н}})$.

От поверхности внутрь ограждения направится тепловой поток $Ja - q_0$. В условиях стационарного процесса этот поток проникал бы и внутрь охлаждаемого помещения. Так как в действительности тепловой поток не может быть стационарным, то часть теплоты будет нагревать элементы ограждения. Для учета доли теплового потока, которая в действительном процессе проходит через ограждение, вводят коэффициент пропускания p , равный 0,75–1,0. Тогда можно считать, что через ограждение проходит тепловой поток плотностью $q_p = p(Ja - q_0)$, или $q_p = p[Ja - \alpha_{\text{н}}(t'_{\text{н}} - t_{\text{н}})]$. При $p = 1$ $q_p = Ja - \alpha_{\text{н}}(t'_{\text{н}} - t_{\text{н}})$. Для стационарного процесса в однородном ограждении можно также написать такие уравнения плотности теплового потока: $q_p = (t'_{\text{н}} - t'_{\text{пм}}) \sum \frac{\lambda}{\delta}$ и $q_p = \alpha_{\text{пм}}(t'_{\text{пм}} - t_{\text{пм}})$.

Если в трех последних выражениях плотности теплового потока оставить справа только разности температур, а все остальные члены перенести влево и затем сложить эти уравнения, то после преобразования получим:

$$q_p = k[(t_{\text{н}} - t_{\text{пм}}) + Ja/\alpha_{\text{н}}]; \quad (4.6)$$

$$q_p = k(t_{\text{н}} - t_{\text{пм}}) + k(Ja/\alpha_{\text{н}}). \quad (4.6a)$$

Первое слагаемое выражения (4.6a) представляет собой плотность теплового потока, проходящего через ограждение под действием разности температур, т. е. $q_{1\text{т}}$. Следовательно, найденный поток радиационной теплоты включает в себя два тепловых потока; т. е. $q_p = q_{1\text{т}} + q_{1\text{с}}$, второй из которых является дополнительным потоком, вызванным действием солнечной радиации. Поскольку плотность теплового потока $q = k\Delta t$, то плотность потока $q_{1\text{с}}$ можно представить в таком же виде, обозначив $Ja/\alpha_{\text{н}} = \Delta t_{\text{с}}$ и назвав эту величину избыточной разностью температур, обусловленной действием солнечной радиации. Тогда

$$q_{1\text{с}} = k\Delta t_{\text{с}}, \quad (4.7)$$

или с учетом коэффициента пропускания

$$q_{1\text{с}} = pk\Delta t_{\text{с}}. \quad (4.7a)$$

Так как коэффициент проницания часто принимают равным 0,75, а коэффициент теплопередачи со стороны наружного воздуха $\alpha_n = 23,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, то выражение для Δt_c можно представить в виде

$$\Delta t_c = 0,75 \text{ } Ja / 23,3. \quad (4.8)$$

Количество теплоты солнечной радиации, проникающей через ограждение с площадью поверхности F ,

$$Q_{1c} = kF\Delta t_c. \quad (4.9)$$

Для расчетов можно воспользоваться значениями избыточной разности температур для наружных стен Δt_c , представленными в прил. 12.

Вышеприведенный метод нельзя применять для определения теплопритока от солнечной радиации через чердачные покрытия. В этом случае пользуются следующими значениями избыточной разности температур:

Географическая широта φ , °	10	20	30	40	50	60
Избыточная разность температур Δt_c , К . . .	29	24	20	15	10	5

Для плоских кровель с темной окраской принимают $\Delta t_c = 17,7^\circ \text{C}$, при светлой окраске — $\Delta t_c = 14,9^\circ \text{C}$, при покрытии плоской кровли асфальтом — $\Delta t_c = 18,5^\circ \text{C}$.

Необходимо выяснить также, через какие поверхности здания следует учитывать теплоприток от солнечной радиации, имея ввиду, что в течение дня все стороны здания, кроме северной, последовательно подвергаются действию солнечного излучения. Так как облучение различных сторон здания происходит в разное время дня, то естественно, что в расчет нельзя принимать теплопритоки через все облучаемые поверхности. Если здание имеет несколько охлаждаемых помещений, то в расчет нагрузки на компрессор принимают теплоприток через покрытие и теплоприток через ту наружную стену, через которую проникает наибольшее количество теплоты во все помещения, обслуживаемые этим компрессором, в один и тот же момент времени. Таковой является стена, которой соответствует наибольшее произведение площади поверхности на расчетное напряжение солнечной радиации.

В расчет нагрузки на камерное оборудование следует принимать теплоприток через ту стену, через которую от солнечной радиации проникает наибольшее в течение суток количество теплоты для данного помещения, и, конечно, через покрытие, если речь идет о расчете помещения, находящегося непосредственно под покрытием. Для пояснения этого положения приведен пример определения теплопритока от солнечной радиации в здание, план которого по-

казан на рис. 4.8. Так как южная стена здания имеет площадь поверхности значительно большую, чем поверхность других облучаемых стен, то, хотя напряжение солнечной радиации для южной стены меньше, чем для восточной и западной стен, произведение JF для нее наибольшее, а потому и теплоприток от солнечной радиации через южную стену окажется наибольшим для всего здания и его следует отнести к компрессору; для помещения 1 наибольшим окажется теплоприток через западную стену, а потому его необходимо отнести к камерному оборудованию этого помещения. Аналогично положение для помещения 3, где наибольшим является теплоприток через восточную стену. В помещении 2 теплопритоки через стену от солнечной радиации на компрессор и камерное оборудование совпадают по численному значению, так как здесь солнцем облучается только южная стена.

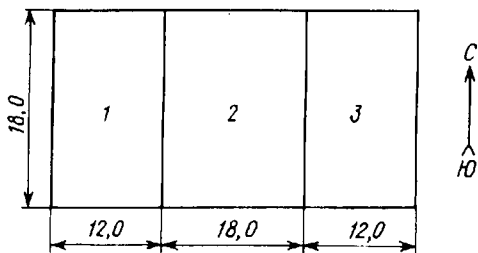


Рис. 4.8. Данные для определения теплопритоков от солнечной радиации

Дополнительная разница между расчетной нагрузкой на камерное оборудование и компрессор возникает в том случае, если максимальные теплопритоки при холодильной обработке не совпадают с самым теплым временем года (см. рис. 4.1, б). На некоторых предприятиях максимальное поступление грузов на холодильную обработку может быть в весеннее или осеннее время, т. е. тогда, когда температура наружного воздуха заметно ниже, чем в самый жаркий период года, что приведет к уменьшению расчетной разности температур. Соответственно меньшей разности температур по обе стороны ограждения следует уменьшить нагрузку на компрессор, вычисленную для самого теплого периода. В качестве одного из возможных вариантов пересчета предлагается учитывать теплоприток Q_1 на компрессор в следующей доле от вычисленного для самого жаркого времени:

Температура помещения $t_{\text{пм}}$, °C ...	-23 и ниже	-18	0	5	12
Доля теплопритока, вычисленного для самого жаркого времени $a_{\text{с.ж}}$, %	100	80	60	50	30

Теплоприток на камерное оборудование должен быть оставлен без изменений, так как для любого отдельного помещения возможно совпадение времени максимальной нагрузки от термической обработки продуктов с наиболее жарким временем года.

§ 4.3. ТЕПЛОПРИТОК ОТ ПРОДУКТОВ (ГРУЗОВ) ПРИ ИХ ХОЛОДИЛЬНОЙ ОБРАБОТКЕ

На холодильных установках производят такие виды холодильной обработки продуктов (грузов), которые сопровождаются отводом теплоты: охлаждение, замораживание и домораживание.

Охлаждению тел всегда сопутствует понижение их температуры, которое для тел, не содержащих жидкой фазы, может быть осуществлено до желаемой низкой температуры, определяемой потребностями технологического процесса; для тел, содержащих жидкую фазу, охлаждение переходит в замораживание при достижении температуры начала фазового превращения жидкости в твердое состояние. *Замораживание* может осуществляться только в телах, содержащих жидкую фазу (например, в пищевых продуктах, во влажном грунте), так как основным содержанием этого процесса является превращение жидкой фазы в твердое состояние. Домораживание заключается в увеличении количества вымороженной влаги в продукте.

В общем виде количество теплоты, которая отводится от 1 кг тела при его холодильной обработке, может измеряться изменением теплосодержания (энтальпии) тела до обработки и после нее, поскольку эти процессы теплообмена идут при постоянном давлении

$$q_2 = i_1 - i_2. \quad (4.10)$$

Общий теплоприток (Вт) от обрабатываемых грузов, общие тепловыделения при химических реакциях составят при максимальном суточном поступлении грузов G' (т/сут) или максимальной суточной производительности устройств для холодильной обработки

$$Q_2 = G'(i_1 - i_2) 10^6 / (3600 \cdot 24). \quad (4.11)$$

Если задана часовая производительность G' (т/ч), то теплоприток от обрабатываемых грузов

$$Q_2 = G'(i_1 - i_2) 10^6 / 3600.$$

Выражение (4.11) дает среднее значение теплопритока, которое справедливо для технологических устройств непрерывного действия; для устройств (аппаратов) периодического действия теплоприток следует определять только для времени действительного потребления холода. В этом случае среднее значение теплопритока от обрабатываемых тел должно определяться по выражению

$$Q_2 = G'(i_1 - i_2) \tau_{ц} 10^6 / (\tau_{раб} \cdot 3600 \cdot 24), \quad (4.11a)$$

где $\tau_{\text{ц}}$ — продолжительность цикла технологической обработки продукта, включая и время на совершение вспомогательных операций; $\tau_{\text{раб}}$ — продолжительность рабочего периода, во время которого потребляется холод.

Для отдельных процессов количество отводимой теплоты может быть определено следующим образом.

При охлаждении тела

$$Q_2 = G' c_1 (i_1 - i_2) 10^6 / (3600 \cdot 24), \quad (4.12)$$

где c_1 — теплоемкость охлаждаемого тела; t_1 и t_2 — температуры тела соответственно до и после охлаждения.

При холодильной обработке продуктов, подлежащих последующему хранению при низких температурах, температуру обрабатываемых продуктов t_2 целесообразно понижать до температуры $t_{\text{пм}}$, при которой эти продукты будут в дальнейшем храниться с тем, чтобы не нарушать технологические условия в помещениях для хранения обрабатываемых продуктов.

При определении количества теплоты, отводимой при замораживании тел, процесс условно разбивают на три стадии: охлаждение тела от начальной температуры t_1 до температуры $t_{\text{н.з}}$ начала замерзания жидкого раствора (жидкой фазы); отвердевание раствора, происходящее при постоянной температуре $t_{\text{н.з}}$; охлаждение уже замороженного тела от температуры начала замерзания жидкой фазы до конечной температуры процесса t_2 . Таким образом

$$Q_2 = G' \cdot 10^6 [c_1(t_1 - t_{\text{н.з}}) + 335 w\omega + c_2(t_{\text{н.з}} - t_2)] / (3600 \cdot 24), \quad (4.13)$$

где w — относительное содержание влаги в продукте; ω — относительное количество вымороженной влаги в продукте при температуре конца процесса t_2 ; c_2 — удельная теплоемкость замороженного продукта.

При понижении температуры пищевых продуктов ниже криоскопической точки происходит быстрое вымораживание большей части жидкой фазы, а затем этот процесс замедляется. Так, при -5°C замерзает около 75 % влаги, при -10°C — около 82 %, при -20°C — около 85 %, при -30°C — около 87 %, а при -65°C — 88 %. Часть влаги (около 12 %) настолько прочно связана с белком, что ее трудно заморозить даже при криогенных температурах.

При домораживании тел

$$Q_2 = G' \cdot 10^6 [335 w (\omega_2 - \omega_1) + c_2(t_1 - t_2)] / (3600 \cdot 24), \quad (4.14)$$

где ω_1 — относительное количество замороженной влаги, соответствующее температуре t_1 , при которой продукт поступил на домораживание; ω_2 — то же при средней конечной температуре после домораживания.

Если процессы холодильной обработки осуществляются в устройствах периодического действия, то в выражениях (4.12) – (4.14) должна быть внесена поправка в соответствии с (4.11а).

При охлаждении и хранении фруктов и овощей возникает дополнительный теплоприток от дыхания этих продуктов. Так называемое *дыхание* есть процесс разложения глюкозы, содержащейся во фруктах и овощах, с образованием газообразного диоксида углерода и выделением теплоты.

Теплоприток (теплоту реакции) Q_{2p} при охлаждении и хранении фруктов и овощей, находят по зависимости

$$Q_{2p} = q'_{2p} G_1 + q''_{2p} G_2, \quad (4.15)$$

где q'_{2p} — удельное количество теплоты дыхания, выделяемое при охлаждении фруктов и овощей, Вт/т; q''_{2p} — то же во время хранения, Вт/т; G_1 — масса одновременно поступающих в камеру грузов, т; G_2 — масса хранящихся в камере охлажденных грузов, т.

При расчете теплопритоков отдельно по помещениям (аппаратам) для охлаждения и хранения можно воспользоваться соответственно первым или вторым членом формулы (4.15).

Удельное количество выделяемой теплоты дыхания зависит от вида продукта и от температуры, при которой он находится. При охлаждении фруктов и овощей за расчетное значение принимают среднюю температуру груза

$$t_{гр} = (t_1 + t_{пм})/2,$$

где t_1 — температура груза, поступающего на охлаждение; $t_{пм}$ — температура хранения груза.

В этом случае $q'_{2p} = f(t_{гр})$. При хранении температуру груза принимают равной температуре помещения: $t_{гр} = t_{пм}$ и $q''_{2p} = f(t_{гр})$.

Данные о теплоте дыхания некоторых фруктов и овощей приведены в прил. 13.

В ряде случаев при расчете Q_2 разделяют тепловыделения от груза и тары:

$$Q_2 = Q_{2гр} + Q_{2тар}.$$

Теплоприток от груза

$$Q_{2гр} = \frac{E10^6(i_1 - i_2)R\alpha}{\tau \cdot 24 \cdot 3600}, \quad (4.16)$$

где E — вместимость камеры, т; i_1 и i_2 — энтальпии в начале и конце процесса; R — коэффициент неравномерности тепловой нагрузки, принимаемый для камер охлаждения равным 1,5, для камер замораживания — 1,4–1,7; α — суточное поступление продуктов в долях от вместимости камеры; τ — продолжительность холодильной обработки, сут.

Теплоприток от тары рассчитывают по выражению

$$Q_{1т} = \frac{m_{т} c_{т} \Delta t_{т} 10^6}{\tau \cdot 24 \cdot 3600}, \quad (4.17)$$

где $m_{т}$ — масса тары, поступающей вместе с грузом, т; $c_{т}$ — теплоемкость материала тары; $\Delta t_{т}$ — разность начальной t_1 и конечной t_2 температур тары, К; τ — время холодильной обработки груза и тары.

Если продолжительность τ процесса специально не оговаривается, то ее принимают равной одним суткам.

Для определения расчетной нагрузки на камерное оборудование отдельных помещений или аппаратов Q_2 распределяют пропорционально их производительности. В устройствах периодического действия действительный теплоприток значительно изменяется в течение всего периода обработки. В начальный момент, когда теплый продукт погружают в помещение с низкой температурой, от продукта в единицу времени отводят наибольшее количество теплоты, так как этому моменту соответствует наибольшая разность температур. По мере охлаждения (замораживания) продукта разность температур между продуктом и охлаждающей средой убывает, в связи с чем постепенно уменьшается и количество теплоты, отводимой в единицу времени. В то же время теплоприток Q_2 выражениями (4.11)—(4.14) определен как средний за весь период холодильной обработки. Естественно, что оборудование, выбранное по среднему теплопритоку, не сможет отвести повышенное количество теплоты, выделяющейся в начале процесса. Поэтому на установках, рассчитанных подобным образом, сразу после загрузки теплых продуктов температура охлаждаемого помещения повышается, в результате чего продолжительность холодильной обработки оказывается существенно больше расчетной. Чтобы избежать подобных явлений, расчетный теплоприток на камерное оборудование целесообразно увеличивать на 30 % по сравнению с полученным средним теплопритоком, т. е. считать $Q_{2об} = 1,3 Q_2$. При использовании зависимостей (4.16) и (4.17) это увеличение учтено введением коэффициента R .

Для создания более равномерной нагрузки на компрессор и приближения ее к расчетной желательно иметь не одно, а несколько устройств для холодильной обработки (при устройствах периодического действия) со смещенными по времени циклами. В устройствах непрерывного действия получается сравнительно равномерная нагрузка на оборудование, в связи с чем вносить указанную поправку при их расчете не следует. Холодильную обработку предусматривают и при расчете холодильного оборудования для хранения грузов (материалов) при низких температурах, если возможно поступление грузов, имеющих температуру выше (более чем на 3 К) температуры охлаждаемого помеще-

ния. В нагрузку на компрессор в этом случае включают теплоприток от охлаждаемых или домораживаемых грузов, вычисленный по максимальному суточному поступлению во все помещения, обслуживаемые компрессором (или компрессорами) данной температуры кипения, так как общая нагрузка не зависит от того, в какое из помещений поступит груз. Для определения же камерного оборудования данного помещения весьма существенно, сколько груза поступает ежесуточно именно в это помещение и насколько температура груза выше температуры помещения. Поэтому, например, для распределительных и производственных холодильников рекомендуется ограничивать суточное поступление грузов в камеры хранения вместимостью до 200 т 8 % от вместимости и в камеры хранения вместимостью более 200 т 6 %. В камеры для хранения фруктов и овощей допускается суточное поступление до 10 % от вместимости камеры. Теплоприток от этого количества груза и принимают в расчет камерного оборудования.

§ 4.4. ТЕПЛОПРИТОК С НАРУЖНЫМ ВОЗДУХОМ ПРИ ВЕНТИЛЯЦИИ ПОМЕЩЕНИЙ

Вентиляцией, как известно, называется организованная замена воздуха помещения свежим наружным воздухом. Подаваемый в охлаждаемое помещение наружный воздух должен быть предварительно охлажден до температуры воздуха в помещении, а содержание в нем влаги понижено до значения, соответствующего влагосодержанию воздуха помещения. Теплота, отводимая от наружного воздуха при такой его обработке, и составляет теплоприток Q_3 .

Вентиляция охлаждаемых помещений обычно обуславливается: необходимостью создания нормальных условий воздушной среды для людей, работающих в этих помещениях; технологическими требованиями к состоянию воздушной среды.

В некоторых производственных помещениях с умеренно низкими температурами приходится работать относительно большому числу людей. По санитарным нормам в такие помещения необходимо подавать наружный воздух из расчета 20 м³ в час на одного работающего. Теплоприток от этого воздуха

$$Q_3 = 20 n \rho_{\text{пм}} (i_{\text{н}} - i_{\text{пм}}) 10^3 / 3600, \quad (4.18)$$

где n — число людей, одновременно работающих в помещении; $\rho_{\text{пм}}$ — плотность воздуха в охлаждаемом помещении; $i_{\text{н}}$ — энтальпия наружного воздуха при расчетных условиях; $i_{\text{пм}}$ — энтальпия воздуха помещения.

Технологические нормы требуют вентиляции некоторых помещений (обычно с положительными температурами) для устране-

ния запахов, удаления продуктов дыхания некоторых хранящихся грузов и т. п. В этом случае указывают необходимую кратность вентиляции, задаваемую числом a обменов воздуха в сутки, которое означает, сколько раз в сутки воздух помещений должен быть полностью заменен свежим воздухом. Обычно кратность обмена при вентиляции a принимают в пределах от одного до шести обменов в сутки. Тогда теплоприток от наружного воздуха может быть определен следующим образом:

$$Q_3 = V_{\text{стр}} a \rho_{\text{пм}} (i_{\text{н}} - i_{\text{пм}}) 10^3 / (3600 \cdot 24), \quad (4.19)$$

где $V_{\text{стр}}$ — строительный объем вентилируемого помещения.

Теплоприток Q_3 учитывают полностью и на оборудование, и на компрессор.

§ 4.5. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ТЕПЛОПРИТОКИ ОТ РАЗЛИЧНЫХ ИСТОЧНИКОВ

Кроме перечисленных основных теплопритоков встречаются и другие теплопритоки, в частности связанные с обслуживанием охлаждаемых помещений, работой вентиляторов, производством загрузочно-разгрузочных работ и т. п. В каждом конкретном случае приходится рассматривать возможные источники теплопритоков. Некоторые из них приведены ниже.

Теплоприток от электрического освещения Q_4^I . Электрическая энергия, подводимая к светильникам, полностью превращается в теплоту. Поэтому, если мощность светильников $N_{\text{св}}$ (Вт), находящихся в охлаждаемом помещении, известна, то секундный теплоприток от освещения

$$Q_4^I = N_{\text{св}} \eta_{\text{одн}}, \quad (4.20)$$

где $\eta_{\text{одн}}$ — коэффициент одновременности включения осветительных приборов.

При проектировании охлаждаемых помещений можно пользоваться нормами мощности светильников, отнесенной к 1 м^2 пола помещения. Для складских и производственных помещений в соответствии с рекомендациями принята мощность светильников $q_4^I = 5 \div 8 \text{ Вт/м}^2$, при коэффициенте одновременности включения светильников для складских помещений (камер хранения) $\eta_{\text{одн}} = 0,5 \div 0,7$, а для производственных помещений (камеры холодильной обработки) при $\eta_{\text{одн}} = 1$.

Тогда теплоприток для всего помещения

$$Q_4^I = q_4^I \eta_{\text{одн}} F_{\text{п}}. \quad (4.21)$$

Теплоприток от двигателей Q_4^{II} . В охлаждаемом помещении (аппарате) могут работать какие-либо механизмы (машины), вентиляторы в системах воздушного охлаждения, мешалки, насосы и т. п. Работа электродвигателей этих механизмов и машин в конечном итоге превращается в теплоту, которая должна быть отведена из охлаждаемого помещения.

Если электродвигатель находится в охлаждаемом помещении, то и полезная работа, и потери в самом двигателе, превращаясь в теплоту, передаются воздуху помещения. Поэтому теплоприток от работающего оборудования мощностью $N_{\text{дв}}$ (кВт).

$$Q_4^{\text{II}} = \eta_{\text{одн}} \sum (N_{\text{дв}} \cdot 10^3), \quad (4.22)$$

где $\eta_{\text{одн}}$ — коэффициент одновременности работы оборудования (в зависимости от числа имеющихся двигателей и особенностей технологического процесса $\eta_{\text{одн}} = 0,4 \div 1,0$).

В тех случаях, когда двигатели установлены вне охлаждаемого объема, теплоприток создается в результате превращения в теплоту только полезной работы находящегося там оборудования (конвейеров, вентиляторов, мешалок и т. п.). Тогда

$$Q_4^{\text{II}} = \eta_{\text{одн}} \sum (N_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{дв}} \cdot 10^3), \quad (4.22a)$$

где $\eta_{\text{дв}}$ — коэффициент полезного действия двигателя.

Потери в самом двигателе, преобразующиеся в теплоту, должны учитываться в том помещении, где он установлен, если и это помещение охлаждается.

Теплоприток от людей, работающих в помещении Q_4^{III} . Тепловыделения одного человека с учетом влаговыделения при средней интенсивности работы составляет около 350 Вт. Если в помещении работает n человек, то общее тепловыделение

$$Q_4^{\text{III}} = 350n. \quad (4.23)$$

Для камеры площадью $F_{\text{пм}} < 200 \text{ м}^2$ число работающих $n = 2 \div 3$, для больших камер площадью $F_{\text{пм}} > 200 \text{ м}^2$ число работающих $n = 3 \div 4$.

Теплоприток из смежных помещений через открытые двери Q_4^{IV} . При открывании дверей в смежные помещения с более высокой температурой в охлаждаемое помещение попадает воздух, приносящий с собой избыточную теплоту и влагу.

Теплоприток при открывании дверей в охлаждаемые помещения в соответствии с рекомендациями рассчитывают по выражению

$$Q_4^{\text{IV}} = \beta q_{\text{дп}} F_{\text{дп}} (1 - \eta) 10^3, \quad (4.24)$$

где $q_{\text{дп}}$ — плотность теплового потока, среднего за время грузовых операций, отнесенного к площади дверного проема при отсутствии

средств тепловой защиты, кВт/м²; $F_{\text{дп}}$ — площадь дверного проема, м²; β — коэффициент, учитывающий длительность и частоту проведения грузовых операций, $\beta = 0,15$ для камер хранения производственных холодильников, $\beta = 0,3$ для камер хранения распределительных холодильников, $\beta = 1,0$ для камер холодильной обработки; η — коэффициент эффективности снижения теплопритоков при использовании средств тепловоздушной защиты дверного проема, $\eta = 0,6$ для воздушной завесы, $\eta = 0,8$ для теплового шлюза (тамбура с самозакрывающимися дверьми), $\eta = 0,95$ для тепловоздушного затвора (тамбура с самозакрывающимися дверьми в сочетании с воздушной завесой).

Значения плотности теплового потока $q_{\text{дп}}$ для охлаждаемых помещений, не имеющих непосредственного выхода на улицу, определяют по графику (рис. 4.9).

По оси абсцисс на рис. 4.9 откладывают максимальное значение температурного перепада в дверном проеме $\Theta_{\text{дп}} = t_{\text{н}} - t_{\text{пм}}$. Для дверных проемов охлаждаемых помещений, непосредственно не соединяющихся с наружным воздухом, $t_{\text{н}}$ принимают по нормам технологического проектирования, в том числе для охлаждаемых грузовых коридоров. Для дверных проемов, выходящих в неохлаждаемые помещения $\Theta_{\text{дп}}$ рассчитывают так же, как при расчете теплопритоков из неохлаждаемых помещений.

Для наружных дверных проемов $t_{\text{н}} = t_{\text{н.р}}$, а плотность теплового потока $q_{\text{дп}}$ определяют по формуле

$$q_{\text{дп}} = 0,37 L \rho_{\text{н}} (0,15 + 0,013 \Theta_{\text{дп}}) (0,95 \Theta_{\text{дп}} + 2,5 \Delta d \cdot 10^6), \quad (4.25)$$

где $\rho_{\text{н}}$ — плотность наружного воздуха, кг/м³; Δd — разность влагосодержаний наружного воздуха и воздуха охлаждаемого помещения, кг/кг; L — коэффициент, учитывающий изменение теплового потока при длительном открывании дверного проема $L = 0,75$ для охлаждаемых помещений при $F_{\text{пм}} < 120$ м²; $L = 0,7$ при $120 < F_{\text{пм}} < 450$ м²; $L = 0,6$ при $F_{\text{пм}} > 450$ м².

Зависимость (4.24) приведена для случая открывания одной двери. При одновременном открывании двух дверей значение Q_4^{IV} должно быть увеличено в 1,5 раза.

При проектировании холодильников применение средств тепловой защиты у дверей является обязательным.

При отнесении эксплуатационных теплопритоков на компрессор учитывают, что на предприятии эти теплопритоки не могут возникать одновременно во всех помещениях и от всех источников. Поэтому нагрузку на компрессор принимают от 50 до 75 % суммы всех эксплуатационных теплопритоков, т. е.

$$Q_{4\text{км}} = (0,5 + 0,75) (Q_4^{\text{I}} + Q_4^{\text{II}} + Q_4^{\text{III}} + Q_4^{\text{IV}}). \quad (4.26)$$

В нагрузку на камерное оборудование следует включать эксплуатационные теплопритоки полностью, поскольку в любом отдель-

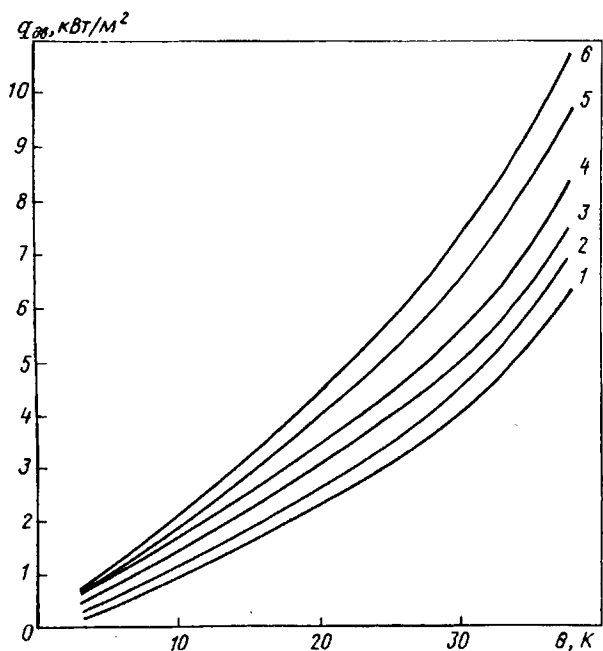


Рис. 4.9. Плотность теплового потока в дверном проеме:

1, 2 и 3 — камеры хранения с естественной циркуляцией воздуха площадью соответственно $F_{\text{пм}} > 450 \text{ м}^2$, $120 < F_{\text{пм}} < 450 \text{ м}^2$ и $F_{\text{пм}} < 120 \text{ м}^2$; 4 — прочие охлаждаемые помещения с естественной циркуляцией воздуха; 5 — камеры холодильной обработки мяса с принудительной циркуляцией воздуха; 6 — прочие охлаждаемые помещения с принудительной циркуляцией воздуха

ном помещении вполне вероятно одновременное появление теплопритоков от всех этих источников, т. е.

$$Q_{4об} = Q_4^I + Q_4^{II} + Q_4^{III} + Q_4^{IV}. \quad (4.27)$$

Если при проектировании трудно учесть эксплуатационные теплопритоки по их источникам, то ориентировочно можно принимать $Q_{4об} = (0,1 + 0,4)(Q_1 + Q_3)$. Относительно большие значения эксплуатационных теплопритоков следует принимать для малых установок.

§ 4.6. ИТОГОВЫЕ ДАННЫЕ РАСЧЕТА ТЕПЛОПРИТОКОВ

Все данные по нагрузке на камерное оборудование от отдельных источников теплопритока суммируют для каждого отдельного помещения или аппарата

$$Q_{об} = \sum Q_{об i}. \quad (4.28)$$

Эта величина является расчетной нагрузкой для определения площади теплопередающей поверхности охлаждающих приборов, которые следует установить в данном охлаждаемом помещении (аппарате).

Несколько иначе обстоит дело с нагрузкой на компрессор. Этот вид нагрузки суммируют по группам помещений или технологических аппаратов, имеющих одинаковую или близкую, отличающуюся не более чем на $\pm (2 \div 3)$ К, температуру. Так, на пищевых предприятиях все потребители холода могут быть разделены на следующие группы: производственные помещения с температурой от 10 до 12 °С; помещения или аппараты для охлаждения продуктов, помещения для хранения охлажденных продуктов с температурами от -2 до 4 °С; помещения для хранения мороженных продуктов, аппараты для производства льда с температурой от -18 до -25 °С; помещения для замораживания продуктов с температурой от -25 до -35 °С; помещения и аппараты для замораживания продуктов при более низких температурах, примерно до -50 °С. Конечно, не на каждом предприятии имеется вся гамма уровней температуры, но три-четыре уровня температур (изотермы) используются часто.

Еще более широкая градация уровней температуры нужна для некоторых предприятий химической промышленности. Для отвода теплоты реакции, для создания условий, при которых наиболее эффективно протекают реакции, применяют примерно такие уровни температур: получение холодной воды с температурой от 5 до 12 °С, а иногда и ледяной воды с температурой от 2 до 3 °С; получение хладоносителя с температурой от -18 до -25 °С; охлаждение хладоносителя или непосредственное охлаждение до температуры от -40 до -50 °С; получение низких температур в технологических аппаратах в интервале от -60 до -70 °С; совершение технологических процессов при температуре от -90 до -100 °С.

Для каждой группы помещений выбирают температуру кипения, определяющую условия работы холодильной установки. Естественно, что температура кипения t_0 должна быть ниже необходимой температуры $t_{\text{пм}}$ в охлаждаемом помещении или в технологическом аппарате. Выбор температуры кипения определяется численным значением наименьших приведенных затрат $Z_{\text{пр}}$ [см. выражение (3.19)]. Чем меньше разность между температурой охлаждаемой среды и температурой кипения $\Delta t = t_{\text{пм}} - t_0$, тем выше сама температура кипения и тем меньше энергетические и другие затраты E на производство холода. Однако уменьшение разности температур Δt увеличивает площадь поверхности охлаждающих приборов F_0 так как

$$F_0 = \frac{Q_{\text{об}}}{k_0(t_{\text{пм}} - t_0)} \quad (4.29)$$

В этом случае повышаются капитальные затраты K на камерное оборудование и зависящие от них амортизационные отчисления A . Повышение разности температур Δt приводит к противоположным результатам.

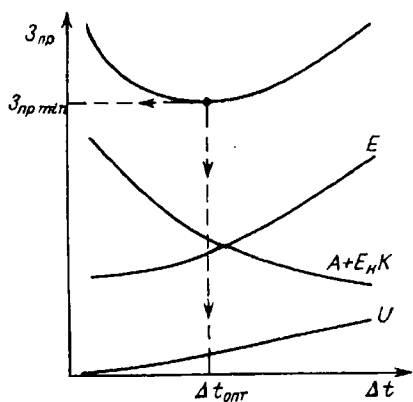


Рис. 4.10. Графическое определение оптимального перепада температур

меньшее численное значение приведенных затрат. Общий вид графического решения этой задачи показан на рис. 4.10, где по оси ординат отложены приведенные затраты, отнесенные к единице выработанного холода.

Подобные расчеты показали, что оптимальная разность температур $\Theta_{\text{опт}} = t_{\text{пм}} - t_0$ в случае охлаждения воздуха лежит в пределах 8–10 К для батарей и 6–8 К для воздухоохладителей; в испарителях для охлаждения жидкостей эта разность температур 4–6 К. Поэтому температура кипения для систем непосредственного охлаждения воздуха $t_0 = t_{\text{пм}} - (6 \div 10)$; в отдельных технологических аппаратах в целях ускорения процесса обработки ее выбирают и значительно более низкой. При проектировании автоматизированных холодильников площадь поверхности охлаждающих приборов F_0 , полученную по выражению (4.29), увеличивают на 20 % (т. е. предусматривается работа охлаждающих приборов с коэффициентом рабочего времени $b = 0,8$).

Объединение помещений и аппаратов по уровням температуры в них является, следовательно, их объединением по температу-

Т а б л и ц а 4.3. Укрупненные показатели суммарного удельного теплопритока

Назначение охлаждаемого помещения	Температура, °С	q_l , Вт/м ² , для холодильника	
		одноэтажного	многоэтажного
Хранение мороженных грузов	–20	70–90	45–65
Хранение охлажденных грузов	–3...4	80–95	60–65
Универсальные камеры	–20...0	75–125	70–80
Замораживание продуктов	–30	850–900	850–900
Охлаждение мяса	–10	450–500	450–500
Хранение охлажденного мяса	–2...0	80–100	50–60
Экспедиция	12	35	35

Для охлаждаемых помещений, в которых хранятся неупакованные пищевые продукты, от разности температур между воздухом и поверхностью охлаждающих приборов зависит усушка хранящихся продуктов. Повышение этой разности температур, вызванное понижением температуры кипения, увеличивает усушку продуктов и стоимость потерь U . При наличии такого рода противоположных тенденций в изменении расходов по отдельным статьям можно определить оптимальную разность температур $\Delta t_{\text{опт}}$, которой соответствует наименьшее

рам кипения. Путем суммирования расчетных нагрузок на компрессор определяют холодопроизводительность установки по каждой температуре кипения.

При выполнении приближенных расчетов теплопритоки могут находиться по укрупненным показателям, отнесенным к 1 м^2 площади помещения или к единице выпускаемой продукции. В табл. 4.3 в качестве примера приведены некоторые из таких показателей, указывающие суммарный теплоприток в различные охлаждаемые помещения.

При использовании укрупненных показателей весь расчет теплопритоков заключается в умножении удельного теплопритока на площадь помещения, т. е. $Q = q_f F$; разумеется, такой расчет неточен, но зато он позволяет получить быстрый ответ.

Глава 5. СПОСОБЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ПОМЕЩЕНИЙ И АППАРАТОВ

§ 5.1. ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ РАЗЛИЧНЫХ СПОСОБОВ ОХЛАЖДЕНИЯ

Для отвода теплоты и влаги из охлаждаемых помещений и технологических аппаратов в них устанавливают теплообменные аппараты, носящие название *охлаждающих приборов*. В этих приборах теплота (включая и теплоту конденсации влаги) передается охлаждающей среде. Способы охлаждения в зависимости от вида охлаждающей среды делятся на непосредственное охлаждение и на охлаждение жидким хладагентом (косвенное охлаждение). Функциональные схемы обоих способов охлаждения помещений показаны на рис. 5.1.

При *непосредственном охлаждении* (рис. 5.1, а) теплота, воспринимаемая охлаждающими приборами, передается непосредственно кипящему в них хладагенту; в этом случае охлаждающие приборы, расположенные в охлаждаемом помещении (аппарате), являются испарителями холодильной установки (температура охлаждающей среды $t_a = t_0$).

При *охлаждении хладагентом* (рис. 5.1, б) теплота в охлаждающих приборах передается промежуточной среде — хладагенту, с помощью которого она переносится к хладагенту, нахо-

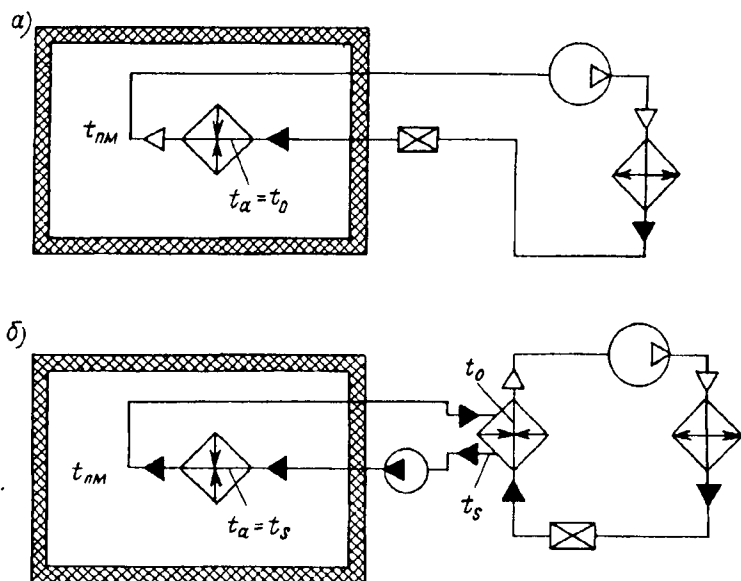


Рис. 5.1. Способы охлаждения помещений: а — непосредственное; б — косвенное

дящемуся в испарителе холодильной установки, обычно расположенном на некотором удалении от охлаждаемого объекта. При этом способе охлаждения отвод теплоты от охлаждаемого объекта вызывает повышение температуры хладоносителя в охлаждающих приборах без изменения его агрегатного состояния (охлаждающей средой является хладоноситель со средней температурой $t_s, t_a = t_s$).

Охлаждение хладоносителем иногда называют рассольным охлаждением по виду наиболее распространенных хладоносителей (водных растворов солей — рассолов), что не всегда справедливо, поскольку в качестве хладоносителей используют не только рассолы.

Например, если хладоноситель не охлаждается ниже $1-2^\circ\text{C}$, то в качестве хладоносителя можно применять воду, а для более низких температур нужно использовать растворы солей или органические соединения, свойства которых более подробно рассмотрены в гл.6.

Области применения того или иного способа определяются их особенностями, оказывающими влияние на технологический процесс, а также экономическими показателями. Холодильная установка при непосредственном охлаждении проще (рис. 5.1, а), так как в ней отсутствуют испаритель для охлаждения хладоносителя и насос для его циркуляции, вследствие чего эта установка требует меньших первоначальных затрат по сравнению с установкой косвенного охлаждения. Установка при непосредственном охлаждении требует и меньших затрат энергии: во-первых, вследствие того, что в охлаждаемых помещениях с одинаковой температурой $t_{\text{пм}}$ и одной и той же разностью температур $t_{\text{пм}} - t_a$ при охлаждении хладоносителем появляется дополнительная разность температур в испарителе $t_s - t_a$, обычно находящаяся в пределах $4-6\text{ K}$, вызывающая соответствующее понижение температуры кипения до значения t_0 ; во-вторых, при охлаждении хладоносителем появляется дополнительный расход энергии, обусловленный не только работой привода насоса, имеющего мощность N_n , но и дополнительной нагрузкой на компрессор, возникающей в результате превращения в теплоту работы насоса и подвода этой теплоты к хладоносителю.

Если ϵ_e — эффективный холодильный коэффициент при температуре кипения t_0 , то дополнительная холодопроизводительность компрессора должна быть $\Delta Q_{\text{км}} = N_n \epsilon_e$, а подведенная мощность

ко всей установке
$$N = N'_{\text{км}} + N_n \left(1 + \frac{1}{\epsilon'_e} \right).$$

Кроме того, применяемые в настоящее время хладагенты не взаимодействуют с черными металлами, в то время как некоторые хладоносители (рассолы и, в известной степени, вода) вызывают коррозию, что иногда существенно сокращает долговечность систем с охлаждением хладоносителем.

В то же время способу непосредственного охлаждения присущи и серьезные недостатки. Прежде всего, имеется опасность попадания хладагента в помещения (аппараты) при нарушениях плотности системы. Опасность для людей значительно увеличивается при применении токсичных хладагентов, например аммиака. Даже при использовании более безопасных хладагентов, таких как хладоны, применять непосредственное охлаждение помещений, в которых может находиться большое количество людей, нежелательно.

Недостатками способа непосредственного охлаждения долгое время являлись также трудность распределения хладагента по отдельным помещениям (при большом их числе) и трудность защиты компрессора от влажного хода. Эти трудности связаны с тем, что хладагент должен подаваться в приборы охлаждения различных помещений (аппаратов) в количестве, соответствующем теплопритокам в эти помещения. Но так как теплопритоки во времени изменяются по разным объектам самым различным образом, то при ручном регулировании подачи хладагента эта задача является очень трудоемкой и большей частью трудноразрешимой. В результате возникают недостаток хладагента в приборах одних помещений и переполнение жидким хладагентом приборов других помещений. Последнее обычно является причиной влажного хода компрессора и нередко гидравлических ударов с теми или иными нежелательными последствиями.

При охлаждении хладоносителем изменение тепловой нагрузки (при постоянном количестве циркулирующего хладоносителя) вызывает только уменьшение или увеличение его нагревания в охлаждающих приборах, что не влечет за собой опасных последствий. Регулирование же подачи хладагента в этом случае ведется только на один объект — испаритель, в котором колебания нагрузки от отдельных объектов в значительной степени компенсируют друг друга и часто мало отражаются на режиме работы испарителя и компрессора. В связи с этим обслуживание холодильных установок при косвенном охлаждении оказывается значительно проще, что в ряде случаев заставляло отказаться от непосредственного охлаждения, несмотря на ряд его преимуществ.

Такое соотношение достоинств и недостатков обеих систем долгое время не давало преобладающих преимуществ ни одной из них, вследствие чего на холодильных предприятиях обе системы получали примерно одинаковое распространение. Теперь это положение существенно изменилось в связи с широким применением автоматического регулирования и появлением холодильных установок, в которых значительно уменьшена опасность гидравлических ударов и предусмотрена автоматическая подача хладагента в камерные приборы охлаждаемых объектов. Поэтому преимущественное применение получают холодильные установки с непосредственным охлаждением как более экономичные по капитальным и эксплуатационным затратам и более долговечные.

Все же области применения холодильных установок с охлаждением хладоносителем еще велики, так как их приходится использовать там, где не могут быть применены установки с непосредственным охлаждением. Можно указать некоторые основные случаи целесообразного применения косвенного охлаждения.

1. Когда использование непосредственного охлаждения не может быть допущено по условиям безопасности для людей, находящихся в охлаждаемых помещениях.

2. Когда по условиям осуществления технологического процесса необходим непосредственный контакт хладоносителя с воздухом, например для увлажнения и очистки воздуха в охлаждаемых помещениях.

3. Когда при транспортировке холода на относительно большие расстояния (больше 300–350 м) при использовании непосредственного охлаждения возникают потери давления хладагента во всасывающем трубопроводе, соизмеримые с понижением давления, обусловленным дополнительной разностью температур $t_s - t_0$ в испарителе. Если же для уменьшения потерь давления всасывающий трубопровод при значительной его длине делать большего диаметра, то это приведет к существенным затратам металла.

4. Когда условия эксплуатации не позволяют обеспечить необходимую плотность соединений труб, например в судовых холодильных установках, поскольку из-за деформаций и вибраций корпуса судна высока вероятность утечки хладагента, а ее устранение во время рейса может быть затруднено.

5. Когда при непосредственном охлаждении на температуру кипения хладагента в охлаждающих приборах существенно влияет статическое давление столба жидкости. Влияние статического давления столба жидкости сильно увеличивается с понижением температуры кипения, поскольку при низких температурах одной и той же разности давлений $\Delta p = h\rho g$ (здесь h — высота столба жидкости) соответствуют большие значения разности температур. В табл. 5.1 показано влияние давления столба жидкости высотой $h = 1$ м на температуру кипения R717 и R12 при разных температурах.

Т а б л и ц а 5.1. Относительное влияние столба жидкого хладагента на температуру кипения

Хладагент	Показатель	Температура кипения на поверхности жидкости, °С			
		10	–30	–50	–70
R717	Температура кипения на глубине 1 м	10,3	–28,9	–47,4	–63,4
	Разность температур	0,3	1,1	2,6	6,6
R12	Температура кипения на глубине 1 м	11,1	–26,7	–43,5	–56,5
	Разность температур	1,1	3,3	6,5	13,5

Влияние давления столба жидкости в хладоновых охлаждающих приборах более значительно, чем в аммиачных, так как плотность жидкого R12 примерно в 2,2 раза больше плотности жидкого R717. Однако разность температур при том же давлении столба жидкости зависит еще от того, к какой группе по давлению относится хладагент. Так, для R13, относящегося к агентам высокого давления, при температуре на поверхности -30°C температура кипения на глубине 1 м будет отличаться от нее всего на 0,5 К (т. е. будет $-29,5^{\circ}\text{C}$).

6. Когда разветвленную систему при большой ее вместимости в случае непосредственного охлаждения пришлось бы заполнять сравнительно дорогостоящим хладагентом, например хладоном. По этой причине, например, охлаждение хладоносителем нередко встречается в хладоновых установках.

7. Когда утечка хладагента в охлаждаемую среду (или наоборот) из-за возможных течей в трубах или аппаратах может привести к существенному изменению качества этих сред.

8. Когда резкое возрастание тепловой нагрузки на охлаждающие приборы (например, при отводе теплоты реакции взрывного характера) может вызвать недопустимое повышение давления хладагента в аппарате.

В зависимости от того, каким путем теплота охлаждаемых (замораживаемых) тел передается хладагенту или хладоносителю, различают способы контактного и бесконтактного охлаждения. Каждый из этих способов может быть реализован как при непосредственном охлаждении так и при охлаждении хладоносителем.

При *контактном охлаждении* хладагентом или хладоносителем охлаждаемое тело 2 погружают в холодную (при охлаждении хладагентом кипящую) жидкость 1 (рис. 5.2, а) либо орошают ею (рис. 5.2, б). Так пищевые продукты замораживают погружением в кипящий жидкий азот, а также орошением продуктов кипящим азотом. Возможно контактное охлаждение и жидкостей, если они не растворяются в хладагенте (например, охлаждение воды или водных растворов солей в кипящем хладоном RС318 или пропане).

Во всех случаях контактного охлаждения теплота от охлаждаемых тел передается охлаждающей среде за счет конвективного теплообмена в жидкости (или при кипячении), при высоких коэффициентах теплоотдачи, благодаря чему этот способ весьма эффективен. Однако непосредственное соприкосновение охлаждаемого тела с охлаждающей средой не всегда возможно по санитарным требованиям, из-за возможных недопустимых изменений на поверхности тела, а также при охлаждении жидких тел в связи с возможным взаимодействием обеих сред.

Чаще используют способы *бесконтактного охлаждения*, в которых теплота передается через среду или среды, разделяющие охлаж-

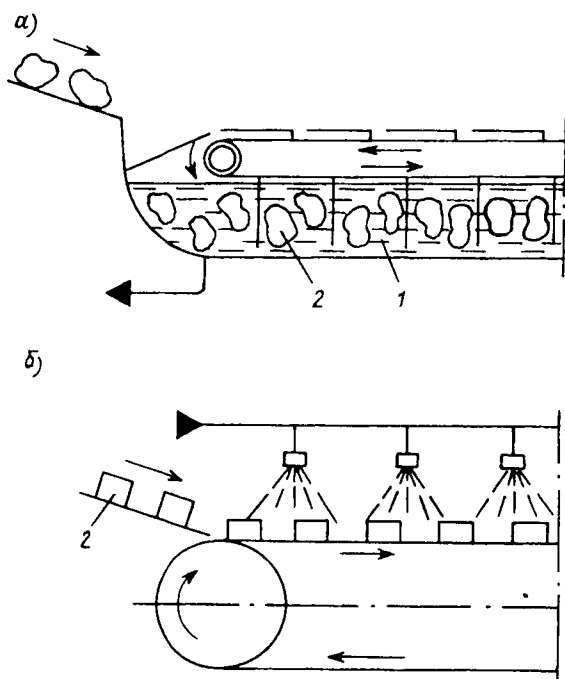


Рис. 5.2. Способы контактного охлаждения: а — погружением; б — орошением

дающее и охлаждаемое тела. Интенсивность теплообмена в этих случаях зависит от термического сопротивления разделяющих сред.

Первой разновидностью бесконтактного охлаждения является способ, при котором обменивающиеся теплотой среды разделены поверхностью из высокого теплопроводного материала. Так, для охлаждения жидкостей используют аппараты, в которых теплообмен между охлаждаемой жидкостью в резервуаре 2 и охлаждающей средой в рубашке 1 происходит через металлическую стенку резервуара (рис. 5.3, а) или через стенки труб 3 (рис. 5.3, б). Для замораживания твердых пищевых продуктов в блоках широко используют плиточные аппараты, в которых теплообмен между продуктами и охлаждающей средой осуществляется через металлическую стенку каналов 5, выполненных внутри плит 6, контактирующих с продуктом 4 (рис. 5.3, в). На рис. 5.3, г показано устройство, в котором теплота от замораживаемых твердых продуктов 7 передается через тонкую стальную конвейерную ленту 8 хладоносителю, орошающему ленту снизу. Так как термическое сопротивление тонких металлических лент мало, то интенсивность теплообмена здесь близка к контактному охлаждению, но затраты металла возрастают. Кроме того, плиточные аппараты (рис. 5.3, в)

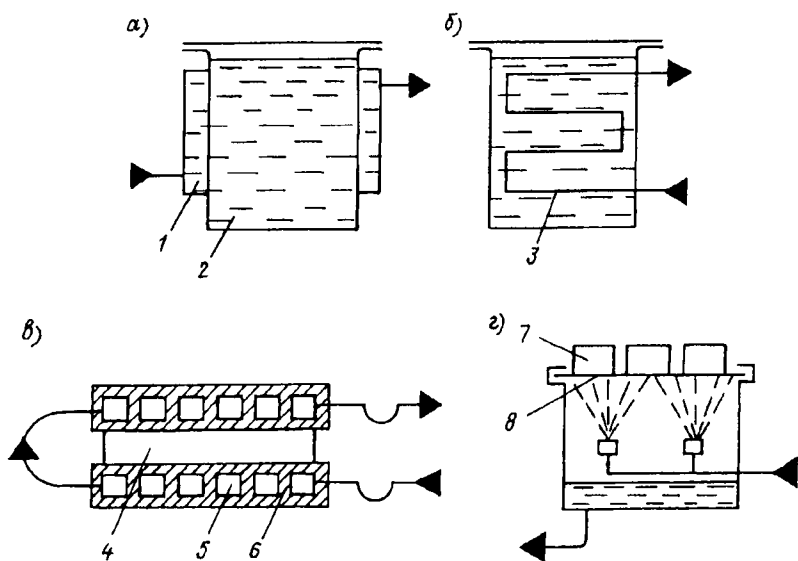


Рис. 5.3. Способы охлаждения с передачей теплоты через металлическую стенку: а — охлаждающей рубашки; б — змеевика; в — каналов; г — конвейерной ленты

применяют только для замораживания продуктов определенной формы и размеров.

К такому же бесконтактному охлаждению относится и обработка продуктов во влагонепроницаемой оболочке (например, полимерной), которой покрывают пищевые продукты для защиты от нежелательного по каким-либо причинам непосредственного соприкосновения с хладагентом или хладоносителем при погружении в него либо при орошении. Иногда этот способ называют непрямым контактным, поскольку по интенсивности он близок к прямому контактному способу.

Для другой разновидности бесконтактного охлаждения характерна передача теплоты от охлаждаемых тел к охлаждающим приборам через подвижную промежуточную среду, чаще всего через воздух. Передача теплоты идет посредством конвективного теплообмена в воздухе и лучистого теплообмена, а потому интенсивность передачи теплоты в этом случае оказывается существенно ниже чем при контактных способах, так как коэффициент теплоотдачи к воздуху от поверхности охлаждаемых тел во много раз меньше, чем к жидкостям. Однако бесконтактный способ охлаждения с передачей теплоты через воздух отличается универсальностью, поскольку таким путем могут охлаждаться тела любой формы, а соприкосновение охлаждаемых тел с воздухом очень редко может иметь вредные последствия.

В зависимости от вида охлаждающих приборов и способа организации циркуляции воздуха в охлаждаемом помещении бесконтактное охлаждение с передачей теплоты через воздух подразделяют на системы батарейного охлаждения (при использовании батарей — охлаждающих приборов со свободным движением воздуха), воздушного охлаждения (при использовании воздухоохладителей — охлаждающих приборов с вынужденным движением воздуха) и смешанного охлаждения (при использовании батарей и воздухоохладителей).

При циркуляции воздуха в охлаждаемом помещении изменяется не только его температура, но и влажность. Омывая поверхность охлаждающих приборов воздух охлаждается и осушается; нагреваясь у поверхности ограждений и охлаждаемых тел, воздух вновь приобретает способность к поглощению влаги. Таким образом, при бесконтактном охлаждении теплообмен может сопровождаться массообменом, что усложняет процесс и вызывает потери массы обрабатываемых неупакованных продуктов, содержащих влагу.

При батарейной системе охлаждения возникает свободная конвекция воздуха, вызываемая разностью плотностей воздуха у охлаждающих приборов и у поверхности охлаждаемых тел.

При расположении охлаждающих приборов у потолка (потолочная батарея) или у стен (пристенная батарея) охлаждаемого помещения возникает циркуляция воздушной среды (рис. 5.4), так как у батарей плотность воздуха увеличивается вследствие охлаждения и он опускается вниз. У поверхности продуктов и ограждений воздух нагревается и увлажняется; под влиянием этих двух факторов плотность воздуха уменьшается, и он поднимается вверх. Скорость воздуха в помещении со свободной конвекцией находится в пределах $0,05 - 0,15$ м/с.

При батарейном охлаждении из-за малой и неравномерной скорости свободного движения воздуха возникает сравнительно большая разница между значениями температуры и влажности воздуха в различных зонах помещения. Обычно температура воздуха у пола на $2-4$ К ниже, чем у потолка, у охлаждающих приборов ниже, чем при удалении от них, причем эта разница в некоторых случаях доходит до $3-5$ К.

Система воздушного охлаждения характеризуется вынужденным движением воздуха в помещении и значительно большими его скоростями, достигающими в отдельных устройствах до 10 м/с.

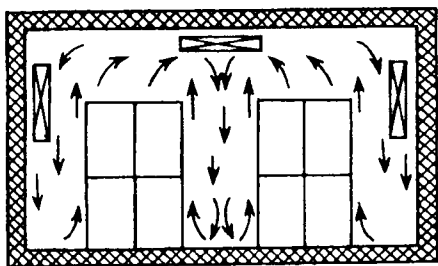


Рис. 5.4. Система батарейного охлаждения

Схематично один из вариантов воздушного охлаждения представлен на рис. 5.5. Воздух из помещения всасывается через всасывающий канал 1 вентилятором и подается в воздухоохладитель 3, являющийся местным охлаждающим прибором, в котором воздух охлаждается и осушается, а затем направляется по нагнетательному каналу 2 в помещение, где он нагревается и увлажняется, отнимая теплоту и влагу от охлаждаемых тел. Здесь циркуляция воздуха обеспечивается вентилятором.

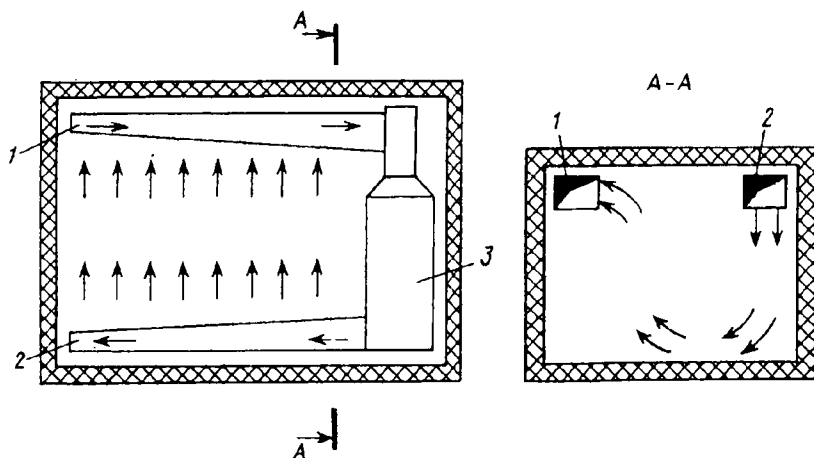


Рис. 5.5. Система воздушного охлаждения с канальной раздачей воздуха:
1 — всасывающий канал; 2 — нагнетательный канал; 3 — воздухоохладитель

При смешанной системе охлаждения помещение оборудуется приборами как батарейного, так и воздушного охлаждения. Такую систему применяют, например, в универсальных камерах.

Области применения систем батарейного и воздушного охлаждения определяются условиями технологического процесса и экономическими показателями этих систем. К технологическим показателям, по которым следует сравнивать системы охлаждения, можно отнести: равномерность значений параметров воздушной среды по объему помещения; постоянство численных значений этих же параметров во времени; интенсивность охлаждения и усушки продуктов. К экономическим показателям относятся относительные величины первоначальных и эксплуатационных затрат.

При воздушном охлаждении воздух лучше перемешивается, вследствие чего резкой разницы в значениях параметров воздушной среды по объему не наблюдается.

Более высокие скорости воздуха, свойственные системам воздушного охлаждения, интенсифицируют процесс теплообмена как между охлаждаемым телом и воздухом, так и между воздухом и охлаждающими приборами (коэффициент теплоотдачи при воздуш-

ном охлаждении возрастает в среднем в три-четыре раза). Благодаря этому сокращается время охлаждения тел и тем самым уменьшается продолжительность холодильной обработки. Интенсифицируется и процесс влагообмена: испарение влаги с поверхности продукта увеличивается по сравнению с батарейным охлаждением. Поэтому при длительном хранении тел, с поверхности которых может испаряться влага, при высоких скоростях воздуха потери массы будут больше.

Главной статьей первоначальной стоимости холодильного оборудования охлаждаемых помещений является стоимость труб для охлаждающих приборов. Пропорционально увеличению коэффициента теплопередачи теплообменных аппаратов при воздушном охлаждении уменьшается потребность в трубах.

При воздушном охлаждении возрастают эксплуатационные затраты не только в связи с расходом энергии на работу вентиляторов, но и в связи с тем, что эта энергия, превращаясь в теплоту, приводит к необходимости увеличения холодопроизводительности компрессоров. Таким образом, если мощность вентиляторов N_v , то не только холодопроизводительность установленного оборудования увеличивается на это значение, но еще и возрастает мощность двигателя компрессора на $\Delta N_{\text{км}} = N_v/\epsilon_e$. Поэтому при воздушном охлаждении дополнительная подведенная мощность $\Delta N = N_v(1 + 1/\epsilon_e)$.

Такого дополнительного расхода энергии нет в устройствах для охлаждения и замораживания продуктов контактными способами, чем они выгодно отличаются от устройств воздушного охлаждения. Все же, несмотря на повышенный расход энергии, воздушное охлаждение имеет значительные достоинства и получает все большее применение как в помещениях и аппаратах для холодильной обработки продуктов, так и в помещениях для хранения продуктов, хранящихся в упаковке и таре. Исключение могут составлять только помещения для длительного хранения неупакованных продуктов, с поверхности которых может испаряться влага. В таких помещениях при отсутствии регулирования влажности воздуха пока чаще применяют систему батарейного охлаждения, поскольку в этом случае на первый план выдвигается необходимость уменьшения усушки продуктов.

§ 5.2. СИСТЕМЫ БАТАРЕЙНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПОМЕЩЕНИЙ

Охлаждающие приборы батарейного охлаждения должны обеспечить отвод всех теплопритоков, проникающих в помещение и возникающих в нем, чтобы средняя температура воздуха помещения оставалась на одном уровне. В то же время влияние внешних теплопритоков на колебания температуры и влажности воздуха в помещении и на равномерность распределения температур по объему помещения будет наименьшим, если охлаждающие приборы будут размещены на пути теплопритоков в охлаждаемое помещение.

При таком размещении охлаждающих приборов они локализуют притоки теплоты и влаги в месте их проникновения и тем самым не допускают их внутрь помещения. В связи с тем что теплопритоки через ограждения для некоторых охлаждаемых помещений составляют значительную долю в общем теплопритоке, возникает необходимость в размещении охлаждающих приборов именно на тех ограждениях, через которые проникает наибольшее количество теплоты.

В соответствии с общим правилом размещения батареи целесообразно рассредотачивать по всей площади ограждений с наибольшими теплопритоками, чтобы полностью их закрыть. Это удастся, если батареи выполнены из гладких труб с относительно малым диаметром. Если пристенные батареи не закрывают всю площадь стены, то они должны размещаться в верхней зоне камеры (см. рис. 5.4). В этом случае холодный воздух, опускающийся от охлаждающих приборов, создает у стены холодную воздушную завесу, в некоторой степени локализирующую конвективную теплоту, проникающую через ограждение; от передачи в помещение лучистой теплоты такая воздушная завеса, естественно, не защищает. Потолочные батареи также могут занимать лишь часть потолка, будучи более или менее равномерно распределенными по его площади.

Каждому из этих двух типов охлаждающих приборов свойственны некоторые особенности. Потолочные батареи при равномерном их распределении по площади обеспечивают и более равномерное распределение температуры по помещению. В то же время рассредоточенное расположение потолочных батарей создает трудности при оттаивании инея с их поверхности. Кроме того, из-за размещения на потолке охлаждающих приборов уменьшается высота штабеля груза, в связи с чем недостаточно используется объем помещения. Все это заставляет сосредоточивать необходимую поверхность охлаждающих потолочных приборов в ограниченном числе батарей, которые располагают в помещении над грузовыми проходами, благодаря чему облегчаются работы по снятию инея (так как оттаивание может происходить без удаления или укрытия груза) и не уменьшается грузовая высота помещения.

Определенные затруднения в размещении охлаждающих приборов возникают при использовании батарей из оребренных труб, которые в настоящее время широко распространены на многих холодильных установках. Использование оребренных труб позволяет в 2–2,5 раза сократить расход металла на изготовление охлаждающих приборов по сравнению с гладкими трубами, но, главное, позволяет в 3–4 раза сократить расход труб, уменьшить на столько же вместимость охлаждающих приборов по хладагенту. Батареи из оребренных труб оказываются гораздо компактнее приборов из гладких труб, вследствие чего они требуют значительно меньше места для размещения; пристенные батареи получаются с малым числом труб по высоте; такие приборы приходится размещать только в верхней зоне ограждения. Потолочные батареи мо-

гут быть однорядными или двухрядными и их обычно располагают над грузовыми проходами. Поэтому значительные поверхности ограждений оказываются незащищенными от проникновения теплоты, что приводит к заметной неравномерности в распределении температуры воздуха по высоте (особенно в одноэтажных холодильниках) и по объему камер.

В последнее время вновь возвращаются к более равномерному размещению охлаждающих батарей по ограждениям, в том числе и по потолку, используя для этого батареи с увеличенным шагом между трубами.

Размещению потолочных приборов в помещениях с положительными температурами сопутствует еще один недостаток: при перерывах в работе холодильной установки поверхность батарей может отепляться до температуры выше 0°C , что влечет за собой таяние инея на поверхности и стекание образовавшейся при этом воды на продукты, в связи с чем применение потолочных охлаждающих батарей в помещениях с положительными температурами нежелательно.

Наличие в помещениях батарей, температура поверхности которых ниже температуры точки росы воздуха помещения, приводит к установлению в охлаждаемом помещении относительной влажности воздуха меньшей, чем 100 %, и, следовательно, к испарению (или сублимации) влаги с поверхности неупакованных продуктов. Проникновение же теплоты через незащищенные поверхности ограждений и неравномерность температурного поля в помещении усиливают этот процесс.

Требования к поддержанию относительной влажности в помещениях для хранения охлажденных и мороженных продуктов не одинаковы.

Охлажденные продукты должны храниться при положительных и нулевых температурах (обычно не ниже -2°C) и при некоторой оптимальной для данного вида продукта влажности воздуха. Возрастание влажности до состояния насыщения хотя и уменьшает усушку, но вызывает порчу продуктов из-за плесневения. Поэтому повышать влажность выше оптимальной не следует. В таких помещениях применяют методы регулирования влажности для поддержания ее на заданном уровне.

В помещениях хранения мороженных грузов, в которых поддерживаются отрицательные температуры (-20°C и ниже), повышение влажности воздуха до состояния насыщения не вызывает ухудшения качества продуктов, а так как при этом уменьшается усушка продуктов, то в таких помещениях стремятся к поддержанию возможно более высокой влажности, близкой к 100 %.

Поскольку объем хранения неупакованных мороженных продуктов еще велик, то желание уменьшить усушку продуктов привело к поискам таких систем охлаждения (иногда со специфическим размещением охлаждающих приборов), которые позволили бы повысить относительную влажность воздуха в охлаждаемом помеще-

нии до 100 %. Одним из таких решений является применение теплозащитной воздушной рубашки, которая может быть выполнена как с естественной, так и с искусственной циркуляцией воздуха.

Первая из этих систем была впервые применена по предложению группы отечественных специалистов в Московском холодильнике № 12. Здание первой очереди этого холодильника, предназначенного для мороженных грузов, от второго этажа до шестого, где располагаются помещения для хранения, окружено по наружному периметру воздушным продухом 2 (рубашкой) шириной 600 мм; над последним (шестым) этажом имеется чердачное помещение 1, представляющее собой продолжение теплозащитной рубашки, как это можно видеть на рис. 5.6. Наружные стены холодильника имеют обычную изоляцию; внутренние стены теплозащитной рубашки выполнены из сборного железобетона и изолированы слоем теплоизоляции толщиной 50 мм. Охлаждающие приборы (рис. 5.6), предназначенные для отвода теплопритоков, проникающих через наружные стены, размещены под потолком рубашки соответственно на каждом этаже, а для отвода теплопритоков через покрытие — над верхним перекрытием на чердаке здания. Внутри теплоза-

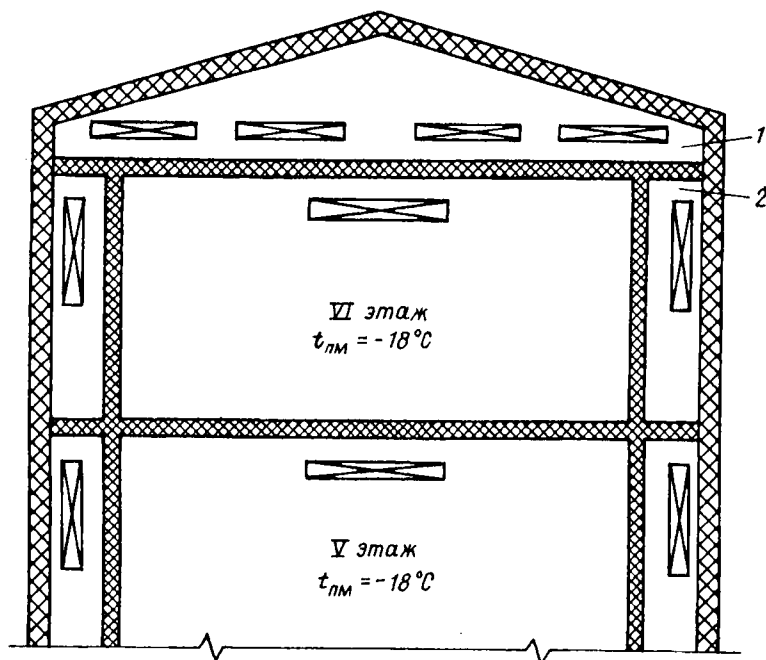


Рис. 5.6. Теплозащитная рубашка с естественной циркуляцией воздуха:

1 — чердачное помещение; 2 — воздушный продух

щитной рубашки поддерживают точно такую же температуру, как и в защищаемом помещении (в данном случае -18°C), благодаря чему в рубашке локализуются теплопритоки от наружного воздуха и отсутствует теплообмен между воздухом в рубашке и насыщенным воздухом в охлаждаемом помещении, что исключает усушку продуктов.

Но в действительных условиях работы в охлаждаемом помещении могут быть еще и внутренние теплопритоки, что вынуждает устанавливать в помещении специально для их отвода охлаждающие батареи. Поверхность батарей, расположенных в охлаждаемом помещении относительно невелика, в соответствии со сравнительно небольшими внутренними теплопритоками (если в помещение поступают грузы с температурой, близкой к температуре помещения), но наличие этих приборов является одной из причин, приводящих к невозможности установления в помещениях влажности воздуха, достигающей до насыщения. Кроме того, при недостаточно хорошей эксплуатации возможна разница между температурами в рубашке и помещении, а также в смежных помещениях внутри температурного отсека, что нарушает принцип работы теплозащитной рубашки. Все же опыт работы холодильника № 12 показал, что наличие теплозащитной рубашки позволило сократить усушку продуктов в два раза по сравнению с усушкой на холодильниках с обычным размещением охлаждающих приборов.

За рубежом встречается другая система теплозащитной рубашки — с искусственной циркуляцией воздуха (рис. 5.7). Циркуляция воздуха обеспечивается с помощью вентилятора в продухах, окружающих помещение со всех сторон; для охлаждения воздуха предназначен воздухоохладитель, тоже расположенный внутри рубашки. Системе свойственны достоинства и недостатки, присущие воздушному охлаждению, однако специфическим ее недостатком является трудность равномерного распределения воздуха по всей поверхности помещения, и для его улучшения обычно прибегают к системе воздушных каналов. Ширина рубашки в такой системе значительно меньше (100–150 мм), скорость воздуха в ней 0,7–1,5 м/с, воздух при прохождении по рубашке нагревается на 1–2 К.

Холодильники с теплозащитной рубашкой требуют несколько больших капитальных затрат, в них хуже используется объем здания. Однако эти затраты окупаются уменьшением усушки продуктов. В то же время теплозащитная рубашка не способна воспринимать внутренние теплопритоки, которые приводят к увеличению усушки. Эта особенность теплозащитных рубашек в значительной мере и повлияла на то, что на отечественных холодильниках они в дальнейшем не применялись.

Более простой по устройству и требующей меньших капитальных затрат оказалась система экранирования ограждений охлаждаемых помещений ледяными экранами.

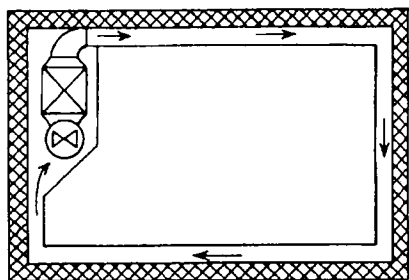


Рис. 5.7. Теплозащитная рубашка с принудительной циркуляцией воздуха

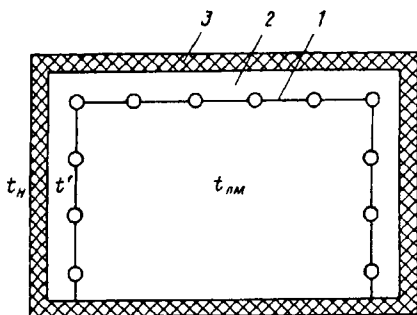


Рис. 5.8. Панельная система охлаждения:
1 — охлаждающие панели; 2 — воздух; 3 — наружные ограждения

Такие системы широко применяют в камерах, в которых непакуются мороженные продукты хранятся в течение длительного времени, например продукты, относящиеся к государственному резерву.

Ледяные экраны устанавливают у стен, граничащих с коридором, лестничными клетками и прочими помещениями, имеющими более высокую температуру, чем температура камер. Экраны находятся на расстоянии 400 мм от батарей и выполняются из деревянных рам, обтянутых тканью (мешковина, бязь), монтируемых на стойках, поставленных в распор между полом и потолком камеры. После сборки на ткань с обеих сторон намораживается слой льда толщиной 10–20 мм. Для прохода внутрь рубашки в экранах делается дверь. Первоначальное намораживание льда длится 10–12 дней. Затем, по мере сублимации льда, слой периодически восстанавливают.

Для отвода внутренних теплопритоков, а в камерах верхних этажей и в одноэтажных холодильниках для отвода внешнего теплопритока через покрытие служат потолочные батареи. Чтобы защитить груз от усушки под влиянием теплопритока через покрытие, штабель покрывают марлей или бязью, на которую также намораживают слой льда толщиной 20–30 мм.

Чтобы уменьшить влияние теплопритока через пол, расположенный на грунте или обогреваемый, на пол перед укладкой штабеля груза насыпают слой льда.

В камерах, оборудованных ледяными экранами, относительная влажность достигает 98–99 %, и усушка сокращается в 1,5–2 раза. По существу это тоже теплозащитная рубашка, создаваемая на действующем предприятии. Недостатком этой системы является большая трудоемкость как первоначального намораживания слоя льда, так и его регулярного восстановления.

Своеобразное решение теплозащитной рубашки, образованной охлаждающими приборами, предложил С. Г. Чуклин, назвавший эту систему охлаждения панельной (рис. 5.8). Охлаждающие па-

нели 1 размещают вдоль наружных ограждений 3 на расстоянии примерно 0,2 м так, что ограждения через которые возможен теплоприток от внешней среды, закрываются сплошной металлической охлаждаемой стенкой.

Температура кипения хладагента в охлаждающих приборах должна быть равна температуре помещения, т. е. $t_{\text{пм}} = t_0$, а потому относительная влажность воздуха в помещении окажется равной 100 %, в связи с чем не может быть усушки. В продухе 2 (внутри рубашки) в результате поглощения наружных теплопритоков устанавливается некоторая температура t' , более высокая, чем температура помещения $t_{\text{пм}}$. Достоинствами панельной системы кроме уменьшения усушки являются: пониженный расход энергии в связи с тем, что при применении этой системы температура кипения оказывается не ниже температуры помещения, как обычно, а равна ей; пониженный расход изоляционных материалов при устройстве наружных ограждений 3, так как эти ограждения отделяют теперь помещения с разностью температур $t_{\text{н}} - t'$, меньшей, чем $t_{\text{н}} - t_{\text{пм}}$.

Значение температуры t' выбирают из условия минимальных приведенных затрат, поскольку с возрастанием t' уменьшаются затраты, связанные с ограждением, но зато увеличивается холодопроизводительность установки. В случае появления внутренних теплопритоков для их отвода необходимо создать разности температур между воздухом помещения и поверхностью охлаждающих приборов, что вызовет соответственное понижение температуры кипения и уменьшение относительной влажности воздуха. Серьезным недостатком системы является повышенный расход металла на охлаждающие приборы.

Для уменьшения расхода металла на охлаждающие приборы, чтобы металлоемкость панельной системы была соизмерима с металлоемкостью оребренных батарей, институт Гипрохолод в своих разработках стал закрывать панельными батареями только часть поверхности ограждений, характеризуя это термином «опанеливание» поверхностей. Так, по проектам института Гипрохолод поверхность покрытия «опанеливается» на 75–80 %, а поверхность наружных стен — на 30 %. Уменьшение поверхности охлаждающих приборов привело к установлению температуры кипения такой же, как при использовании других охлаждающих приборов, т. е. на 7–10 К ниже температуры помещения. По этой причине вышеуказанные достоинства панельной системы не могут быть реализованы, и она превратилась в обычную батарейную систему, но с панельными охлаждающими приборами. Несомненное достоинство, которое осталось у применяемой системы, это обеспечение равномерности температуры по объему помещения, обусловленное расположением потолочных батарей почти по всей поверхности потолка. Опыт эксплуатации этой системы выявил трудность оттаивания батарей, особенно с поверхностей, обращенных в сторону продуха.

Система охлаждения с так называемой динамической изоляцией, разработанная Н. Н. Кошкиным, показана на рис. 5.9. Динамической называется такая изоляция, в конструкции которой навстречу идущему снаружи тепловому потоку движется охлажденный воздух,

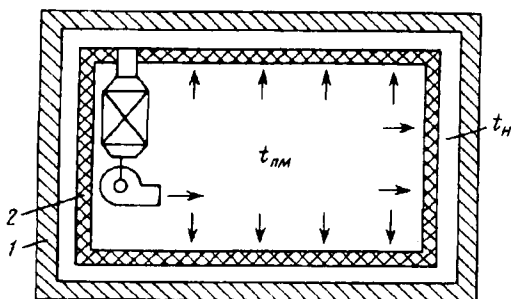


Рис. 5.9. Система охлаждения с динамической изоляцией:

1 — наружная стена; 2 — теплоизоляционный слой

полностью воспринимающий теплоприток со стороны внешней среды. Между наружной стеной 1 и теплоизоляционным слоем 2 образован воздушный продух шириной 100–200 мм. Теплоизоляционный слой создают из материалов с незамкнутыми порами (торфоплиты, шлаковая вата и др). Охлажденный в воздухоохладителе воздух подается в помещение и имеет температуру $t_{в1}$, равную

температуре помещения $t_{пм}$. Затем воздух проходит через теплоизоляционный слой 2 и здесь, двигаясь навстречу тепловому потоку, нагревается и выходит в продух с температурой, равной температуре наружного воздуха t_n . Из продуха воздух поступает в воздухоохладитель, где охлаждается от t_n до $t_{в1}$. Удельный массовый поток воздуха g_v через ограждение составляет всего 1–2 кг/(м² · ч).

В динамической изоляции в результате вынужденного движения воздуха навстречу тепловому потоку нарушается естественная циркуляция воздуха в порах, способствующая теплообмену. Кроме того, воздух воспринимает теплоту от твердой части (скелета) изоляции. По указанным причинам возрастает термическое сопротивление изоляции. Это значит, что плотность теплового потока, проходящего через изоляцию, следует считать не так, как для обычной (статической) теплоизоляции: $q = -\lambda dt/dx$ (где λ — теплопроводность материала), поскольку для динамической изоляции $q = -\Omega dt/dx$, где Ω — динамическая теплопроводность, Вт/(м · К). Опытами подтверждено, что Ω меньше λ в полтора-два раза.

Таким образом, применение динамической изоляции теоретически позволяет существенно снизить теплопритоки, а, следовательно, и необходимую холодопроизводительность установки. В помещении может быть достигнута высокая относительная влажность, что уменьшает усушку продуктов; неравномерность температур по объему должна быть малой. Так как применено воздушное охлаждение, то расход металла на охлаждающие приборы будет значительно меньше, чем для батарейного охлаждения. Благоприятными окажутся условия работы теплоизоляционного мате-

риала, поскольку он непрерывно будет подсушиваться потоком охлажденного воздуха. Недостатком системы являются более сложные строительные конструкции ограждений.

Но главным недостатком этой системы, подобно предыдущим, оказывается невозможность отвода внутренних тепловыделений. Если для этой цели понижать температуру $t_{в1}$ подаваемого воздуха, то из-за малого его количества потребуется существенное понижение этой температуры, в результате которого будут потеряны все теоретически возможные энергетические выгоды.

Таким образом, рассмотренные системы, предназначенные для уменьшения массовых потерь неупакованных продуктов, оказываются технически несовершенными, металлоемкими, трудоемкими и не дают ожидаемого эффекта. Однако теоретические предпосылки, а также опыт отечественных и зарубежных холодильников позволяют наметить более целесообразные пути уменьшения потерь продуктов. Это, прежде всего, понижение температуры хранения продуктов до $-25...-30$ °С. Например, усушка мяса при хранении в камере с температурой -30 °С примерно в три раза меньше, чем в камере с температурой -18 °С. Дальнейшее понижение температуры хранения не приводит к заметному сокращению усушки. При этих условиях можно применять воздушное охлаждение с созданием в охлаждаемом объеме скорости движения воздуха, лишь немного превышающей скорость свободного движения воздуха. Необходимо также понизить теплоприток из окружающей среды путем усиления тепловой защиты ограждений, т. е. путем уменьшения их нормативного коэффициента теплопередачи. Это повышает капитальные и эксплуатационные затраты, но они окупаются уменьшением потерь продуктов.

Характеристикой количества охлаждающих приборов, установленных в охлаждаемом помещении, является оснащенность A помещения приборами, представляющая собой площадь поверхности охлаждающих приборов, приходящуюся на 1 м^2 строительной площади помещения, т. е. $A = F_0 / F_{\text{стр}}$.

§ 5.3. СИСТЕМЫ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПОМЕЩЕНИЙ

Системы воздушного охлаждения являются наиболее перспективными для помещений, в которых должны храниться продукты любых видов. Эти системы различают по способу распределения воздуха или способу создания искусственной циркуляции воздуха в охлаждаемом помещении. Различают системы канального, бесканального и одноканального воздухораспределения.

В холодильных установках широко применяли систему рассредоточенной сети воздухопроводов (каналов), в связи с чем такая система получила название канальной системы воздухораспределения. Представление о ней дает рис. 5.5. Равномерное распределение воздуха в этом случае достигается большим количеством окон

(двух-трех на шестиметровый пролет) в нагнетательном канале 2, из которых воздух выходит со скоростью 1–2 м/с. Предполагалось, что равномерной циркуляции воздуха способствует также наличие всасывающих каналов 1 большой длины и примерно с таким же количеством окон для удаления отепленного и увлажненного воздуха из помещения. Для локализации поступающей снаружи конвективной теплоты нагнетательные каналы чаще размещают у наружных стен, а окна для подачи воздуха выполняют на нижней поверхности канала; при таком расположении каналов и окон холодный воздух, выходящий из окон, создает воздушную завесу у наружных стен.

Всасывающие каналы обычно размещают у внутренних стен, а их окна — на боковой поверхности канала, с тем чтобы удалять более легкий теплый и влажный воздух.

Объемная подача воздуха V_0 в помещение, необходимая для отвода теплопритока $Q_{об}$,

$$V_0 = \frac{Q_{об}}{\rho_v(i_{пм} - i_v)10^3}, \quad (5.1)$$

где ρ_v — плотность подаваемого воздуха; $i_{пм}$ — энтальпия воздуха охлаждаемого помещения; i_v — энтальпия подаваемого воздуха.

Для определения энтальпии воздуха, подаваемого в помещение, обычно считают, что при канальной раздаче воздуха его температура на 3–5 К ниже температуры воздуха в помещении, т. е. $t_{пм} - t_v = 3 + 5$ К; увеличение этой разности температур особенно нежелательно в помещениях для хранения охлажденных продуктов, так как возможно подмораживание или нежелательное понижение температуры грузов, находящихся возле окон нагнетательных каналов. Относительная влажность воздуха, подаваемого в помещение, примерно 90–95 %, ее уточняют при расчете воздухоохладителя.

Канальной системе свойственны такие особенности.

1. Заметная скорость движения воздуха наблюдается лишь в зонах помещения вблизи от окон нагнетательных каналов и возле последнего окна (у вентилятора) всасывающего канала; в большей части помещения скорость движения воздуха лишь немного превышает скорость естественной циркуляции. Наблюдения на холодильных установках показали, что ни место расположения вытяжного (всасывающего) отверстия, ни число окон всасывающего канала не оказывают заметного влияния на направление и скорость воздуха в помещении; характер циркуляции воздуха определяется в основном расположением приточных (нагнетательных) отверстий и скоростью выхода из них воздуха. Таким образом, всасывающий канал оказывается лишним и от него часто отказываются; для забора воздуха из помещения оказывается достаточным устройство одного отверстия непосредственно возле вентилятора (или у воздухоохладителя).

2. Каналы занимают заметную долю объема помещения и тем самым ухудшают его использование.

3. Система характеризуется повышенным расходом энергии, во-первых, из-за необходимости преодоления сопротивлений в самих каналах, во-вторых, из-за подачи в помещение относительно большого количества воздуха (в связи с небольшой предусматриваемой разностью температур, на которую должен нагреваться воздух в помещении).

Бесканальная система или система с сосредоточенной подачей воздуха в помещения основана на применении различных сопел (насадков), через которые воздух выходит в виде струй с относительно высокими скоростями.

При бесканальной системе широко применяют вертикальные воздухоохладители (как сухие, так и мокрые), располагаемые непосредственно в охлаждаемом помещении, как это показано на рис. 5.10. Воздух всасывается из помещения через окно 1 в нижней части воздухоохладителя, установленного у торцевой стены помещения. Воздух охлаждается, омывая батареи 2 воздухоохладителя, после чего центробежным вентилятором 3 подается в помещение через сопло 4.

Для понимания особенностей расчетов струйных систем раздачи воздуха необходимо ознакомиться с некоторыми закономерностями так называемых свободных турбулентных струй, установленными Г. Н. Абрамовичем. Свободной называется струя, вытекающая из какого-либо отверстия в безграничное пространство, заполненное неподвижным воздухом с теми же физическими параметрами, что и воздух струи.

По выходе из отверстия струя расширяется в результате вовлечения в движение примыкающих к струе частиц неподвижного воздуха. В результате такого эжектирующего действия движущейся струи постепенно растет масса и увеличивается площадь сечения потока. По этой причине, а также вследствие тормозящего действия увлеченных струей частиц окружающего воздуха скорость движения в различных слоях струи постепенно убывает. Схема свободной струи представлена на рис. 5.11. Внутри патрубка, из которого вытекает струя, на оси x на расстоянии h_0 от начального

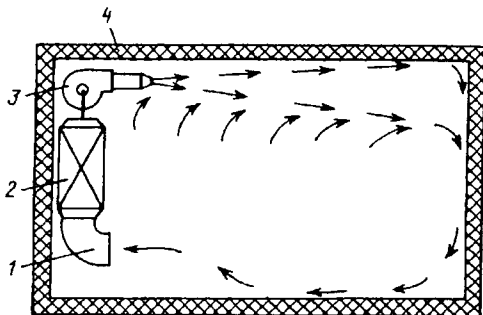


Рис. 5.10. Бесканальная воздушная система охлаждения:

1 — всасывающее окно воздухоохладителя; 2 — охлаждающие батареи; 3 — центробежный вентилятор; 4 — сопло

(выходного) сечения 0, находится полюс струи p . Если из полюса через кромки выходного отверстия провести лучи, то эти прямые линии являются внешней границей струи, характеризующей поверхность, в любой точке которой осевая составляющая скорости равна нулю. Направление граничных линий определяется боковым углом расширения струи α .

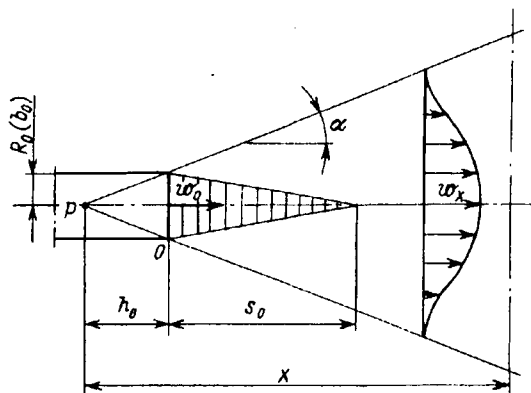


Рис. 5.11. Свободная струя, вытекающая из сопла

В свободной струе различают два участка: начальный и основной. В начальном участке s_0 скорость воздуха по оси струи остается неизменной и равной начальной скорости w_0 в начальном сечении 0. Область струи с постоянными скоростями называется ядром струи. По мере удаления от выхода из насадка площадь сечения, занимаемого ядром, в результате размывания струи окружающим воздухом уменьшается в конце начального участка до нуля. На рисунке ядро струи показано заштрихованным сечением конуса. От вершины этого конуса идет основной участок, характеризующийся скоростями, уменьшающимися по мере удаления по оси струи. На рисунке показан примерный профиль скорости w_x по сечению основного участка.

В качестве насадков применяют цилиндрические и суживающиеся или конические сопла с диаметром выходного отверстия d_0 , а также плоские сопла с прямоугольным отверстием, полувысота которого обозначена b_0 . Для геометрически подобных насадков (сопел) оказываются подобными и вытекающие из них струи. Это позволило выразить все количественные закономерности для свободных струй через один обобщающий параметр ax/d_0 — для круглых струй и ax/b_0 — для плоских. В обоих случаях этот параметр представляет собой безразмерное расстояние в направлении оси струи. Величины x/d_0 и x/b_0 являются относительными расстояниями, кратными определяющему размеру начального сечения сопла (для круглой струи — число калибров). Единственный опытный коэффициент a , входящий в выражение обобщающего пара-

метра, носит название коэффициента турбулентной структуры струи; он характеризует интенсивность перемешивания воздуха и зависит от геометрической формы сопла (насадки). Его численное значение определяют экспериментально: для конических сопел 0,066–0,071, для цилиндрических — 0,076, для плоских — 0,09–0,12, для плоских сопел с направляющими лопатками — 0,20.

В табл. 5.2 приведены выражения для определения относительных значений характеристик основного участка круглых и плоских свободных струй на расстоянии x от кромки сопел 0 .

Т а б л и ц а 5.2. Характеристика свободной струи

Показатель	Обозначение	Для круглой струи	Для плоской струи
Расстояние от начального сечения до полюса струи	h_0/d_0 и h_0/b_0	$0,145/a$	$0,41/a$
Тангенс бокового угла расширения струи	$\operatorname{tg}\alpha$	$d_0/(2h_0) = a/0,29$	$b_0/h_0 = a/0,41$
Осевая скорость	w_x/w_0	$0,48/(ax/d_0 + 0,145)$	$1,2/(ax/b_0 + 0,41)^{0,5}$
Средняя скорость	w_{xm}/w_0	$0,226/(ax/d_0 + 0,145)$	$0,82/(ax/b_0 + 0,41)^{0,5}$
Количество движущегося воздуха (расход)	V_x/V_0	$4,36/(ax/d_0 + 0,145)$	$1,2(ax/b_0 + 0,41)^{0,5}$
Средняя температура	$\frac{t_{\text{пм}} - t_x}{t_{\text{пм}} - t_1}$	$0,226/(ax/d_0 + 0,145)$	$0,82/(ax/b_0 + 0,41)^{0,5}$

Из таблицы следует, что для круглых и плоских сопел (кроме сопел с направляющими лопатками) боковой угол расширения струи оказывается в пределах 12 – 16° , чему соответствует полный угол расширения струи 24 – 32° .

Объемный расход холодного воздуха V_0 , подаваемого в охлаждаемое помещение через сопла, определяют по выражению (5.1). Однако при сосредоточенном выпуске возможна подача более холодного воздуха с разностью температур $t_{\text{пм}} - t_{\text{в}}$ до 10 – 12 К в связи с тем, что воздух вытекает из сопел над продуктами и непосредственно по выходе с ними не соприкасается; контакт воздуха с продуктами происходит уже тогда, когда струя присоединяет к себе значительное количество воздуха из помещения, вследствие чего средняя температура струи существенно повышается. Например, формула для расхода воздуха в случае круглой струи (табл. 5.2) показывает, что на расстоянии всего четырех-пяти калибров от выходного отверстия струя увеличивается в объеме больше чем в два раза, в соответствии с чем изменяется и средняя температура струи. При подаче более холодного воздуха его количество уменьшается, вследствие чего возможны сокращение затрат энергии на его подачу и уменьшение размеров вентилятора. Разумеется, пони-

жение температуры подаваемого воздуха сопровождается дополнительным расходом энергии на его охлаждение, что заставляет искать оптимальный перепад температур, при котором общие расчетные затраты будут наименьшими.

Найденная выше объемная подача воздуха V_0 связана уравнением расхода с размерами выходного сечения сопла, числом сопел n и начальной скоростью w_0 :

для круглых сопел

$$V_0 = \frac{\pi d_0^2 n w_0}{4}; \quad (5.2)$$

для плоских сопел

$$V_0 = 2b_0 \ln w_0. \quad (5.3)$$

В помещениях для хранения продуктов начальная скорость w_0 большей частью не превышает 15 м/с, в то время как в помещениях для охлаждения и замораживания она доходит до 25 м/с. По расходу V_0 , задаваясь начальной скоростью w_0 , можно определить предварительный размер выходного отверстия сопла, а также наметить их количество. Обычно диаметр круглых сопел не превышает 200–300 мм.

В дальнейшем ходе расчета необходимо подтвердить, возможно ли при выбранных начальной скорости w_0 и размерах сопел создать в охлаждаемом помещении требуемые технологические условия, например среднюю скорость движения воздуха в каком-то сечении помещения или среднюю температуру. Для этого используют формулы табл. 5.2. Обычно для помещений, в которых хранятся упакованные продукты, расчет ведут на создание в конце помещения ($x = L_{\text{пм}}$) средней скорости w_{xm} воздуха 0,4–0,5 м/с; в помещениях для охлаждения или замораживания продуктов средняя скорость воздуха в помещении 2–4 м/с (при x , равном половине длины помещения). При подстановке численных значений в формулы (например, средней скорости) может не получиться равенства между правой и левой сторонами уравнений, поскольку все значения принимались произвольно. Методом последовательного приближения, изменяя значение w_0 или размеры и число сопел с учетом (5.2) и (5.3), следует добиться равенства обеих частей выбранной формулы табл. 5.2 и тем самым рассчитать струю необходимой дальности x/d_0 (или x/b_0) и определить скорость w_0 , с которой воздух должен выходить из сопла. Дальность сопел обычно находится в пределах 65–100 калибров.

В действительных условиях промышленных предприятий струи, вытекающие из сопел, распространяются в ограниченном пространстве, и их свободному развитию препятствуют ограждения помещений. Такая струя носит название стесненной. Если струя, как это обычно выполняется в охлаждаемых помещениях, подается в верхнюю зону помещения, то она настигается (налипает) на потолок,

расширяясь за счет присоединенных масс воздуха. На некотором расстоянии от выходного отверстия присоединенный воздух начинает отделяться от общего потока и возвращаться назад, что и обеспечивает непрерывное питание струи. В связи с этим в нижней зоне помещения возникают обратные токи воздуха, а во всем объеме помещения устанавливается направленная циркуляция воздушных потоков. Схема распространения стесненной струи показана на рис. 5.12.

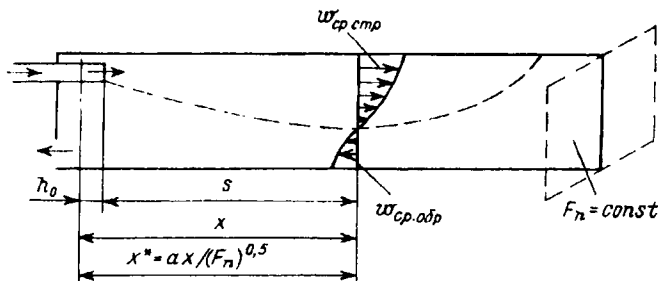


Рис. 5.12. Стесненная струя

Исследования Н. Н. Садовской показали, что площадь поперечного сечения струи возрастает до тех пор, пока не займет 40–42 % площади поперечного сечения помещения F_n , затем струя начинает угасать. Естественно, что скорость стесненной струи, как и ее дальностью, меньше, чем свободной струи.

Расчет стесненных струй, развивающихся в незагруженных помещениях, базируется на закономерностях, впервые установленных В. А. Бахаревым и В. Н. Трояновским. Поскольку и в стесненных струях, вытекающих из геометрически подобных насадков, соблюдается подобие струй, то это позволило исследователям обобщить свои экспериментальные данные, выразив их в функции от двух обобщающих параметров: безразмерного расстояния по оси струи $x^* = \alpha x / (F_n)^{0.5}$, а также безразмерного отношения $(F_n)^{0.5} / d_0$, характеризующего соотношение между площадью поперечного сечения помещения F_n и диаметром отверстия сопла d_0 . Здесь x — расстояние от полюса струи до данного сечения, причем для круглого сопла, как и при свободной струе, удаление полюса от выходного отверстия сопла $h_0 = 0,145 d_0 / \alpha$. Максимальное расширение площади струи $F_{стр}$ до относительного размера $F_{стр} / F_n = 0,40 \div 0,42$ оказывается на расстоянии $x^* = 0,20 \div 0,22$. На этом же расстоянии достигается и максимальный объемный расход воздуха в струе. При этом относительный расход

$$\left[\left(\frac{V_{стр}}{V_0} \right) \left(\frac{d_0}{F_n^{0.5}} \right) \right]_{\max} = 0,53. \quad (5.4)$$

Расход воздуха в струе после этого сечения постепенно уменьшается и на расстоянии $x^* \approx 0,5$ становится равным нулю.

В охлаждаемых помещениях развитие струй стеснено не только ограждениями, но и грузом, находящимся в них. Исследования, проведенные в СПбГАХИТ, показали, что в сильно загруженных помещениях, каковыми являются камеры холодильников, развитие струй подчиняется закономерностям стесненных струй, если в выражениях для обоих обобщающих параметров $F_n^{0,5} / d_0$ и x^* под величиной F_n понимать не площадь поперечного сечения помещения, а площадь его части, не занятой грузом, т. е. живого сечения, в котором может циркулировать воздух.

Необходимая дальнобойность струи связана скоростью обратного потока в конце действия струи. В результате обработки опытных данных для относительной средней скорости обратного потока $w_{\text{ср.об}}/w_0$ получено уравнение

$$w_{\text{ср.об}} F_n^{0,5} = 11,3^* \exp \left[-11,5x^* + 47(x^*)^2 - 98(x^*)^3 \right]. \quad (5.5)$$

В максимальном сечении (при $x^* = 0,20$) максимум безразмерной средней скорости обратного потока имеет постоянное значение

$$\left[\frac{w_{\text{ср.об}} F_n^{0,5}}{w_0 d_0} \right]_{\text{max}} = 0,69. \quad (5.6)$$

Максимальное значение средней скорости обратного потока обычно составляет 1,0–1,5 м/с. Заданному значению минимальной скорости обратного потока в конце действия струи (принимаемому также 0,4–0,5 м/с) при ее дальнобойности $x = L_{\text{стр}}$ соответствует безразмерное расстояние $x^* = aL_{\text{стр}} / F_n^{0,5}$. Предельная дальнобойность стесненной струи, по опытным данным,

$$L_{\text{стр}} \leq 4,6 F_n. \quad (5.7)$$

Если дальнобойность струи не соответствует необходимой ее длине, то следует произвести перерасчет, изменив численные значения, которыми предварительно задавались. Но выражение (5.7) указывает и на то, что недостаточная дальнобойность струи может быть обусловлена малой величиной F_n свободного сечения помещения, в частности тем, что штабель груза уложен слишком высоким. Если для струи предоставляется только объем помещения над штабелем, то минимальное расстояние h_{min} от верха штабеля до потолка помещения из (5.7)

$$h_{\text{min}} = \frac{L_{\text{стр}}^2}{21B}, \quad (5.8)$$

где $L_{\text{стр}}$ — необходимая дальнобойность струи; B — ширина помещения, обслуживаемого струей.

При эксплуатации камер со струйным воздухораспределением следует обращать внимание на необходимость соблюдения размера предельной высоты штабеля.

В некоторых практических случаях при сравнительно небольшой необходимой дальнбойности струи расчет можно вести по закономерностям свободных струй (например, при расчете воздушных завес, щелевого воздухораспределения в морозильных камерах). Но при определении скорости воздуха в конце длинных загруженных помещений расчет по методу свободных струй приводит к большой погрешности (дает значения скорости, значительно большие, чем наблюдаемые). Поэтому в таких случаях следует применять закономерности стесненных струй. Выше эти зависимости даны для струй, вытекающих из круглых сопел. Однако струи, вытекающие из плоских сопел, на расстоянии более десяти эквивалентных диаметров от сопла, считая эквивалентным диаметром $d_0 = 1,13(2b_0l)^{0,5}$, приобретают почти круглую форму. Поэтому на таком расстоянии их можно рассматривать как струи, вытекающие из круглых сопел.

На основании опытных данных считается целесообразным, чтобы одна струя, вытекающая из круглого сопла, обслуживала зону помещения шириной не более утроенной высоты помещения. Таким образом, в большинстве случаев оказывается достаточным предусматривать одно сопло на шестиметровый пролет. Недостатком струйного воздухораспределения является значительная неравномерность скорости воздуха по помещению.

В помещениях со штабелированными грузами высокие штабели могут препятствовать расширению струй. Одним из возможных решений в таких случаях является одноканальная система распределения воздуха от общего воздухоохладителя. По помещению вдоль продольной стороны, обычно по оси в верхней зоне помещения, прокладывается нагнетательный канал 8 с соплами (см. рис. 2.11). Струи, вытекающие из щелевых сопел 6, развиваются в поперечном направлении между балками 7. Такое воздухораспределение особенно целесообразно в одноэтажных холодильниках и в верхних этажах многоэтажных холодильников, у которых теплоприток через покрытие часто оказывается самым значительным, а струи, выходящие из сопел, расположенных под потолком, создают воздушную завесу, в значительной степени защищающую груз от внешней конвективной теплоты. Сопла могут быть или круглые, по одному соплу в пролете, или плоские. На рисунке показана одноканальная система с плоскими соплами размером выходного отверстия $2b_0l = 600 \times 10$ мм, причем в каждом шестиметровом пролете располагают группу из четырех—шести сопел.

Расчет таких групповых сопел следует вести как расчет одного сопла с общей шириной, если отношение $t/l \leq 1,2$, где t — расстояние между осями сопел. Чтобы обеспечить равномерную раз-

дачу воздуха по помещению, отношение площади сопел $\Sigma f_{\text{щ}}$ к площади поперечного сечения канала $F_{\text{кан}}$ не должно превышать 0,6, т. е. $\Sigma f_{\text{щ}}/F_{\text{кан}} \leq 0,6$. Конфигурация воздуховода должна обеспечить постоянно статического давления по длине канала. Воздуховод постоянного сечения возможен при $\Sigma f_{\text{щ}}/F_{\text{кан}} \leq 0,15$. При значении этого отношения от 0,15 до 0,6 применяют канал с суживающимся сечением, причем сечение канала в конце воздуховода должно быть $F_{\text{кон}} = (0,15 \div 0,3)F_{\text{нач}}$.

Достоинством одноканального воздухораспределения является более равномерная скорость воздуха по объему охлаждаемого помещения по сравнению с бесканальным воздухораспределением. Хорошая равномерность движения воздуха достигается и устройством ложного потолка с вертикальными круглыми или щелевыми соплами. Ложный потолок можно считать разновидностью нагнетательного воздуховода, и к нему должны предъявляться те же требования.

В камерах хранения одноэтажных холодильников применяют подвесные (потолочные) воздухоохладители, которые размещают под покрытием помещения. При этом они не занимают грузовой объем камеры, создают принудительное движение воздуха только в верхней, самой теплонапряженной, зоне камеры. В зависимости от типа и конструкции воздухоохладителя, размеров помещения они могут размещаться различно, в частности под потолком помещения по одному на пролет (рис. 5.13), если дальнобойность струи соответствует необходимой ее длине, или по два на пролет (рис. 5.14), если дальнобойность струи в два раза меньше необходимой ее длины.

В одноэтажных холодильниках с высокими фермами нередко выполняют ложный потолок, благодаря чему в охлаждаемом помещении создается своеобразный технический этаж, на котором могут быть размещены воздухоохладители. Для создания направленной циркуляции воздуха вдоль стен, а иногда и по оси помещения, выполняют щели или окна (рис. 5.15). Своеобразие такой конструкции еще состоит в том, что помещение над ложным потолком оказывается теплозащитной рубашкой, локализирующей теплоток через покрытие. Наблюдения, выполненные СПБГАХПТ, показали, что во всех случаях такой разновидности бесканального воздухораспределения создается равномерная скорость воздуха по помещению, не превышающая 0,2–0,3 м/с в объеме, где располагаются штабели груза; одновременно обеспечивается и равномерность распределения температуры воздуха по помещению: отклонения температуры в разных точках по объему крупных камер не превышают 0,5 К.

В высотных холодильниках равномерность параметров воздуха по объему достигается расположением настенных воздухоохладителей или воздушных нагнетательных каналов с соплами на нескольких ярусах по высоте. Пример выполнения системы возду-

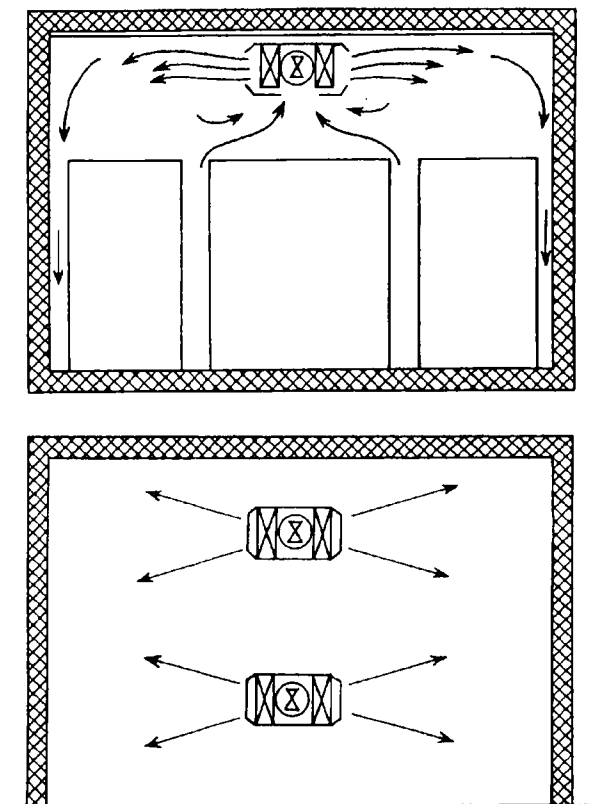


Рис. 5.13. Система охлаждения с одним воздухоохладителем на пролет

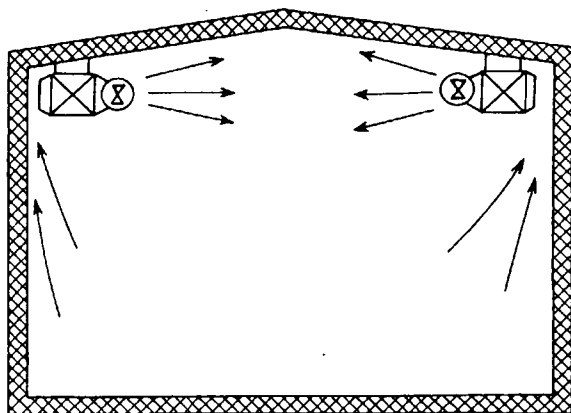


Рис. 5.14. Система охлаждения с двумя воздухоохладителями на пролет

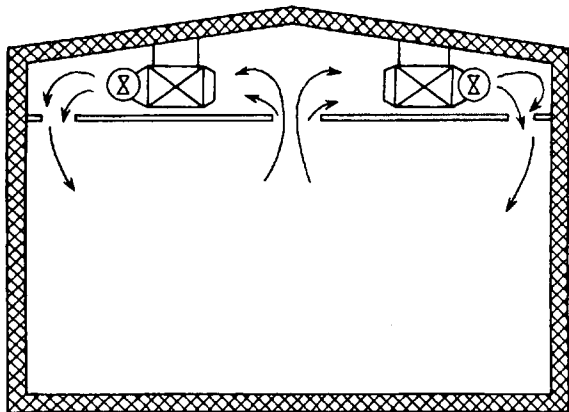


Рис. 5.15. Система охлаждения с воздухоохладителями, расположенными на техническом этаже

хораспределения показан на рис. 5.16. Воздухоохладители 3 находятся на техническом этаже. Вдоль продольных стен выполнен продох, образованный легкой стенкой 1. Воздух забирается в нижней

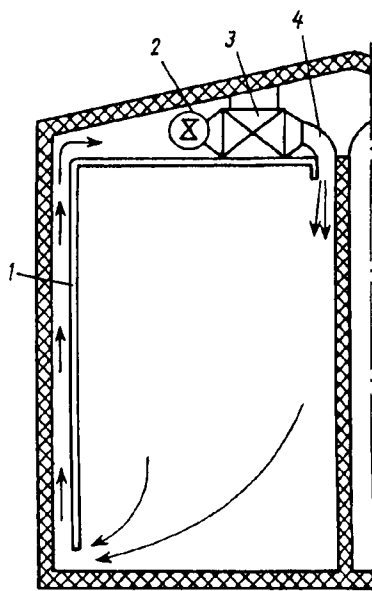


Рис. 5.16. Система охлаждения высотного одноэтажного холодильника:

1 — стенка; 2 — вентилятор; 3 — воздухоохладитель; 4 — диффузор

ней зоне помещения, проходит по продуху, затем вентилятором 2 прогоняется через воздухоохладитель и по диффузору 4 нагнетается в верхнюю зону объема камеры. Таким образом, продух и технический этаж образуют теплозащитную рубашку, уменьшающую теплопритоки в охлаждаемый объект.

Для фруктохранилищ наиболее эффективной, обеспечивающей требуемые равномерность и стабильность параметров воздуха в штабелях груза, является система с так называемым последовательно-спутным воздухораспределением (рис. 5.17). Нагнетательные воздуховоды 1 расположены в межбалочном пространстве. Воздуховоды имеют поперечные выпускные щели 2 с направляющими шиберами, открытыми под регулируемым углом. С помощью такой конструкции создается новый тип струйного движения воздуха — последовательно-спутный поток, отличающийся от струйных течений в традиционных системах воздухораспределения.

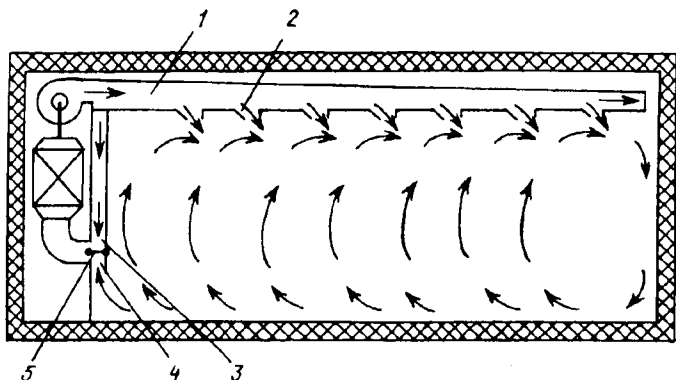


Рис. 5.17. Система охлаждения камер хранения фруктов с последовательно-спутным воздухомраспределением:

1 — нагнетательный воздуховод; 2 — щель; 3 — байпасный воздуховод; 4 — всасывающий канал; 5 — заслонка

Эта система исключает непосредственный контакт воздуха, охлажденного в воздухоохладителе, со штабелем груза. Струи воздуха, выходящие из щелей, взаимодействуя между собой, создают поток, развивающийся в небольшом слое (0,2–0,4 м) над штабелем. Этот поток эжектирует более теплый воздух из штабеля и движется до стены камеры, затем вниз к полу и вдоль него к окну всасывающего канала. Большая часть этого потока снова эжектируется в штабель. Направление эжекции совпадает с направлением движения воздуха, обусловленного свободной конвекцией, вызванной подводом теплоты от продукта, что интенсифицирует воздухообмен в штабеле, а также и теплообмен. Еще одной особенностью системы является наличие двух потоков — основного и рециркуляционного. Последний движется только в байпасном воздуховоде 3, а основной поток поступает в камеру по всасывающему каналу 4. Оба потока смешиваются на входе в воздухоохладитель. Параметры воздуха в грузовой зоне камеры регулируют изменением соотношения между количеством воздуха, находящегося в основном и рециркуляционном потоках, посредством заслонки 5.

Для помещений, в которых охлаждают или замораживают продукты, скорости движения воздуха должны быть более высокими (1–5 м/с), движение потока должно быть строго направленным и, что очень важно, каждая единица обрабатываемого продукта (например, каждая полутуша мяса) должна находиться в совершенно одинаковых условиях со всеми другими. Поэтому камеры охлаждения и замораживания оснащают воздухоохладителями с воздуховодами. Так, на рис. 5.18 показана система охлаждения с подвесными воздухоохладителями. Воздухоохладитель подает воздух в воздуховод 1 постоянного статического давления, который рас-

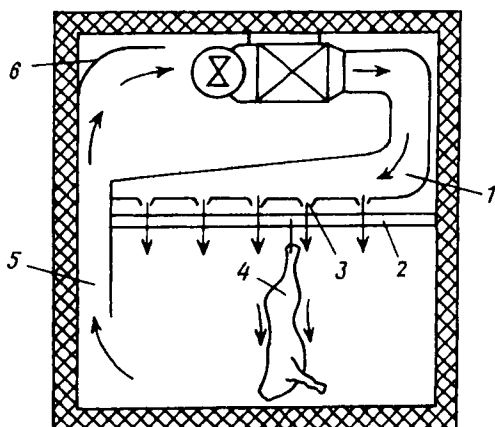


Рис. 5.18. Система охлаждения камер холодильной обработки с подвесными воздухоохладителями:

1 — воздуховод; 2 — каркас подвесного пути; 3 — щелевое сопло; 4 — мясная полутуша; 5 — всасывающий проем; 6 — дефлектор

полагается по всей площади камеры над каркасом подвесного пути 2. В нижней образующей воздуховода имеются щелевые сопла 3, выполненные в виде пирамиды с углом раскрытия 22° , располагающиеся на одинаковом расстоянии друг от друга, из которых истекает воздух со скоростью 6–10 м/с, обдувая полутуши мяса 4 в зоне бедренной части со скоростью 1 м/с и более. Воздух всасывается в воздухоохладитель, проходя всасывающий проем 5 и дефлектор 6, поворачивающий поток воздуха на 90° в направлении всасывающего окна воздухоохладителя.

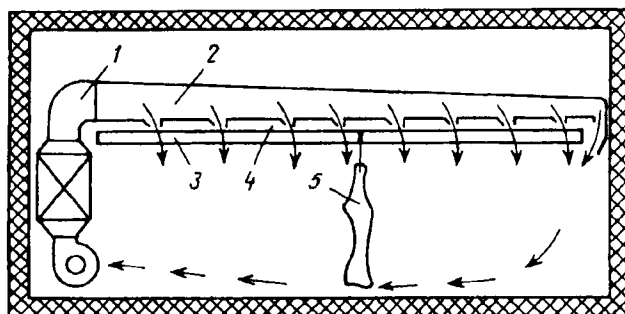


Рис. 5.19. Система охлаждения камер холодильной обработки с напольными воздухоохладителями:

1 — коллектор; 2 — нагнетательный воздуховод; 3 — подвесной путь; 4 — щелевое сопло; 5 — мясная полутуша

Система охлаждения с напольными воздухоохладителями и продольным движением воздуха показана на рис. 5.19. Воздухоохладитель нагнетает воздух через коллектор 1 в нагнетательный воздуховод 2 постоянного статического давления, расположенный над каркасом подвесного пути между нитками подвесного пути 3. Воздух через щелевые сопла 4 воздуховодов направляется на бедренную часть полутуши 5, омывает ее со скоростью до 2 м/с и снизу через всасывающее окно поступает в воздухоохладитель.

§ 6.1. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К СХЕМАМ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Схемой холодильной установки называется упрощенное изображение реальной или проектируемой установки, дающее представление как о наличии машин, аппаратов, приборов и других элементов, необходимых для эксплуатации установки, так и об их взаимном расположении и взаимодействии. Одновременно под схемой понимают своеобразное сочетание машин и аппаратов, позволяющее осуществить заданный процесс.

На холодильных установках имеются трубопроводы для хлад-агента, хладоносителя, охлаждающей воды, смазочного масла и др. В соответствии с этим различают схемы трубопроводов хлад-агента, хладоносителя, воды, масла и т. п.

В работе холодильных установок имеются особенности, значительно усложняющие работу обслуживающего персонала: большое количество охлаждаемых объектов, нередко находящихся на значительном удалении от машинного отделения; разветвленные системы трубопроводов; применение в ряде случаев токсичных холодильных агентов; возможность резких колебаний тепловых нагрузок.

В связи с этим схема холодильной установки должна отвечать следующим требованиям:

- обеспечивать надежное поддержание заданного режима в охлаждаемых объектах и быть гибкой в эксплуатации, для чего следует предусматривать возможность необходимых переключений машин и аппаратов, позволяющих изменять условия их работы, обеспечивать их замену в случае отказа или ремонта;

- быть по возможности простой и не требующей больших затрат для ее выполнения;

- быть наглядной и удобной для обслуживания, способствовать осуществлению быстрых и безошибочных переключений и иных действий обслуживающего персонала;

- обеспечивать безопасность обслуживающего персонала и долговечность установленного оборудования.

Применение средств автоматики в значительной степени облегчает выполнение всех этих требований.

§ 6.2. СХЕМЫ УЗЛОВ ОБОРУДОВАНИЯ, РАЗМЕЩАЕМОГО В МАШИННОМ ОТДЕЛЕНИИ

Схемы холодильных установок можно представить скомпонованными из нескольких характерных узлов со своими специфическими особенностями. Такие узлы могут быть образованы

из элементов холодильной установки по их функциональному назначению. Узлы оборудования, относящиеся к машинному отделению, отличаются некоторыми особенностями, обусловленными применением различных способов охлаждения (непосредственного или косвенного), различным числом ступеней сжатия и температур кипения, типом применяемого оборудования и числом установленных единиц.

Узел одноступенчатых компрессоров при наличии нескольких температур кипения. Схема узла для трех температур кипения показана на рис. 6.1. В схеме может быть применен любой тип компрессора (центробежный, винтовой и т. п.), однако на рисунке изображены поршневые компрессоры. Каждый из трех компрессоров (или группа параллельно включенных компрессоров) предназначен для работы на свою температуру кипения (в соответствии с номером). Пар из каждой испарительной системы проходит через отделитель жидкости 2 и по отдельному для каждой температуры кипения трубопроводу поступает в общий всасывающий трубопровод 3. Вентили на коллекторе позволяют направить пар в компрессор своей температуры кипения и в случае необходимости заменить один компрессор другим или сосредоточить на одной температуре кипения два или даже все три компрессора.

Соединение сторон всасывания компрессоров общим трубопроводом оказывается полезным и при ремонте, так как позволяет освободить компрессор, подлежащий ремонту, от хладагента путем отсасывания его из этого компрессора другим.

На всасывающих трубопроводах перед всасывающим вентиляем устанавливают фильтр 4, предназначенный для очистки поступающего пара от механических загрязнений. В некоторых конструкциях компрессоров фильтры встраивают непосредственно во всасывающий коллектор компрессора. Сжатый компрессором пар нагнетается в конденсатор по общему нагнетательному трубопроводу 5. Если магистральные трубопроводы и общие коллекторы располагаются выше компрессоров (верхняя разводка), то присоединять всасывающие и нагнетательные трубы от компрессоров к магистральным трубопроводам следует не снизу, а сверху, как показано на рисунке. Это выполняют в связи с тем, что одновременно могут работать не все компрессоры и в трубопроводах, относящихся к неработающим компрессорам, при присоединении труб снизу возможно скопление жидкого агента или масла, что может вызвать гидравлический удар при пуске компрессора.

На нагнетательном трубопроводе каждого компрессора, предназначенного для автоматического пуска с открытым байпасом, поставлен обратный клапан ОК. У винтовых и центробежных компрессоров обратные клапаны устанавливают как на нагнетательных, так и на всасывающих линиях, во избежание возникновения обратного потока пара. Обратные клапаны на стороне нагнетания разгружают компрессоры при их остановке от высокого

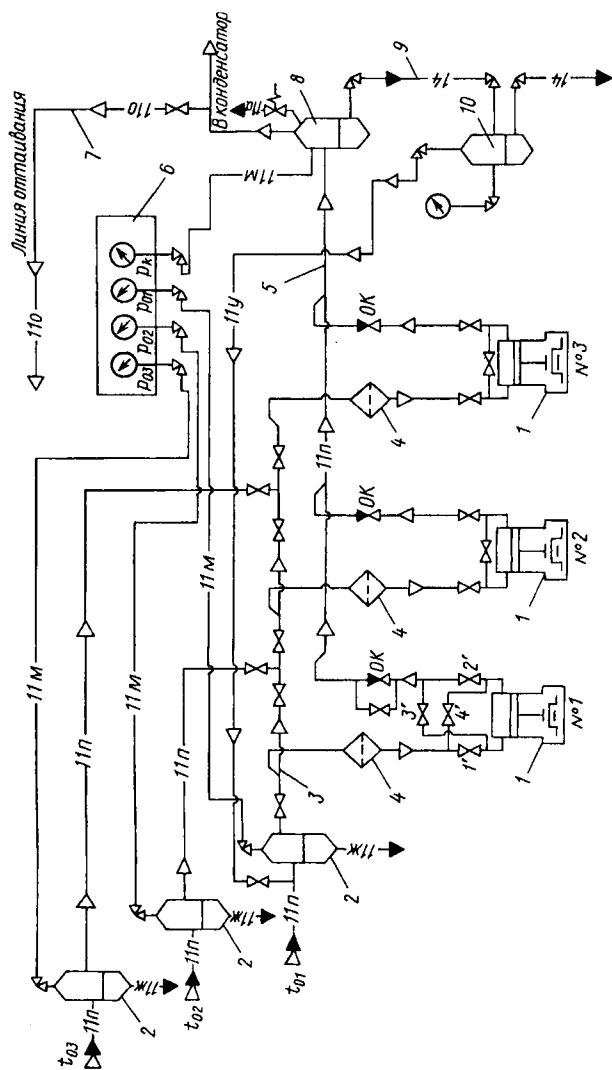


Рис. 6.1. Узел одноступенчатых компрессоров на несколько температур кипения:

1 — компрессор; 2 — отделиватель жидкости; 3 — всасывающий трубопровод; 4 — фильтр; 5 — нагнетательный трубопровод; 6 — щит с измерительными приборами; 7 — оттаивающий трубопровод; 8 — маслоотделитель; 9 — масляный трубопровод; 10 — маслособирающий; 1'-4' — запорные вентили

давления на стороне нагнетания. Кроме того, обратные клапаны защищают компрессорное помещение от прорывов хладагента из аппаратов стороны высокого давления при авариях с компрессором. Так как в аппаратах стороны высокого давления (конденсаторах, линейных ресиверах) находится обычно значительное количество хладагента, то наличие обратного клапана между компрессорами и этими элементами позволяет уменьшить последствия аварии.

На пути пара между компрессором и конденсатором устанавливают маслоотделитель 8, предназначенный для освобождения пара хладагента от увлеченного им из компрессора смазочного масла (см. гл. 7). За маслоотделителем к магистрали присоединяют оттаивательный трубопровод 7 подачи пара с нагнетательной стороны в охлаждающие приборы непосредственного охлаждения для плавления инея (удаления снеговой шубы) с их поверхности.

У одного из компрессоров желательно иметь мост переключений с вентилями 3' и 4', позволяющий удалять (отсасывать) пар из нагнетательного трубопровода и конденсатора при их ремонте. Так как любое вскрытие трубопроводов, аппаратов и машин холодильной установки возможно только после того, как давление в них будет понижено до атмосферного, то, чтобы не допустить потерь хладагента, в схемах предусматривают возможность удаления пара из этих элементов установки путем отсасывания компрессором. Например, при ремонте конденсатора жидкое рабочее тело из него удаляется в ресивер или испарительную систему. Оставшийся пар отсасывается компрессором. Для этого закрывают всасывающий 1' и нагнетательный 2' вентили компрессора, а вместо них открывают вентили 3' и 4'.

Так как обратный клапан пропускает пар только в одном направлении, то на случай отсасывания пара из конденсатора в обход обратного клапана выполнен обводной мост с вентилем, который при нормальной работе установки должен быть закрыт и запломбирован. Таким образом, в случае необходимости пар из конденсатора отсасывается компрессором 1 по нагнетательному трубопроводу 5, через вентиль 3' поступает в компрессор и через вентиль 4' нагнетается во всасывающий трубопровод 3. Разумеется, такой процесс осуществим только в то время, когда остальные компрессоры не работают. Нередко ограничиваются соединением оттаивательной линии со всасывающим коллектором, что позволяет перед ремонтом понизить давление в конденсаторе или нагнетательном трубопроводе; полностью же аппараты освобождают выпуском хладагента в воздух или воду.

Выпускать масло (при ручном обслуживании) непосредственно из аппаратов высокого давления недопустимо, так как это может быть опасным для персонала. Поэтому масло из маслоотделителя аммиачных установок периодически выпускают по трубопроводу 9 в маслособиратель 10, который соединен со стороной низкого давления трубопроводом, врезка которого должна осуще-

ствляться до отделителя жидкости, что позволяет понизить давление в маслособирателе до значения, близкого к атмосферному (после того как закрыт вентиль на трубопроводе 9), и выпускать масло через нижний вентиль под небольшим избыточным давлением (20 – 30 кПа), контролируемым манометром на этом аппарате.

Для того чтобы контролировать давление в испарительных системах разных температур кипения, предусмотрены манометры, соединенные с объектами (отделителями жидкости, циркуляционными ресиверами, испарителями) на каждую температуру кипения, а также манометр, позволяющий контролировать давление конденсации, присоединенный к конденсатору (что более правильно) или к маслоотделителю. Манометры следует присоединять к емкостям (сосудам), а не непосредственно к трубопроводам, так как в сосудах значительно сглаживаются пульсации давления, которые наблюдаются в трубопроводах поршневых компрессоров. Перед манометром необходимо устанавливать вентиль, что позволяет отсоединять манометр при его замене для ремонта или проверки, а также прикрытием вентиля уменьшать колебания стрелки прибора, вызванные пульсацией давления.

Устройство всасывающего коллектора в некоторых случаях может оказаться громоздким, и так как компрессоры большей частью закрепляют по температурам кипения, то всасывающие трубопроводы от объектов могут идти непосредственно к компрессорам (рис. 6.2, а). Вентили на соединительных трубопроводах позволяют производить некоторые замены компрессоров, а также необходимые эксплуатационные манипуляции. В редких случаях, когда может потребоваться универсальность включения компрессоров (или насосов), т. е. возможность работы каждого компрессора (или насоса) на любом из объектов, необходимые переключения могут осуществляться с помощью моста (рис. 6.2, б). Выполнение такого моста требует большого расхода запорной арматуры и специального места для ее размещения. Подобные мосты используются для присоединения резервных компрессоров или насосов к системе любой температуры кипения.

Узел конденсатора и линейного ресивера. Один из вариантов этого узла приведен на рис. 6.3. По нагнетательному трубопроводу а пар поступает в конденсатор 1. Образовавшаяся жидкость по сливному трубопроводу 3 стекает в линейный ресивер 5. Он предназначен для выполнения различных функций. Прежде всего линейный ресивер является сборником конденсата, благодаря чему жидкость в конденсаторе не затопливает его теплообменную поверхность. Для того чтобы обеспечить надежный сток жидкости, на аммиачных установках линейный ресивер устанавливается ниже конденсатора, а паровые пространства конденсатора и ресивера соединяются уравнивающей линией 2, благодаря чему в обоих аппаратах давление выравнивается и жидкость под действием силы тяжести стекает из конденсатора.

Другой функцией, выполняемой линейным ресивером, является компенсация неравномерности подачи хладагента в охлаждающие приборы потребителей холода. В соответствии с колебаниями тепловой нагрузки должно изменяться количество хладагента, подаваемого в испарители в единицу времени, а потому линейный ресивер используется как емкость, в которой накапливается хладагент при уменьшении количества подаваемой в испарители жидкости. Кроме того, в линейном ресивере создается запас хладагента, который должен компенсировать возможные утечки его из системы; этот запас регулярно пополняют при периодической дозарядке.

Линейный ресивер используют также как емкость для сбора хладагента из испарителей (или охлаждающих приборов) во время их ремонта или остановки на длительный срок. Наконец, в линейном ресивере создается гидравлический затвор, препятствующий перетеканию пара со стороны высокого давления в испарительную систему, что имело бы своим следствием уменьшение холодопроизводительности установки. Как видно из рис. 6.3, жидкий хладагент отводится из линейного ресивера по трубе, опущенной под уровень жидкости, что и предотвращает прорыв пара по этому трубопроводу в испарительную систему.

Контроль за уровнем жидкости в ресивере ведут по указателю уровня *УУ*. Конденсатор и ресивер снабжены предохранительными клапанами *ПК* с переключающим вентилем, от предохранительных клапанов выведены трубопроводы для аварийного сброса хладагента в атмосферу. У каждого из этих аппаратов на аммиачных установках имеются отстойники *4* для сбора масла и загрязнений; из отстойников эти примеси могут отводиться в маслособиратель (см. рис. 6.1).

Из ресивера хладагент поступает в охладитель жидкости (переохладитель) *6*, который должен включаться после ресивера (рис. 6.3). Если охладитель жидкости не используется, то жидкий хладагент может быть направлен по обводной линии мимо него.

От коллектора *7* регулирующей станции жидкий хладагент при ручном регулировании распределяется посредством регулирующих вентилей *РВ* по охлаждаемым объектам (в общем случае — разных температур кипения). В случае применения автоматических регуляторов подачи хладагента в испарительную систему коллектор *7* становится распределительным. При помощи запорных вентилей на этом коллекторе можно прекращать подачу хладагента во все объекты данной температуры кипения или в группу объектов. Регулирующие вентили коллектора могут использоваться при выходе из строя автоматических регуляторов подачи, расположенных у объектов.

Обычно как ручные, так и автоматические регулирующие вентили находятся между двумя запорными вентилями, что позволяет при засорении регулирующего вентиля легко отсоединить его от системы для осмотра и очистки, без нарушения режима

работы других объектов. Иногда ограничиваются постановкой одного запорного вентиля перед регулирующим. В этом случае перед вскрытием неисправного регулирующего вентиля необходимо закрыть запорный вентиль и отсосать хладагент из всего трубопровода. На коллекторе предусматривают вентиль $1'$ для зарядки и пополнения системы хладагентом.

На всех холодильных установках и обычно на небольших аммиачных установках линейные ресиверы располагают на одном уровне с конденсатором.

В этом случае конденсатор и линейный ресивер не соединяются уравнивающей линией, а жидкий хладагент выдавливается из конденсатора в линейный ресивер через обратный клапан OK (или гидравлический затвор) давлением конденсации, так как в линейном ресивере давление ниже, чем в конденсаторе, из-за периодического открытия регулирующего вентиля и перепуска жидкого хладагента в охлаждающие приборы.

На крупных холодильных установках обычно приходится использовать несколько конденсаторов, которые могут быть соединены последовательно или параллельно. Для аппаратов одного типа применяют, как правило, параллельное соединение конденсаторов. При таком соединении гидравлические сопротивления всех конденсаторов с соединительными трубопроводами должны быть равны, в противном случае будут подтапливаться конденсатом аппараты с меньшим гидравлическим сопротивлением. Для того чтобы гарантировать равенство гидравлического сопротивления всех конденсаторов с трубопроводами, их сопротивление увеличивают, предусматривая отвод конденсата из коллектора по сливной трубе (рис. 6.4) с подъемом h_0 , обеспечивающим дополнительное требуемое гидравлическое сопротивление $\Delta p = \rho g h_0$.

Узел компрессоров двухступенчатого сжатия. На рис. 6.5 показана схема узла двухступенчатого сжатия, состоящего из двух одноступенчатых компрессоров. В данной схеме применен промежуточный сосуд 4 со змеевиком для охлаждения жидкого хладагента.

Энергетические показатели схемы с таким промежуточным сосудом ниже показателей схемы с промежуточным сосудом без змеевика из-за того, что жидкость в змеевике охлаждается не до температуры, соответствующей промежуточному давлению, а оказывается на $3 - 5$ К выше этой температуры. Однако схема со змеевиковым промежуточным сосудом имеет важные практические достоинства. Во-первых, жидкий хладагент поступающий в змеевик промежуточного сосуда, охлаждается в нем, не соприкасаясь с кипящей жидкостью в сосуде 4, благодаря чему не загрязняется маслом, приносимым паром из компрессора ступени низкого давления 2. Во-вторых, жидкость в змеевике находится под давлением конденсации, т. е. под напором, достаточным для подачи в испарители и охлаждающие приборы, находящиеся в верхних этажах здания или помещениях, значительно удален-

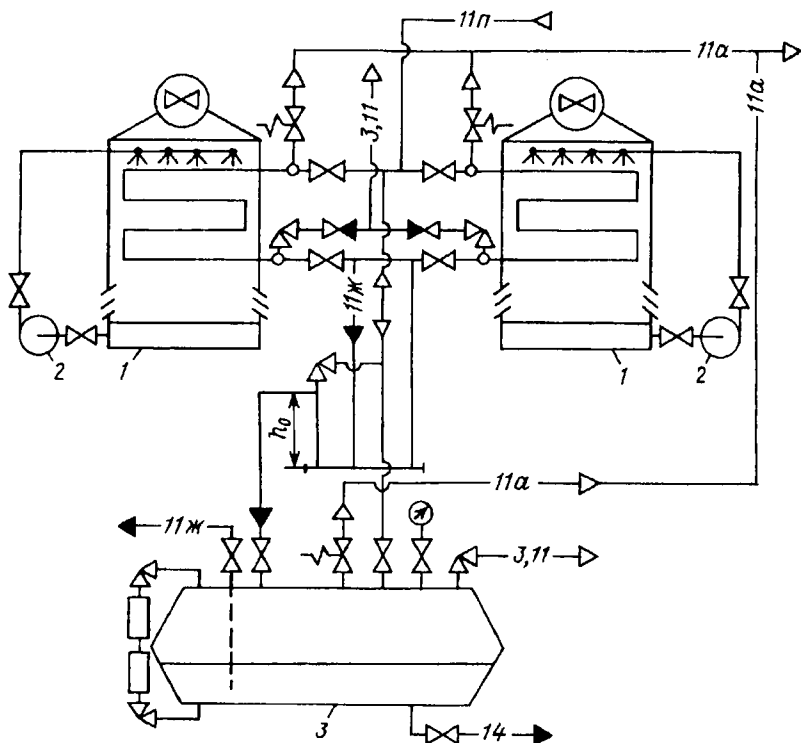


Рис. 6.4. Узел испарительных конденсаторов и линейного ресивера:

1 — испарительный конденсатор; 2 — водяной насос; 3 — линейный ресивер

ных от машинного отделения. В промежуточном сосуде без змеевика жидкий хладагент находится под промежуточным давлением, и это давление иногда (особенно в зимнее время) оказывается недостаточным для подачи жидкости в указанные выше помещения. На некоторых старых предприятиях по этой причине применена менее экономичная схема одноступенчатого дросселирования.

Между компрессором ступени низкого давления и промежуточным сосудом целесообразно предусматривать маслоотделитель 3, так как это не только освобождает промежуточный сосуд от несвойственных ему функций маслоотделения, но и предохраняет поверхность змеевика от замасливания и тем самым от ухудшения теплообмена через нее. На нагнетательной стороне компрессора ступени высокого давления устанавливают свой маслоотделитель 9.

На установках, выполненных по рассматриваемой схеме, жидкий хладагент из конденсатора или линейного ресивера поступает по линии 8, и часть его подается к коллектору 7 регулиру-

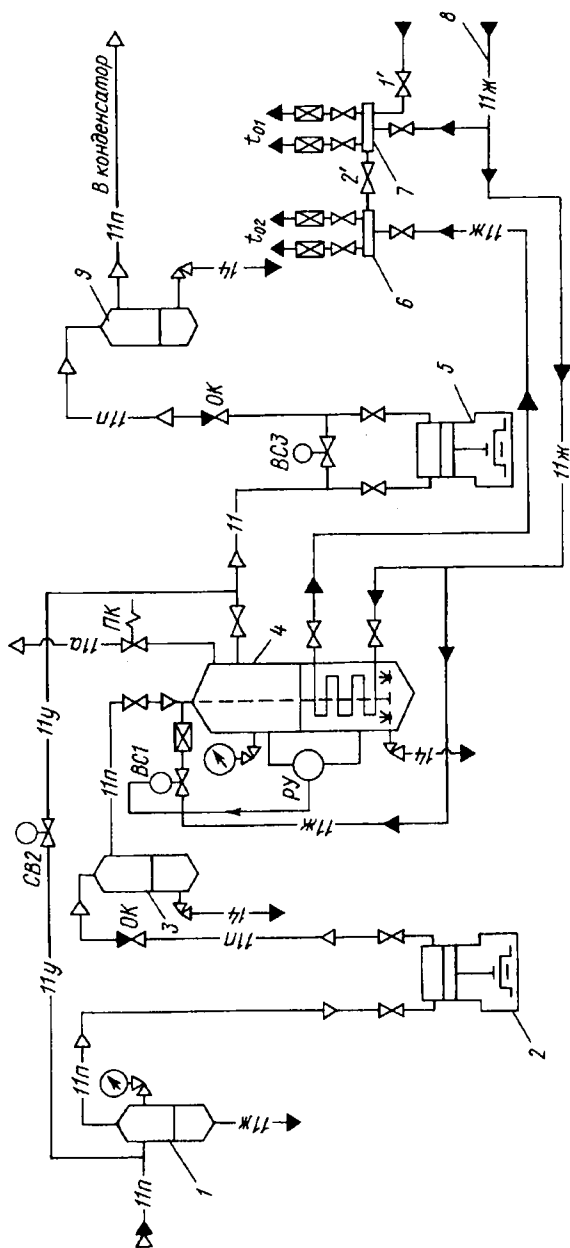


Рис. 6.5. Узел компрессоров двухступенчатого сжатия:

1 — отделитель жидкости; 2 — компрессор ступени низкого давления; 3, 9 — маслоотделители; 4 — промежуточный сосуд; 5 — компрессор ступени высокого давления; 6, 7 — коллекторы; 8 — жидкостная линия; 1', 2' — запорные вентили

щей станции для раздачи потребителям высоких температур кипения, входящих в систему одноступенчатого сжатия. Другая ее часть направляется через автоматический регулятор (*ПУ* и *СВ1*) непосредственно в промежуточный сосуд для охлаждения пара, нагнетаемого компрессором ступени низкого давления 2, и для охлаждения жидкости, протекающей по змеевику. Большая часть жидкости направляется в змеевик, где и охлаждается до температуры, близкой к промежуточной температуре. Для того чтобы не произошло смешения потоков жидкости с разными температурами, хладагент после змеевика направляется к отдельному коллектору 6 регулирующей станции для раздачи по низкотемпературным объектам, охлаждаемым системой двухступенчатого сжатия. В зависимости от числа ступеней охлаждения жидкости необходимо иметь соответствующее число коллекторов на регулирующей станции.

Коллектор 7 снабжен вентилем 1' для зарядки и пополнения системы хладагентом. Оба коллектора 6 и 7 соединены мостом с вентилем 2', позволяющим в случае необходимости питать коллектор 6 жидкостью более высокой температуры, а также добавлять жидкость для пополнения системы низких температур.

Для обеспечения безопасных условий пуска компрессоров давление в промежуточном сосуде должно быть понижено до давления в испарительной системе (для облегчения их последующего пуска и исключения возможности гидравлического удара из-за вскипания жидкости в промежуточном сосуде). Поэтому соленоидные вентили *СВ2* и *СВ3* должны открываться при остановке компрессоров ступеней низкого и высокого давлений для снижения давления в промежуточном сосуде и всех трубопроводах до обратного клапана, установленного на нагнетательной линии компрессора ступени высокого давления 5. Сразу после пуска компрессоров эти вентили закрываются.

При использовании винтовых компрессоров появляются дополнительные возможности для реализации цикла двухступенчатого сжатия в одноступенчатом компрессоре с отбором пара промежуточного давления. В винтовом компрессоре, в отличие от поршневого, процесс сжатия распределен по длине винта. Иными словами, при фиксированном давлении всасывания каждому сечению по длине цилиндра соответствует определенное значение внутреннего давления сжатия. Это дает возможность выявить по длине цилиндра точку, давление в которой будет равно промежуточному. Если к этой точке подвести пар при промежуточном давлении, то появляется возможность осуществления двухступенчатого сжатия в одном цилиндре. Подобная схема включения винтового компрессора получила название схемы «экономайзер». При этом холод, производимый при промежуточной температуре кипения, может использоваться для различных целей. На рис. 6.6, а приведена схема «экономайзер» (с промежуточным подсосом пара), используемая в отдельных случа-

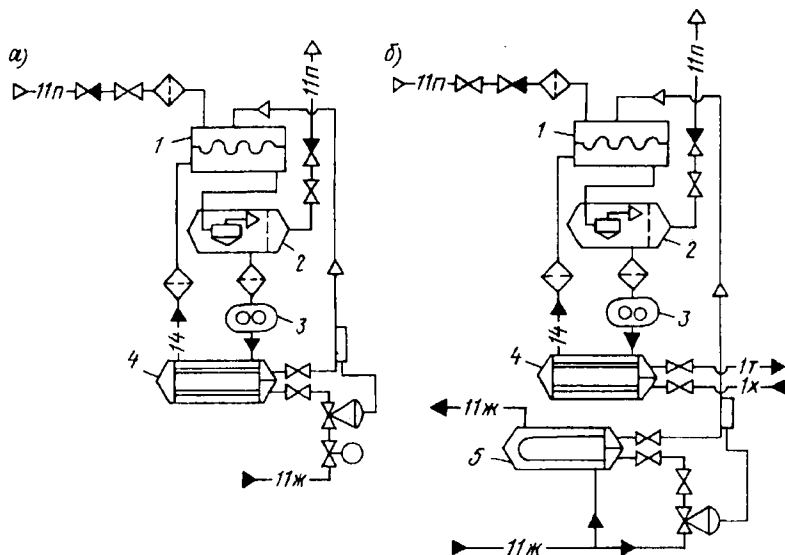


Рис. 6.6. Схема «экономайзер» включения винтового компрессора: *а* — с охлаждением масла хладагентом; *б* — с охлаждением масла водой; 1 — винтовой компрессор; 2 — маслоотделитель; 3 — шестеренчатый насос; 4 — маслоохладитель; 5 — переохладитель

ях для винтовых компрессоров холодильных установок, работающих с конденсаторами воздушного охлаждения. В этом варианте, чтобы не сооружать градирню и систему водоснабжения для целей охлаждения масла, используют жидкий хладагент, подаваемый в маслоохладитель 4 из линейного ресивера и кипящий в нем при промежуточном давлении. Пар, с температурой кипения t'_0 всасывается тем же компрессором, работающим по схеме «экономайзер».

На рис. 6.6, *б* показан вариант схемы включения винтового маслозаполненного одноступенчатого компрессора по схеме «экономайзер», обеспечивающей фактически двухступенчатое дросселирование с промежуточным отбором пара. В этом случае холодильник масла 4 охлаждается водой, однако в схему включен еще один дополнительный аппарат — переохладитель жидкого хладагента 5, выполняющий роль промежуточного сосуда без охлаждения пара. В этом аппарате основной поток жидкого хладагента, направляемый к регулирующему вентилю, охлаждается за счет кипения части потока в трубном пространстве этого теплообменника. Образующийся при кипении пар с промежуточной температурой t'_0 всасывается компрессором, работающим по схеме «экономайзер».

Рассмотренный вариант позволяет повысить эффективность одноступенчатого цикла, фактически приравняв ее к эффективности двухступенчатого цикла за счет промежуточного отбора пара и уменьшения дроссельных потерь благодаря переохлаждению жидкого хладагента.

Применение центробежных компрессоров также может вносить некоторые изменения в схемы благодаря тому, что они в одном корпусе имеют число колес, как правило, больше одного и таким образом являются многоступенчатыми компрессорами. Так, при отношении давлений конденсации и кипения, при котором еще

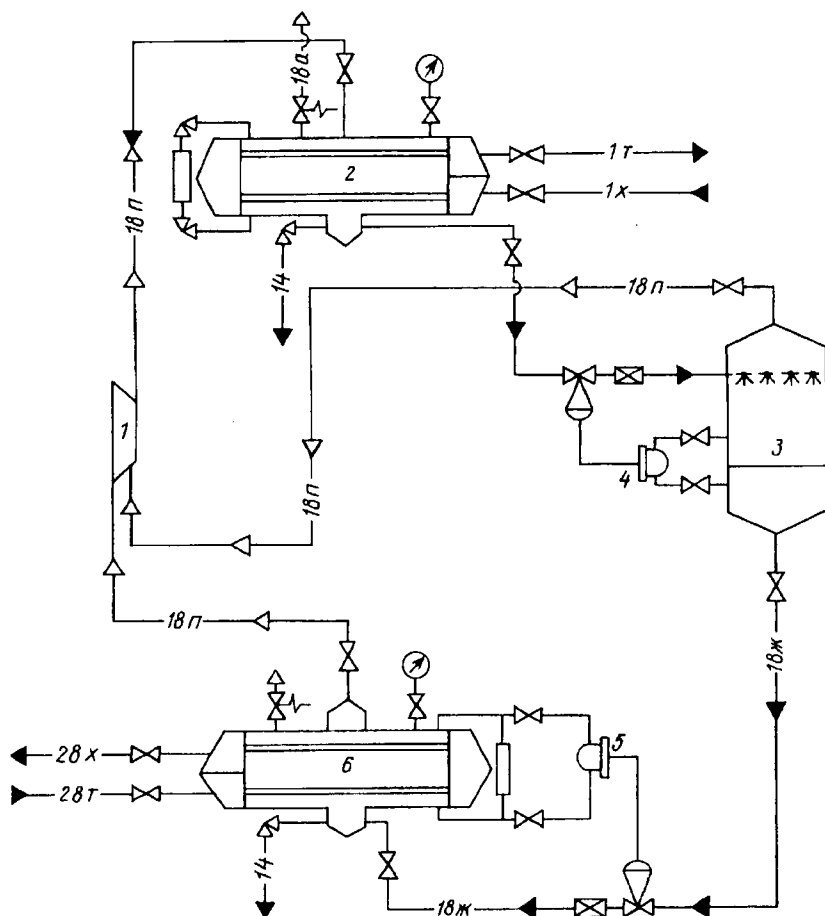


Рис. 6.7. Схема включения центробежного компрессора с двухступенчатым дросселированием:

1 — центробежный компрессор; 2 — конденсатор; 3 — отделитель жидкости; 4, 5 — поплавковые регуляторы уровня; 6 — испаритель

применяют одноступенчатые поршневой или винтовой компрессоры, использование центробежного компрессора позволяет применить схему с охлаждением жидкости многократным дросселированием и промежуточным отбором пара. Это, прежде всего, уменьшает энергетические потери, что особенно важно в холодильных установках, поскольку в них велика роль этого вида потерь.

На рис. 6.7 показана схема с двухступенчатым дросселированием. Жидкость из конденсатора 2 поступает на первое дросселирование через поплавковый регулятор непрямого действия 4 в отделитель жидкости 3. Поступившая жидкость дросселируется вторично в поплавковом регуляторе непрямого действия 5, после чего направляется в испаритель 6. Образовавшийся при первом дросселировании пар всасывается в полость среднего колеса центробежного компрессора 1 и, смешиваясь с перегретым паром, выходящим из предыдущего колеса, осуществляет промежуточное охлаждение, что также выгодно, так как уменьшает затрачиваемую работу на сжатие пара в последующих колесах. Сравнительные расчеты показывают, что увеличение числа ступеней дросселирования больше трех не вызывает существенного дополнительного улучшения энергетических показателей цикла турбокомпрессорной холодильной установки.

Другой особенностью центробежных компрессоров является возможность работы одним однокорпусным компрессором на несколько температур кипения. На рис. 6.8 в качестве примера приведена схема каскадной холодильной турбокомпрессорной установки на три температуры кипения: $t_{01} = -104^\circ\text{C}$; $t_{02} = -40^\circ\text{C}$ и $t_{03} = 0^\circ\text{C}$. В нижней ветви каскада для получения наиболее низкой из предусмотренных в данном случае температур применен двухкорпусный центробежный компрессор, работающий на этилене, а в верхней ветви — однокорпусный центробежный компрессор, работающий на пропане на две более высокие температуры кипения. Технологический процесс, для отвода теплоты которого и предназначена холодильная установка, осуществляется в аппарате 5, где кипит этилен при t_{01} . Компоненты А и Б, участвующие в этом процессе, проходят первую ступень охлаждения в теплообменниках 1 и 3 пропаном, кипящим при t_{02} , а затем вторую ступень охлаждения кипящим этиленом в теплообменниках 2 и 4. Этиленовый пар сжимается в компрессорах 6 и 7; между ними производится промежуточное охлаждение пара в теплообменнике 8 пропаном, кипящим при t_{03} . До поступления в конденсатор-испаритель 11 пар этилена охлаждается сначала водой в предварительном теплообменнике 9, а затем в теплообменнике 10 пропаном, кипящим при t_{03} . В конденсаторе-испарителе 11 этиленовый пар конденсируется при отводе теплоты к пропану, кипящему при t_{02} . Пар пропана обеих температур кипения всасывается турбокомпрессором 14 и нагнетается в пропановый конденсатор 13. Жидкий этилен после конденсатора-

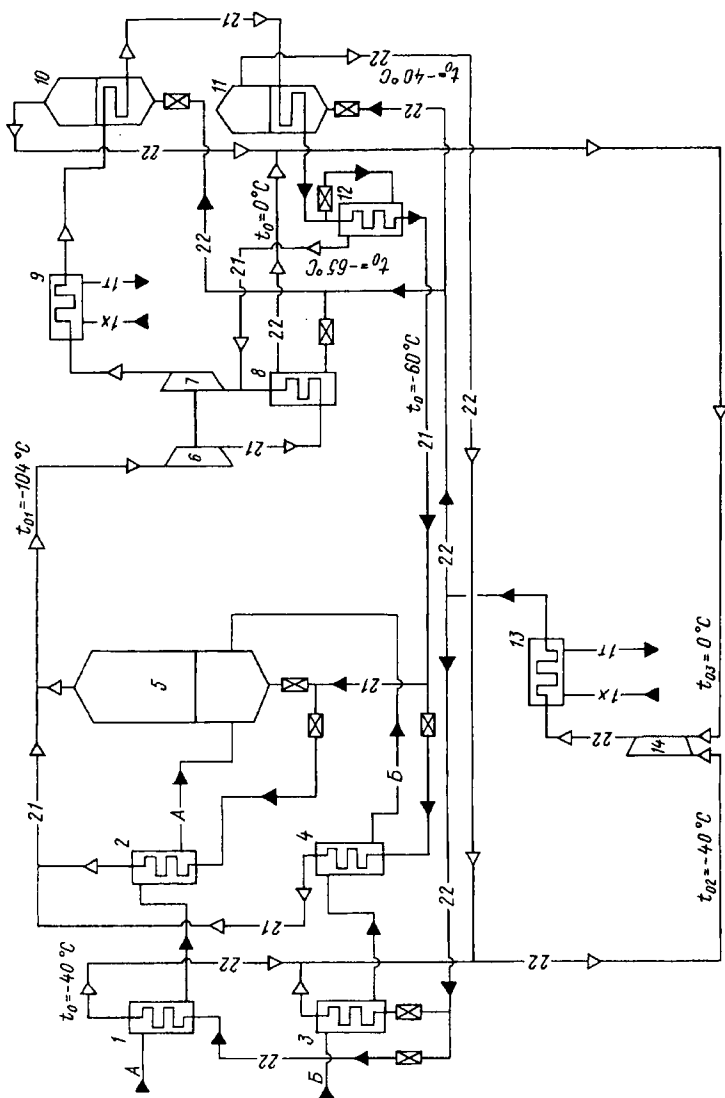


Рис. 6.8. Схема каскадной холодильной турбокомпрессорной установки на три температуры кипения:

1, 2, 3, 4 — теплообменники для охлаждения компонентов А и Б; 5 — технологический аппарат; 6 — этиленовый компрессор ступени низкого давления; 7 — этиленовый компрессор ступени высокого давления; 8 — промежуточный теплообменник; 9 — водяной теплообменник; 10 — пропановый теплообменник; 11 — конденсатор-испаритель; 12 — этиленовый теплообменник; 13 — пропановый конденсатор; 14 — пропановый компрессор

испарителя 11 дополнительно охлаждается в теплообменнике 12 этиленом, кипящим при промежуточной температуре кипения t'_0 . В результате смешения холодного этиленового пара, выходящего из аппарата 12, и пара после аппарата 8 осуществляется дополнительное промежуточное охлаждение пара перед всасыванием в компрессор ступени высокого давления 7.

§ 6.3. СХЕМЫ УЗЛА ПОДАЧИ ХЛАДАГЕНТА В ИСПАРИТЕЛЬНУЮ СИСТЕМУ

Проблема создания рациональных схем непосредственного охлаждения в значительной степени сосредоточена в правильном решении именно этого узла. Здесь концентрируются и основные трудности, возникающие при работе установок непосредственного охлаждения, и основные недостатки этой системы.

Схемы узла подачи хладагента должны обеспечить:

1) надежную защиту от влажного хода компрессора (т. е. его работу сухим ходом) и полную безопасность установок от гидравлических ударов, так как наибольшее количество аварийных ситуаций на холодильных установках происходит в результате гидравлических ударов, возникающих главным образом при неправильной подаче хладагента в испарительную систему, при резких колебаниях тепловой нагрузки в охлаждаемых объектах, при вскипании хладагента в аппаратах из-за резкого понижения давления в них;

2) правильную раздачу жидкого хладагента по охлаждающим приборам охлаждаемых объектов в соответствии с изменяющейся тепловой нагрузкой на них;

3) возможность поддержания температуры в охлаждаемых объектах в заданных пределах;

4) устранение влияния гидростатического давления столба жидкого хладагента;

5) малую вместимость системы по хладагенту, так как большое количество хладагента, заключенного в испарительной системе, не только увеличивает первоначальные и эксплуатационные затраты, но и создает повышенную опасность эксплуатации такой установки;

6) возможно большую интенсивность теплоотдачи от поверхности охлаждающих приборов к кипящему в них хладагенту, что может быть достигнуто достаточным заполнением охлаждающих приборов и выходом из них влажного пара;

7) возможность удобного и быстрого удаления масла и загрязнений с внутренней поверхности охлаждающих приборов, а также инея (снеговой шубы) с их наружной поверхности.

Схемы узла подачи хладагента в охлаждающие приборы различают, прежде всего, по способу подачи, т. е. под действием какой разности давлений подается хладагент в охлаждающие приборы.

Можно указать три способа подачи: а) под действием разности давлений конденсации и кипения; б) под действием разности давлений, создаваемой столбом жидкости; в) под действием разности давлений, создаваемой насосом.

Первые два способа образуют группу безнасосных схем; третий способ создает группу насосных (или насосно-циркуляционных) схем.

Первый из этих способов — наиболее старый и самый естественный. Всегда имеющаяся разность давлений конденсации и кипения все равно должна быть потеряна на пути к испарителю, и ее достаточно, чтобы подать жидкий хладагент и к самой высокой точке здания, и на значительное расстояние. Например, при охлаждении конденсатора водой даже зимой давление конденсации на аммиачных установках не опускается ниже 0,6 МПа; при давлении кипения 0,1 МПа (−34 °С) разность давлений составит 0,5 МПа, что соответствует высоте столба жидкого аммиака $h = 0,5 \cdot 10^6 / (680 \times 9,8) = 75$ м, т. е. является достаточно большим напором.

На рис. 6.9, а показана схема узла подачи жидкого хладагента этим способом. Жидкость из конденсатора (или линейного реси-

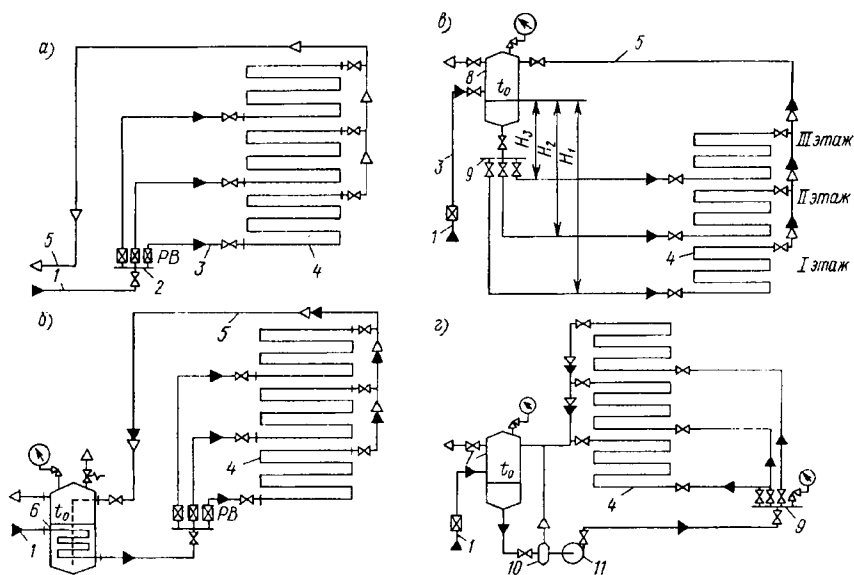


Рис. 6.9. Узлы подачи жидкого хладагента: а — под действием разности давлений; б — под действием разности давлений с отделителем жидкости; в — под действием разности давлений, создаваемой столбом жидкости; г — насосом;

1 — жидкостный трубопровод от линейного ресивера или конденсатора; 2 — жидкостный коллектор; 3 — жидкостный трубопровод к испарителю; 4 — охлаждающие приборы; 5 — всасывающий трубопровод; 6 — отделитель жидкости со змеевиком; 7 — циркуляционный ресивер; 8 — отделитель жидкости; 9 — распределительный коллектор; 10 — отделитель пара; 11 — насос

вера) по трубопроводу 1 поступает к коллектору 2 регулирующей станции. Посредством регулирующих вентилей *PВ* хладагент в необходимом количестве подается по трубопроводам 3 в охлаждающие приборы (испарители) 4, находящиеся в различных охлаждаемых помещениях. Пар, образующийся при кипении хладагента в охлаждающих приборах, собирается в общий трубопровод 5, по которому направляется в компрессор.

Расчетное количество хладагента (кг/с), которое должно испаряться в охлаждающих приборах каждого охлаждаемого объекта, определяется численным значением теплопритоков $Q_{об}$ в это помещение $G_a = Q_{об}/q_0$, где q_0 — удельная массовая холодопроизводительность хладагента. Так как действительные теплопритоки в охлаждаемые помещения не постоянны, а могут существенно изменяться под действием различных внешних тепловых возмущений, это вынуждает соответственно варьировать подачу хладагента в охлаждающие приборы путем изменения степени открытия соответствующих регулирующих вентилей *PВ*. Объективным признаком правильной подачи хладагента в охлаждающий прибор схемы рис. 6.9, а является постоянный перегрев пара при выходе из аппарата (обычно на 5 – 15 К) независимо от изменений теплопритоков, что является признаком «сухого хода» компрессора и одним из условий его безопасной работы.

Числовой характеристикой схем непосредственного охлаждения является кратность циркуляции хладагента в испарительной системе $n = G'_a/G_a$, под которой понимают отношение массы хладагента G'_a подаваемого в охлаждающие приборы, к массе испаряющегося в них хладагента G_a за тот же промежуток времени.

Из этого следует, что особенностью первого способа подачи хладагента в охлаждающие приборы должно быть $n = 1$, что возможно только при точном дозировании подачи хладагента, так как при изменении теплопритоков будет соответственно изменяться количество пара G_a , образующегося в охлаждающих приборах.

Если компрессор работает только на один испаритель, то трудности постоянного приспособления степени открытия регулирующего вентиля к изменяющимся теплопритокам сравнительно легко преодолеваются. Но трудности во много раз возрастают при работе компрессоров на несколько охлаждающих приборов. Между тем на крупных холодильных установках имеются десятки охлаждаемых объектов и, следовательно, при таком способе подачи могут быть десятки регулирующих вентилей, пользуясь которыми машинист должен изменять их открытие для изменения подачи хладагента в соответствии с изменением тепловой нагрузки. При ручном регулировании эта задача оказывается чрезвычайно трудной, прежде всего, потому, что контролировать перегрев пара на выходе из каждого испарителя практически невозможно, а контролируемое обслуживающим персоналом состояние пара перед компрессором является результатом смешения

пара, поступающего из различных испарителей и в различном состоянии. Не имея необходимой информации, персонал не знает, на какой регулирующий вентиль следует воздействовать, чтобы изменить состояние пара перед компрессором при отклонении этого состояния от рекомендуемого.

Между тем даже при рекомендуемом перегреве всасываемого в компрессор пара нет уверенности в оптимальном течении процесса в каждом испарителе, так как из одних испарителей, куда хладагент подается в недостаточном количестве, может выходить перегретый пар ($n < 1$), а из других, куда хладагент подается в избытке, может выходить влажный пар с большим количеством неиспарившейся жидкости ($n > 1$). В то же время у обслуживающего персонала нет информации о том, на какой из регулирующих вентилях следует воздействовать, чтобы изменить в нужную сторону подачу хладагента.

Эта задача успешно решается лишь при автоматическом регулировании подачи хладагента в охлаждающие приборы.

Система непосредственного охлаждения имеет и другие дополнительные особенности, не связанные с трудностями и ошибками регулирования перегрева пара, выходящего из испарителя. Они вызваны изменением характера движения хладагента в трубах охлаждающих приборов. По трубам батарей и воздухоохладителей движется двухфазная смесь, состоящая из жидкой и паровой фаз, поскольку при кипении жидкости в охлаждающих приборах образуется пар и его количество возрастает по мере движения хладагента по длине шланга охлаждающего прибора. В горизонтальных трубах при неполном заполнении труб может быть расслоенное движение двухфазной смеси, а также волновое, пробочное (или снарядное), кольцевое. При полном заполнении горизонтальных труб и в вертикальных трубах возможно эмульсионное движение двухфазной смеси, а также пробочное (или снарядное), и кольцевое.

Характер движения двухфазной смеси зависит, прежде всего, от плотности теплового потока, подводимого к охлаждающему прибору, поскольку с ней связаны количество образующегося пара и скорость его движения в той части сечения трубы, которая занята движущимся паром. Поэтому характер движения двухфазной смеси изменяется по ходу движения хладагента в трубах охлаждающих приборов, а также при резком изменении нагрузки на них. Например, при загрузке теплым продуктом камеры (аппарата) для замораживания или при бурном выделении теплоты реакции в аппарате химического производства возможен переход от расслоенного или волнового движения к пробочному, что может сопровождаться выбрасыванием жидкого хладагента из батарей паровыми пробками. Такой процесс не может быть прекращен изменением степени открытия регулирующего вентиля и, таким образом, оказывается в схемах подачи хладагента в охлаждающие приборы по первому способу со-

вершенно неуправляемым, а потому опасным, поскольку может явиться причиной влажного хода компрессора, а иногда и гидравлического удара.

Возможность этой опасности подтверждается опытными данными по заполнению охлаждающих приборов: по этим данным резкое повышение тепловой нагрузки на батареи и воздухоохладители в три раза приводит к уменьшению заполнения труб охлаждающих приборов в 1,5 – 2 раза. Такое же явление вскипания жидкого хладагента в испарителях возможно при включении неработавшего некоторое время охлаждаемого объекта; при прекращении его работы паровой и жидкостный вентили испарительных батарей могли быть закрыты, и тогда температура хладагента внутри батарей повышается, приближаясь к температуре самого объекта, что вызывает повышение давления в батареях. Если при включении испарителя быстро открывается вентиль на паровой линии, соединяющей испаритель с компрессором, давление в испарительных батареях резко падает, и хладагент в них оказывается перегретой жидкостью, что вызывает ее вскипание за счет теплоты самой жидкости и возможное выбрасывание жидкости в паровую линию.

Существенным недостатком охлаждающих приборов (испарителей), в которых кратность циркуляции n близка к единице, является низкое значение коэффициента теплоотдачи от внутренней поверхности труб к кипящему хладагенту в связи с тем, что значительная часть поверхности охлаждающих приборов недостаточно смачивается кипящим хладагентом и омывается только перегретым паром. Для повышения интенсивности теплообмена внутри труб целесообразна, следовательно, работа испарителей влажным ходом, т. е. с кратностью циркуляции больше единицы. Коэффициент теплопередачи испарителя при этом заметно повышается. Таким образом, для безопасной и эффективной работы холодильной установки надо обеспечить сухой процесс в компрессоре и влажный в испарителе.

Схемы питания испарителей жидким хладагентом различают также по направлению движения жидкости в охлаждающем приборе: могут быть схемы с нижней подачей (рис. 6.9, *a*) и с верхней подачей, при которой хладагент поступает в батарею сверху, а образовавшийся пар отводится снизу. Охлаждающие приборы с верхней подачей выполняют в виде змеевиков. При верхней подаче в батарею и при тепловых нагрузках, которые встречаются в охлаждающих приборах, всегда наблюдается расслоенное движение двухфазной смеси по трубам, т. е. жидкость движется, не заполняя сечение трубы, по сегменту вдоль нижней образующей, но сечение этого сегмента от верхней трубы к нижней постепенно уменьшается и при $n = 1$ последние капли жидкости испаряются на некотором расстоянии от выходного сечения трубы. При $n > 1$ на выходе из нижней трубы окажется избыточная неиспарившаяся жидкость. Пар движется в трубах по свободному сечению трубы со скоростью, обычно отличающейся от скорости движения жидкости.

Исследования, проведенные Г. Лорентценом, показали, что коэффициент теплопередачи воздухоохладителя с верхней подачей при $n = 1$ существенно (до 30 – 50 %) ниже, чем у воздухоохладителя с нижней подачей. У батарей с естественной циркуляцией воздуха это расхождение также имеется, хотя, как показали наблюдения СПбГАХПТ, и не столь существенное.

Несколько облегчило обслуживание установок со схемой первого способа подачи включение теплообменника (аккумулятора) (рис. 6.9, б). Иногда ее называют схемой с нижним расположением отделителя жидкости, поскольку его обычно устанавливают в машинном отделении. Внутри отделителя жидкости (теплообменника) 6 находится змеевик, в который по трубопроводу 1 подается жидкий хладагент из линейного ресивера. В этот же сосуд по трубопроводу 5 направляется пар из охлаждающих приборов. Скорость пара в сосуде понижается до 0,5 – 0,6 м/с, так как его диаметр значительно больше диаметра трубопровода. Поэтому если пар несет с собой капельки жидкости, то они должны, теряя свою скорость, отделяться от пара и накапливаться в нижней части сосуда. За счет кипения этой жидкости происходит охлаждение жидкого хладагента в змеевике и тем самым осуществляется регенеративный процесс в теплообменнике. Осушенный пар из отделителя жидкости по трубопроводу всасывается компрессором. Несмотря на некоторое снижение опасности гидравлических ударов, уменьшение необходимости точного дозирования подачи хладагента (поскольку кратность циркуляции может быть несколько больше единицы, а это способствует увеличению интенсивности теплообмена из-за появления влажного хода в испарителе), применение рассматриваемой схемы не устранило серьезных недостатков непосредственного охлаждения. По-прежнему осталось большое количество регулирующих вентилей; возможность испарения жидкости в теплообменнике ограничена количеством теплоты, которую можно отвести от охлаждаемой в змеевике жидкости, а потому возможны и переполнение теплообменника и влажный ход компрессора.

Трудности раздачи хладагента по охлаждаемым объектам значительно уменьшились с появлением схем, использующих второй способ подачи — под действием разности давлений, создаваемой столбом жидкости (рис. 6.9, в). Отделитель жидкости 8 располагается в этом случае выше самого верхнего охлаждающего прибора. Такую схему называют схемой с верхним расположением отделителя жидкости. Здесь жидкий хладагент, предназначенный для питания всех охлаждаемых объектов данной температуры кипения, подается под действием разности давлений конденсации и кипения к регулирующему вентилю $PВ$, дросселируется в нем и в состоянии влажного пара поступает в отделитель жидкости, в котором происходит разделение фаз: сухой насыщенный пар направляется в компрессор, а отделившаяся насы-

щенная жидкость при температуре t_0 поступает через распределительный коллектор 9 в охлаждающие приборы 4.

Разность давлений, необходимая для движения жидкости, создается не только высотой столба жидкого хладагента, например H_1 для камер нижнего этажа, но и разностью плотностей жидкости в подающих трубопроводах и двухфазной смеси (влажного пара) в обратных (паровых) трубопроводах. Очевидно, что потенциально в камеры нижнего этажа может быть подано относительно большее количество жидкости, поскольку здесь создается большая разность давлений. Правильное распределение жидкости по объектам осуществляется при помощи вентилей на распределительном коллекторе 9, соответствующим прикрытием которых может быть погашена избыточная разность давлений. Такая установка вентилей на нужное открытие должна производиться при первоначальной настройке системы. Благодаря тому что отделитель жидкости находится выше охлаждающих приборов, появилась возможность рециркуляции жидкости, увлеченной паром из охлаждающих приборов при колебаниях тепловой нагрузки, и выпавшей в отделителе жидкости. Ее называют вторичной жидкостью, поскольку первичной можно считать жидкость, поступающую в отделитель жидкости через PB под действием разности давлений конденсации и кипения.

Циркуляция вторичной жидкости в охлаждающих приборах при $n > 1$ придает системе новые свойства: значительно уменьшается необходимость точного дозирования подачи жидкого хладагента в отдельные охлаждающие приборы; наличие неиспарившейся жидкости обуславливает возможность саморегулирования подачи хладагента в охлаждающие приборы (при повышении тепловой нагрузки на охлаждающие приборы увеличение количества испаряющейся жидкости может компенсироваться за счет уменьшения количества циркулирующей вторичной жидкости); улучшается внутренний теплообмен, так как из испарителей выходит влажный, а не перегретый пар, т. е. обеспечивается влажный процесс в испарителе.

Схема с верхним расположением отделителя жидкости была шагом вперед в деле совершенствования схем непосредственного охлаждения: остался только один регулирующий вентиль на все охлаждающие приборы данной температуры кипения, и правильность его открытия могла, казалось бы, однозначно проверяться по температуре пара, поступающего в компрессор, что обеспечивало бы работу компрессора сухим ходом. Однако и эта схема не явилась решением проблемы. Регулирующим вентилем можно воздействовать только на подачу первичной жидкости из линейного ресивера, в то время как вторичная жидкость оказывается неуправляемой, и при резком возрастании теплопритоков в отделитель жидкости может выбрасываться из охлаждающих приборов большое количество неиспарившейся жидкости, переполнять его и вызывать не только влажный ход компрессора, но и

создавать опасность гидравлических ударов. Закрытие в это время регулирующего вентиля не оказывает немедленного воздействия на поступление в отделитель циркулирующей вторичной жидкости.

Для обеспечения надежной подачи хладагента в охлаждающие приборы отделитель жидкости устанавливают на 3–5 м выше самого верхнего охлаждающего прибора. С этой целью его приходится располагать на один-два этажа выше охлаждаемого помещения, а для охлаждения последнего этажа — в специально построенном помещении на крыше здания. Подача хладагента под действием разности давлений, создаваемой столбом жидкости, имеет недостаток, заключающийся в появлении дополнительного гидростатического давления этого столба, влияющего на температуру кипения. Этот недостаток был менее заметен при применявшихся ранее относительно высоких температурах кипения. При температурах же кипения от -40 до -50 °C работа по схеме с верхним расположением отделителя жидкости делается не только экономически нецелесообразной, но иногда и невозможной (см. табл. 5.1), так как в охлаждаемых помещениях не удастся получить необходимые низкие температуры.

Циркуляция вторичной жидкости не всегда оказывается достаточной для обеспечения саморегулирования, особенно при значительных колебаниях нагрузки, в связи с чем иногда приходится манипулировать вентилями на коллекторе 9 и перераспределять жидкость по объектам.

Насосная схема имеет значительные преимущества перед вторым способом подачи. Применение насоса существенно усиливает циркуляцию жидкости, так как производительность насоса выбирается такой, чтобы кратность циркуляции была по крайней мере 3–6 в период расчетной нагрузки. Это увеличивает эффект саморегулирования подачи и практически освобождает от необходимости вмешиваться в раздачу жидкости по объектам, а также улучшает теплоотдачу в охлаждающих приборах. При такой циркуляции жидкости значительно уменьшается влияние переменного заполнения охлаждающих приборов и выброса жидкости при резком изменении тепловой нагрузки; что создает более безопасные условия работы системы. Отделитель жидкости (циркуляционный ресивер) может быть установлен где угодно и, в частности, в пределах машинного отделения в непосредственной близости от компрессоров, что упрощает обслуживание установки и уменьшает длину магистральных паровых трубопроводов. Именно такая схема выполнена в Ленинградском портовом холодильнике еще в 1925 году.

При таком способе подачи (рис. 6.9, г) жидкость из циркуляционного ресивера 7 насосом 11 подается к жидкостному распределительному коллектору 9, откуда направляется в охлаждающие приборы каждого этажа. Циркуляционный ресивер в этом случае может располагаться в машинном отделении. Важно, что-

бы насос находился ниже уровня жидкого хладагента в ресивере не менее чем на 1,5 – 1,8 м, что создает подпор перед насосом, предотвращающий парообразование в трубопроводе и в насосе, приводящее к кавитации и срыву работы насоса. Чтобы уменьшить попадание пара в насос, перед ним поставлен отделитель пара 10, соединенный с паровым трубопроводом 5, идущим в циркуляционный ресивер. Образовавшийся пар может отводиться и из корпуса насоса (см. рис. 6.19), если это предусмотрено его конструкцией.

Наряду с распределением хладагента по охлаждающим приборам в соответствии с изменяющейся тепловой нагрузкой схема узла подачи хладагента должна обеспечивать возможность удаления масла и загрязнений с внутренней поверхности охлаждающих приборов и инея (снеговой шубы) с их наружной поверхности. Обычно это достигается подачей в охлаждающие приборы пара хладагента высокого давления. В крупных многоиспарительных холодильных установках эта вспомогательная операция — оттаивание охлаждающих приборов — производится поочередно во всех обслуживаемых охлаждаемых помещениях. В этом случае для плавления инея обычно используют скрытую теплоту конденсации пара хладагента.

На рис. 6.10 приведена схема узла подачи хладагента в охлаждающие приборы за счет разности давлений, создаваемой стол-

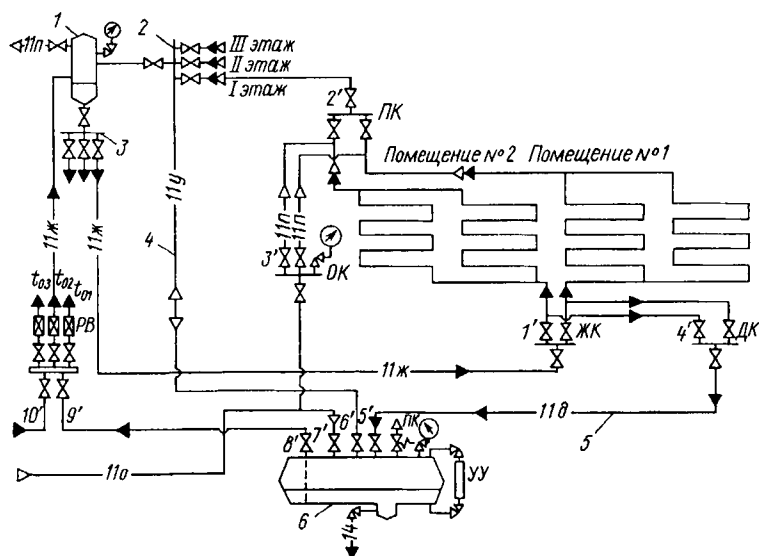


Рис. 6.10. Схема безнасосной подачи хладагента за счет разности давлений, создаваемой столбом жидкости:

1 — отделитель жидкости; 2 — паровой коллектор; 3 — распределительный коллектор; 4 — уравнивательный трубопровод; 5 — дренажный трубопровод; 6 — дренажный ресивер; 1'–10' — запорные вентили

бом жидкости, дополненная элементами, необходимыми для проведения процесса оттаивания охлаждающих приборов, обеспечивающего очистку наружной поверхности охлаждающих приборов от инея (удаление снеговой шубы) и внутренней поверхности от масла и механических загрязнений.

Жидкость из отделителя жидкости 1 через общий распределительный коллектор 3 направляется по этажам здания. На рисунке показано, как жидкость распределяется в пределах этажа, причем для примера приведен только один этаж (первый), на котором находятся два охлаждаемых помещения № 1 и № 2. Вне помещений, например в вестибюле этажа (отсеке здания), устанавливают этажные коллекторы. Обычно их четыре: жидкостный — ЖК, паровой — ПК, оттаивательный — ОК и дренажный — ДК. Через жидкостный коллектор хладагент, поступивший из коллектора 3, распределяется по охлаждающим приборам помещений этажа (отсека), а в паровом коллекторе собирается пар из всех охлаждающих приборов этажа. Пар из этажных паровых коллекторов собирается в общем паровом коллекторе 2 и из него поступает в отделитель жидкости. Для оттаивания инея с наружной поверхности батарей используется пар со стороны высокого давления, отбираемый из нагнетательного трубопровода после маслоотделителя (см. рис. 6.1) и поступающий к этажному оттаивательному коллектору.

Например, необходимо провести оттаивание охлаждающих приборов помещения № 1, в то время как в помещении № 2 должна продолжаться работа на охлаждение. С этой целью прекращают подачу жидкого хладагента и отвод пара из охлаждающих приборов помещения № 1, закрыв вентили 1' и 2'. После этого охлаждающие приборы должны быть освобождены от находящегося в них жидкого хладагента, для чего жидкость из приборов сливают в дренажный ресивер 6, который предварительно соединяют со стороной низкого давления открытием вентиля 6' на уравнивательной линии 4 и с дренажным коллектором открытием вентиля 5' и общего вентиля у коллектора ДК. Если дренажный ресивер находится ниже охлаждающих приборов, то после открытия вентиля 4' жидкость из них самотеком стекает в ресивер. Затем закрывают вентиль 2' на паровой линии и открывают вентиль 3' на линии, через которую пар со стороны высокого давления подается в оттаивательный коллектор и охлаждающие приборы.

Пар относительно высокого давления встречает холодную поверхность охлаждающих приборов, имеющую температуру значительно ниже температуры насыщения пара этого давления, вследствие чего он конденсируется на внутренней поверхности труб, выделяя при этом теплоту конденсации. За счет этой теплоты происходит таяние инея на наружной поверхности труб. При этом в аммиачных системах температура подаваемого пара существенного значения не имеет, поскольку теплота перегрева

пара в обычных условиях работы аммиачных холодильных установок составляет всего лишь около 15 % от теплоты конденсации. Однако важно, чтобы давление конденсации пара в приборах было несколько больше давления насыщения пара, соответствующего 0 °С, с тем чтобы пар конденсировался на внутренней поверхности труб при положительной температуре (для аммиака при давлении около 0,5 МПа). Для контроля этого давления на оттаивательном коллекторе полезно иметь манометр.

Необходимое давление в охлаждающих приборах при оттаивании поддерживается с помощью вентиля 4', в котором конденсат дросселируется до давления в дренажном ресивере и стекает в дренажный ресивер. Вместе с конденсатом стекает масло, ставшее менее вязким в результате нагревания, а также удаляются и иные загрязнения, благодаря чему одновременно с оттаиванием батарей происходит и их очистка. По окончании оттаивания вентили 3' и 4' закрывают, а вентили 2' и 1' открывают и, таким образом, батареи вновь включаются в работу. При этом вентиль 2' должен открываться медленно во избежание вскипания жидкого хладагента в охлаждающих приборах и выброса жидкости в отделитель жидкости. После оттаивания масло из дренажного ресивера выпускают, а жидкий хладагент выдавливают паром, подаваемым с нагнетательной стороны. Чаше всего жидкость выдавливают в коллектор регулирующей станции (или распределительный коллектор). На период выдавливания дренажный ресивер отсоединяют от стороны низкого давления закрытием вентилей 5' и 6'. После этого открывают вентиль 7', а также 8' и 9'; вентиль 10' при этом закрывают. Тогда питание испарительной системы производится из дренажного ресивера. Продолжительность выдавливания зависит как от вместимости ресивера, так и от потребности испарительной системы в данное время в подаче жидкого хладагента.

Если по местным условиям дренажный ресивер не может быть расположен ниже охлаждающих приборов или дренажная линия 5 не может быть проложена с достаточным наклоном (1 – 2 %) к ресиверу, чтобы осуществлялся самотечный слив жидкости в дренажный ресивер, то жидкость из приборов можно выдавливать давлением пара, который подается для оттаивания со стороны высокого давления.

Описанная схема может применяться в многоиспарительных системах, когда оттаивание охлаждаемых объектов осуществляется поочередно, и пар, необходимый для оттаивания данного объекта, образуется в охлаждающих приборах соседних охлаждаемых помещений, продолжающих работать в режиме охлаждения.

Иначе решается задача в одноиспарительных системах. В этом случае в компрессор может поступать пар, выходящий только из оттаиваемого охлаждающего прибора. Это заставляет отказаться от использования скрытой теплоты конденсации и реализовать для оттаивания охлаждающих приборов явную теплоту сжатого

пара хладагента. Схема оттаивания одноиспарительных систем с работой «на проход» сжатого пара и использованием только теплоты перегрева показана на рис. 6.11. Такую систему оттаивания охлаждающих приборов применяют в холодильных и аммиачных одноиспарительных холодильных установках.

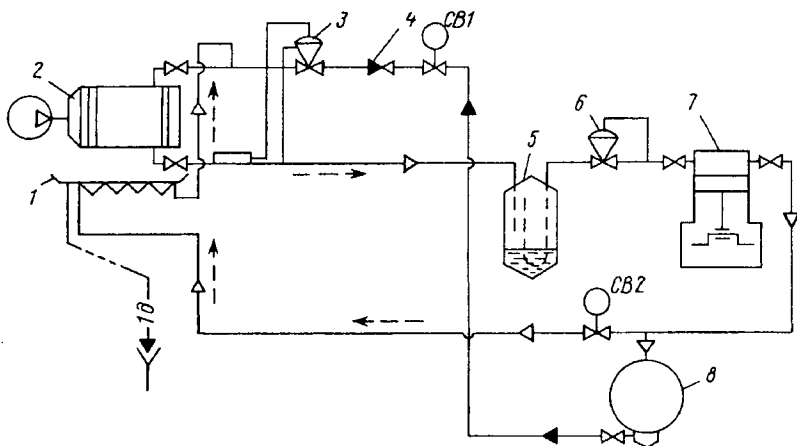


Рис. 6.11. Схема оттаивания одноиспарительных систем методом «на проход»:

пар конденсируется, и образовавшаяся жидкость через соленоидный вентиль *CB1*, обратный клапан *4* и терморегулирующий вентиль *3* подается в воздухоохладитель *2*. В воздухоохладителе хладагент кипит, отбирая теплоту от воздуха, и образовавшийся пар через отделитель жидкости *5* всасывается компрессором.

Для того чтобы при оттаивании давление всасывания не было чрезмерно высоким, что может привести к перегрузке двигателя компрессора, на всасывающей линии устанавливают автоматический регулятор давления РД «после себя» 6, ограничивающий давление всасывания.

Следует отметить, что схема оттаивания «на проход» может использоваться и в многоиспарительных системах.

Из особенностей схем непосредственного охлаждения вытекают и возможности более или менее точного поддержания заданных температур в охлаждаемых объектах. В разветвленных системах при наличии нескольких охлаждаемых объектов эту задачу проще всего решать путем изменения работающей поверхности охлаждающих приборов. Из-за большой тепловой инерции охлаждаемых помещений целесообразно применять системы двухпозиционного регулирования, т. е. выключать из работы часть охлаждающих приборов при достижении необходимой температуры. Независимо от того, выполняется это автоматически или вручную, выключать поверхность охлаждающих приборов можно следующими способами. Например, при нижней подаче хладагента прекращением подачи жидкости. Этот способ отличается инерционностью и потому вызывает большие колебания температуры, так как после закрытия жидкостного вентиля 1' (рис. 6.12, а) в ох-

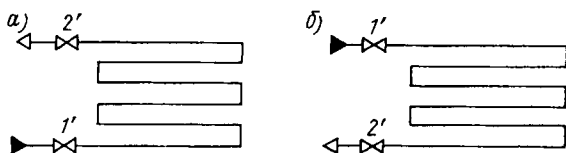


Рис. 6.12. Способы подачи хладагента в охлаждающие приборы: а — нижняя подача; б — верхняя подача;

1', 2' — запорные вентили

лаждающем приборе остается значительное количество жидкости, которая продолжает кипеть, и, следовательно, некоторое время объект будет охлаждаться, но с понижающейся интенсивностью. Если прекратить отвод пара из охлаждающего прибора, закрыв вентиль 2', то прибор сравнительно быстро выключается из работы, так как благодаря продолжающемуся парообразованию давление внутри охлаждающего прибора повышается до давления, соответствующего температуре охлаждаемого помещения, после чего кипение прекращается. Недостатком этого способа является необходимость постепенного открытия вентиля 2' при включении объекта в работу, чтобы избежать вскипания жидкости в охлаждающем приборе.

В автоматизированных установках при наличии защитных отделителей жидкости, а также в насосных схемах вентиль 2' может быть и соленоидным, т. е. открывающимся мгновенно. Иногда

да как при ручном, так и при автоматическом регулировании температуры охлаждаемого объекта для прекращения работы охлаждающих приборов закрывают оба вентиля $1'$ и $2'$.

При верхней подаче единственным способом выключения из работы охлаждающего прибора является прекращение поступления в него хладагента путем закрытия вентиля $1'$ (рис. 6.12, б); при этом прибор сравнительно быстро освобождается от жидкости, стекающей по паровому трубопроводу вместе с паром, что делает этот метод малоинерционным.

Выполнение всех требований, предъявляемых к системам непосредственного охлаждения, возможно только при автоматизации подачи хладагента к охлаждающим приборам. Поскольку способ подачи под действием разности давлений конденсации и кипения требует точного дозирования подаваемой жидкости в каждый охлаждающий прибор (при любых колебаниях нагрузки кратность циркуляции должна быть $n = 1$), то это может быть осуществлено постановкой автоматического регулятора подачи (точнее, перегрева выходящего пара) к каждому отдельному прибору или к группе параллельно включенных приборов, работающих в одинаковых условиях. Схема узла подачи хладагента под действие разности давлений конденсации и кипения с использованием терморегулирующих вентилей (ТРВ) показана на рис. 6.13. Она похожа на схему рис. 6.10, но отделитель жидкости здесь не предназначен для создания напора, а потому не должен располагаться выше охлаждающих приборов. Отделитель жидкости предусмотрен лишь на случай возможного выброса жидкого хладагента из охлаждающих приборов и является защитным, т. е. элементом, обеспечивающим безопасность работы системы.

Так как циркуляция жидкости здесь отсутствует, то жидкий хладагент, попавший в отделитель, сливается в один из защитных горизонтальных ресиверов $ЗР1$ или $ЗР2$. Чтобы обеспечить стекание жидкости в защитный ресивер, отделитель жидкости должен устанавливаться выше ресиверов. Когда защитный ресивер (например, $ЗР1$) заполнится до 80 % своей вместимости, то жидкость из него выдавливается, как из дренажного ресивера, в распределительный коллектор $РК$. Так как при этом ресивер $ЗР1$ будет отсоединен от отделителя жидкости $ОЖ$, для осуществления непрерывной защиты к нему присоединяют второй защитный ресивер $ЗР2$. Поэтому пока из одного защитного ресивера удаляется жидкий хладагент, второй выполняет защитные функции.

Температура в охлаждаемых объектах регулируется прекращением подачи хладагента в охлаждающие приборы. Для этой цели перед каждым терморегулирующим вентилем поставлен соленоидный вентиль $СВ$, который закрывается при достижении заданной температуры $t_{цм}$ по сигналу реле температуры $РТ$, чувствительный элемент которого находится в охлаждаемом объекте. Соответственно должна изменяться холодопроизводительность компрессора.

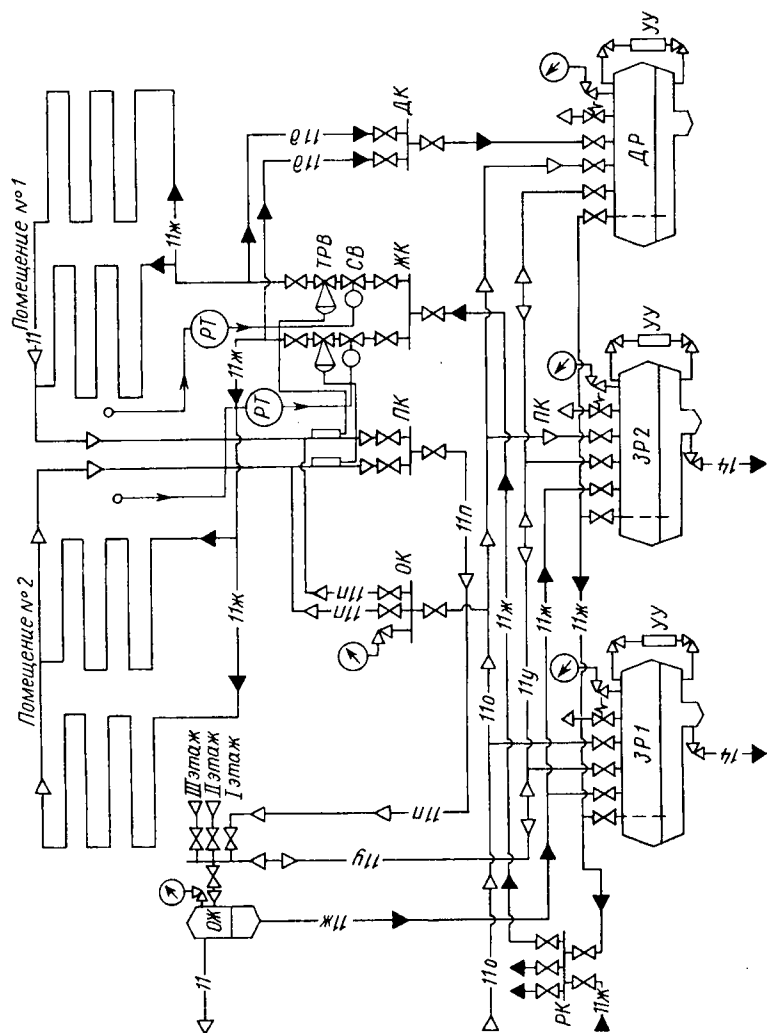


Рис. 6.13. Схема автоматизированного узла подачи хладагента под действием разности давлений конденсации и кипения

В последнее время получили распространение вертикальные ресиверы, которые соединяют в себе функции отделителя жидкости и собственно ресивера. Схема с вертикальными защитными ресиверами показана на рис. 6.14. Пар из испарительной системы по линии 1 поступает в один из ресиверов, например ЗР2,

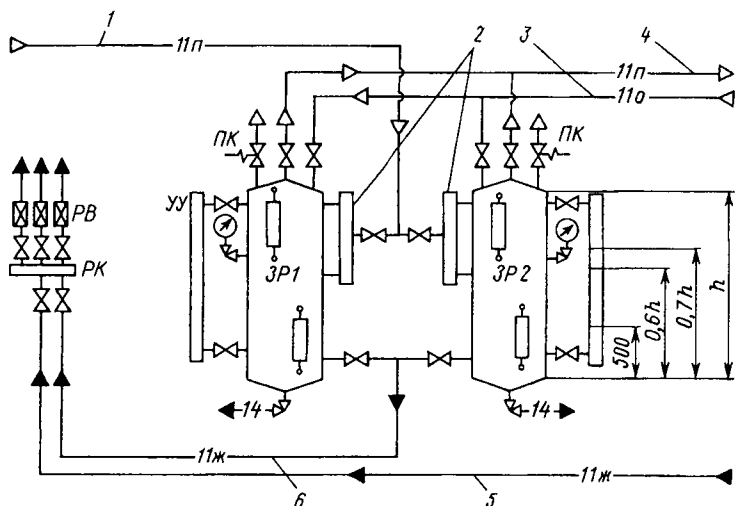


Рис. 6.14. Схема с вертикальными защитными ресиверами:

1 — трубопровод из испарительной системы; 2 — разделительная колонка; 3 — трубопровод оттаивания; 4 — всасывающий трубопровод; 5 — магистральный жидкостный трубопровод; 6 — трубопровод удаления жидкости

через разделительную колонку 2. Если пар несет с собой жидкость, она отделяется в ресивере, а сухой пар по трубопроводу 4 всасывается в компрессор. В это время накопившаяся в ресивере ЗР1 жидкость может выдавливаться в распределительный коллектор РК по линии 6 при закрытом вентиле на трубопроводе 5. Выдавливание осуществляется паром с нагнетательной стороны, подаваемым по трубопроводу 3. При заполнении ЗР до уровня 60 % высоты цилиндрической части ресивера h подается сигнал, по которому автоматически или вручную переключаются вентили и изменяются функции ресиверов. Если уровень в ресивере поднимается до отметки 70 % высоты h , то компрессор должен автоматически останавливаться. Выдавливание жидкости из ресивера прекращается при понижении уровня жидкости в ресивере до высоты примерно 0,5 м от низа цилиндрической части сосуда. Таким образом, при наличии двух ресиверов и здесь осуществляется непрерывная защита установки от гидравлического удара.

Защитные отделители жидкости и ресиверы обычно предусматривают в разветвленных системах, и их может не быть в малых установках с небольшим числом охлаждаемых объектов или

одноиспарительных системах. Отсутствие в схемах, работающих по первому способу подачи, циркуляции жидкости уменьшает эффективность работы охлаждающих приборов, особенно при верхней подаче. В крупных холодильных установках такое снижение эффективности нежелательно. В таком случае предпочтительнее системы с организацией циркуляции жидкости, т. е. с кратностью циркуляции $n > 1$.

Применение второго способа подачи, т. е. схемы с верхним расположением отделителя жидкости, позволяет создать циркуляцию в охлаждающих приборах. Однако наиболее перспективными оказываются только схемы, в которых отделитель жидкости обслуживает лишь два — четыре примерно одинаковых охлаждаемых объекта (испарителя), расположенных на одной высоте или вблизи от него. Главная задача отделителей жидкости в этом случае — «запустить» охлаждающий прибор (испаритель) и обеспечить в нем влажный процесс. При использовании змеевиковых батарей 3 (кипение хладагента внутри труб) регулятор уровня 5 поддерживает уровень в отделителе жидкости 4 (рис. 6.15). Обычно в отделителе жидкости поддерживается уровень на высоте $1/5$ цилиндрической его части, а этот уровень на 150–200 мм выше желаемого уровня жидкости в охлаждаемом приборе (испарителе).

Если применяют кожухотрубные испарители 7 (с кипением хлад-агента в межтрубном пространстве), то предпочитают поддерживать уровень в испарителе, а избыточная жидкость, выбро-

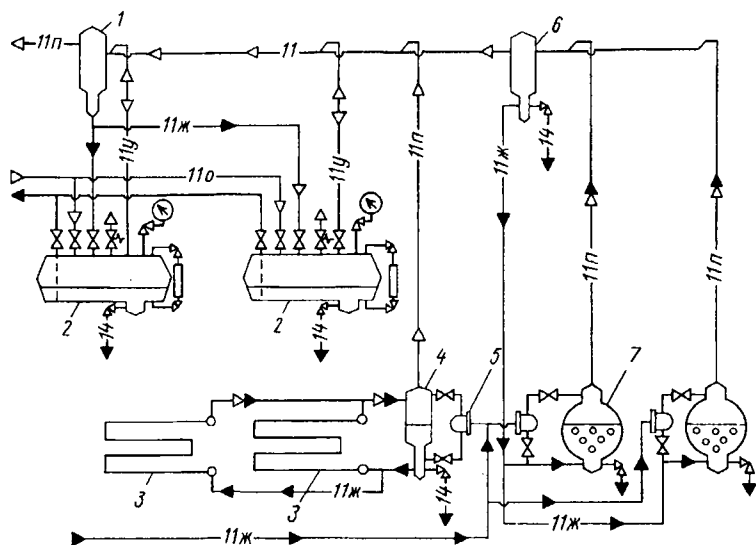


Рис. 6.15. Схема автоматизированного узла подачи хладагента под напором столба жидкости:

1, 4, 6 — отделители жидкости; 2 — защитный ресивер; 3 — змеевиковые батареи; 5 — регулятор уровня; 7 — кожухотрубный испаритель

шенная с паром, отделяется в отделителе жидкости 6 и вновь направляется в испаритель. В этом случае (особенно при большом удалении объектов 3 и 7 от машинного отделения) целесообразно включать защитный отделитель жидкости 1, в котором жидкость, идущая с паром, отделяется и сливается в защитные ресиверы 2. На этом рисунке, как и на рис. 6.13, показано удаление жидкости из защитного ресивера путем выдавливания паром, отбираемым с нагнетательной стороны. Обычно жидкость из защитного ресивера подается к распределительному коллектору или коллектору регулирующей станции, откуда она направляется к потребителям (охлаждаемым объектам). Недостатком такого способа удаления является то, что в период выдавливания (а он может длиться и несколько часов) потребность испарительной системы в хладагенте может быть минимальной.

На некоторых предприятиях для ускорения удаления жидкости из защитных ресиверов предусматривают дополнительный дренажный ресивер большого объема, в который и выдавливают жидкость из защитных и дренажных ресиверов. Из сборного дренажного ресивера жидкость перекачивают в испарительную систему.

Возможным вариантом удаления жидкости из защитного ресивера без его отключения от стороны низкого давления, а потому с использованием только одного защитного ресивера, является использование насоса. Схемы таких способов показаны на рис. 6.16.

На рис. 6.16, а жидкость из защитного ресивера 1 забирается центробежным насосом 2 и подается к коллектору 3 распределительной (или регулирующей) станции. После заполнения защитного ресивера 1 включают насос 2, открывают вентиль 2' и закрывают 1', через который шло питание жидкостью из линейного ресивера или конденсатора.

Более целесообразно удалять жидкость из защитного ресивера прямо в линейный ресивер 4 (рис. 6.16, б), в нем всегда должна быть свободная емкость для приема перекачиваемой жидкости, что позволит быстро освободить защитный ресивер. Производительность насоса должна быть 1–3 м³/ч для установки с холодопроизводительностью 1–5 МВт. Недостатком этого способа является необходимость преодолевать большую разность давлений, чтобы подать насосом 2 жидкость в ресивер 4, находящийся под давлением конденсации. Для этого применяют поршневые или шестеренчатые насосы. Последние предпочтительнее, поскольку они компактнее.

Безнасосные схемы относительно просты и достаточно надежны, особенно для малых и средних установок. На крупных установках с большим числом охлаждаемых объектов применение подобных схем требует большого количества автоматических регулирующих приборов, нуждающихся в обслуживании и ремонте. Поэтому для таких крупных установок в большинстве случаев оказываются более целесообразными насосные схемы. Насосные

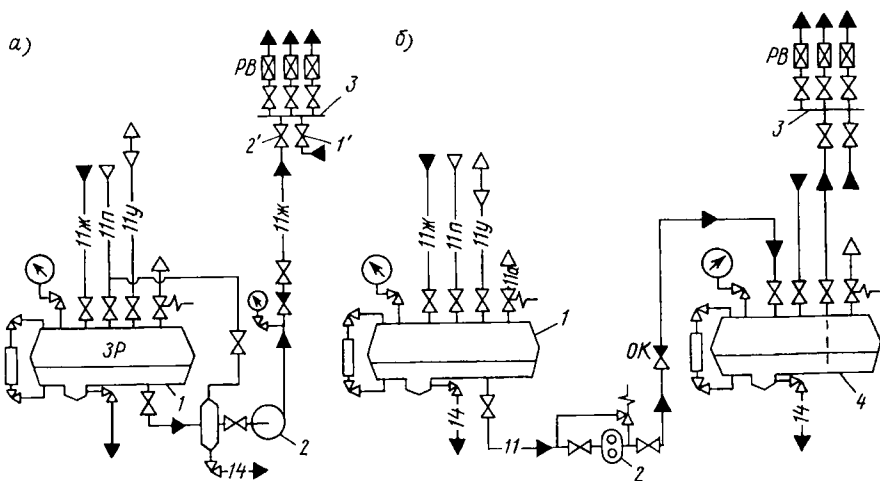


Рис. 6.16. Схемы удаления жидкости из дренажного ресивера: а — центробежным насосом; б — шестеренчатым насосом;

1 — защитный ресивер; 2 — насосы; 3 — коллектор; 4 — линейный ресивер

схемы бывают с нижней и верхней подачей жидкого хладагента в охлаждающие приборы. В любой из них могут быть использованы горизонтальные циркуляционные ресиверы с отделителями жидкости или вертикальные и наклонные, совмещающие в себе функции циркуляционного ресивера и отделителя жидкости.

На рис. 6.17 показана насосная схема с нижней подачей, в которой использован горизонтальный циркуляционный ресивер, а на рис. 6.18 — насосная схема с верхней подачей и вертикальным циркуляционным ресивером. Уровень жидкости в циркуляционном ресивере автоматически удерживается регулятором уровня низкого давления любого типа (например, реле уровня РУ и соленоидный клапан СВ); однако, если используют циркуляционный ресивер с отделителем жидкости 4 (рис. 6.17), то подачу жидкости через регулирующий клапан производят не в ресивер, а в отделитель жидкости (через клапан 5'). Это делается для того, чтобы облегчить удаление пара, образующегося при дросселировании, так как в циркуляционном ресивере он может создать подпор, препятствующий свободному стоку жидкости из отделителя в ресивер.

У циркуляционных ресиверов всех типов обычно предусматривают жидкостные стояки, позволяющие уменьшить рабочее заполнение ресивера и в то же время создать подпор перед насосом и тем самым предотвратить кавитацию в насосе. Стояки выполняют высотой 1,5 – 2,5 м из труб с внутренним диаметром 250 – 300 мм. Если кавитация все же возникает, то жидкость после насоса перепускают в ресивер, открывая для этого клапан 4'. При пуске системы насос следует включать в работу перед запуском компрессора.

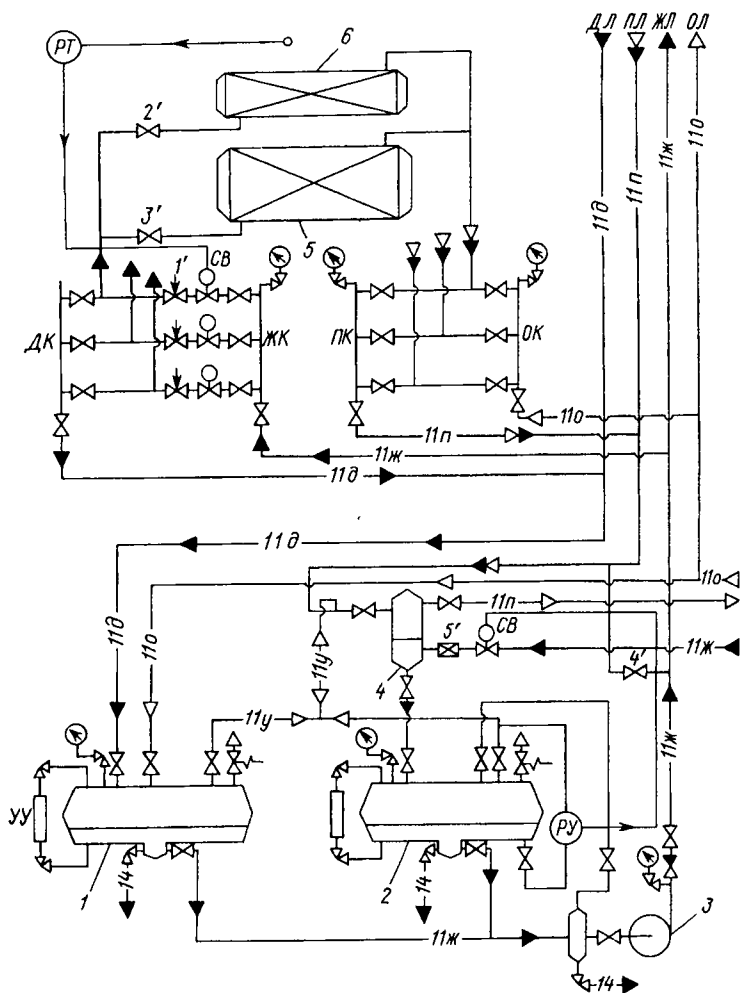


Рис. 6.17. Насосная схема с нижней подачей:

1 — дренажный ресивер; 2 — циркуляционный ресивер; 3 — насос; 4 — отделитель жидкости; 5 — пристенные батареи; 6 — потолочные батареи; 1'–5' — запорные вентили

В обеих схемах применена параллельная раздача жидкости по охлаждающим приборам непосредственно от насоса 3. На схемах показан узел этажных коллекторов, которые связаны с потолочными 6 и пристенными 5 охлаждающими батареями одного из помещений этажа. Основная трудность, которая встречается с параллельной раздачей жидкости, — это установление примерно одинаковой кратности циркуляции в каждом охлаждающем приборе, поскольку расчетные тепловые нагрузки охлаждаемых объек-

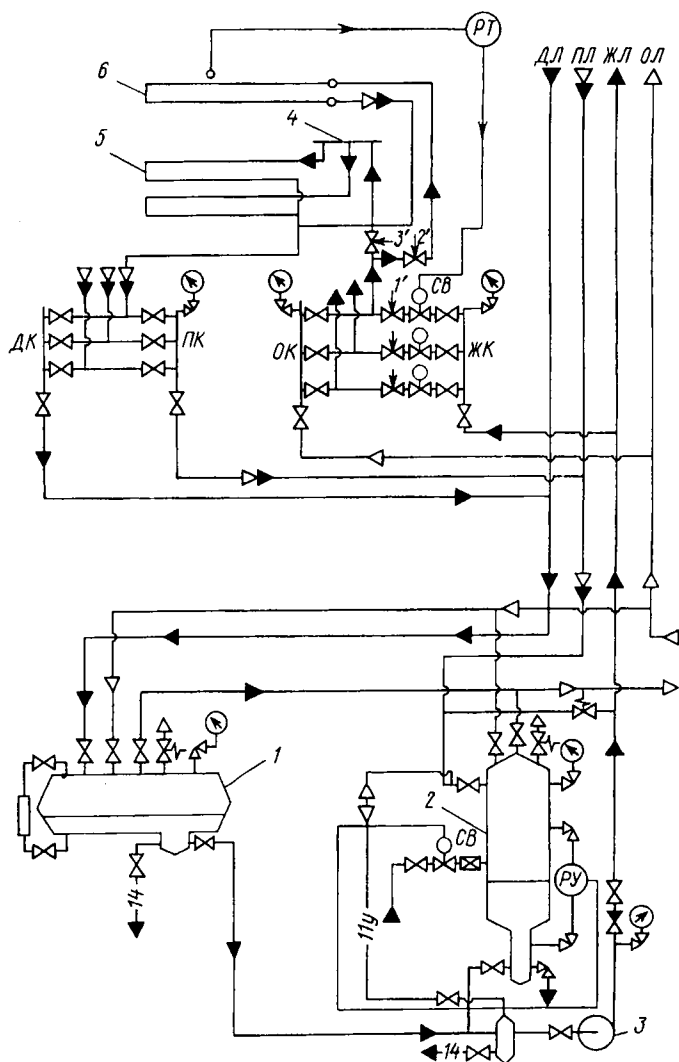


Рис. 6.18. Насосная схема с верхней подачей:

1 — дренажный ресивер; 2 — циркуляционный ресивер; 3 — насос; 4 — распределительный коллектор; 5 — пристенная батарея; 6 — потолочная батарея; 1' — 3' — вентили

тов, как правило, неодинаковы. Жидкий хладагент, забираемый насосом 3 из циркуляционного ресивера 2, подается в жидкостную линию ЖЛ и из нее раздается потребителям. Естественно, что в охлаждающие приборы, расположенные в первых этажах, или в пределах одного этажа, но ближе к насосу, жидкости подается больше, чем удаленным потребителям. Это требует или пер-

воначального регулирования системы, или применения приспособлений для установления необходимого количества жидкости, поступающего к отдельным потребителям. Для первоначального регулирования системы применяют вентили 1' на жидкостном коллекторе ЖК и вентили 2' и 3' перед батареями (лучше применять не запорные, а регулирующие вентили, поскольку конструкция запорных вентилей не приспособлена для необходимого здесь довольно тонкого изменения проходного сечения вентиля).

Для распределения жидкости по объектам иногда применяют диафрагмы, которые ставят также на коллекторе ЖК вместо регулирующих вентилей. Они должны создать на пути к потребителям сопротивление, обеспечивающее подачу в охлаждающие приборы требуемого количества жидкости.

В насосных схемах в охлаждающие приборы поступает жидкость при давлении кипения. Количество испаряющейся жидкости в охлаждающих приборах $G_a = Q_{ог}/r$, где r — теплота парообразования при данной температуре кипения. В охлаждающие приборы должна подаваться жидкость в количестве $G'_a = nG_a$. Диаметр отверстия диафрагмы d_d можно найти из соотношения

$$G'_a = \pi d_d^2 \mu \sqrt{2\Delta p \rho} / 4, \quad (6.1)$$

где μ — коэффициент расхода, $\mu = 0,62 \div 0,65$; ρ — плотность жидкого хладагента перед диафрагмой; Δp — разность давлений, которая должна быть потеряна в диафрагме (разность давлений перед диафрагмой и за ней) ее желательно иметь около 0,1 МПа.

При этом давление должно быть достаточным для преодоления сопротивления участка от диафрагмы до начала самотечного движения.

В многоэтажных холодильниках потеря напора на каждом этаже составляет 40–60 кПа, причем основная доля этой величины теряется в запорной арматуре; падение давления в батареях обычно 5–15 кПа. Диаметр отверстия диафрагм по расчету часто получается 4–5 мм, и при таких малых размерах они могут легко засоряться. Для увеличения диаметра диафрагмы можно ставить двойные диафрагмы. Диафрагмы можно устанавливать между фланцами или вваривать непосредственно в трубу.

В схемах с верхней подачей недостаточно устранить неравномерность распределения жидкости по охлаждаемым объектам. В каждом объекте могут быть охлаждающие приборы, составленные из нескольких параллельных секций, в частности потолочные коллекторные батареи, многосекционные воздухоохладители или иные технологические аппараты. При одинаковой тепловой нагрузке на каждую секцию в таких аппаратах следует обеспечить равномерное распределение жидкости по каждой из параллельных секций. Чаще всего на пути в секцию предусматривают одинаковые большие падения давления (примерно 40–50 кПа), главным образом в диафрагмах (в малых установках в капиллярных трубках).

Иногда используют и иные приспособления. Так, в схемах, разработанных институтом Гипрохолод, жидкость по секциям охлаждающих приборов распределяется при помощи горизонтальных распределительных коллекторов у потолочной и пристенной батарей. В коллектор вварены патрубки по числу параллельных секций в аппарате, каждый такой патрубок имеет треугольные вырезы. Так как коллектор установлен строго горизонтально, то при поступлении в него жидкости по трубе уровень жидкости в коллекторе будет повышаться постепенно и жидкость в каждый патрубок будет поступать через маленькие треугольные щели, одинаковые для каждой секции, а не проваливаться сразу в одну из ближайших труб, как могло быть, если бы патрубки имели горизонтальный обрез (как у подающей трубы).

При повышении уровня жидкости в коллекторе площадь заполнения вырезов в каждом патрубке будет увеличиваться одинаково, и, следовательно, в каждый патрубок направится равное количество жидкости. После коллектора с вырезанными патрубками происходит разрыв непрерывности потока, и дальнейшее движение жидкости осуществляется самотеком, а образующийся пар отсасывается компрессором.

Промышленные холодильные установки часто поддерживают несколько различных температур кипения. При работе холодильной установки на несколько температур кипения узлы испарительных систем выполняют обычно независимыми друг от друга. Относительно низкую температуру кипения (ниже -25°C) обычно получают с помощью двухступенчатого агрегата, состоящего из двух одноступенчатых компрессоров и индивидуального промсосуда (см. рис. 6.5). Однако в последние годы получили распространение так называемые компаундные схемы, в которых циркуляционные ресиверы, работающие при более высоких давлениях кипения, используют одновременно и как промежуточные сосуды для ступеней, работающих при более низких давлениях. Учитывая многообразие выполняемых функций, этот ресивер обычно называют компаундным.

Термодинамически компаундная схема эквивалентна схеме многоступенчатого сжатия с полным промежуточным охлаждением, промежуточным сосудом без змеевика и промежуточными температурами, совпадающими с температурами кипения, которые поддерживаются в охлаждаемых объектах.

Применение компаундных схем позволяет отказаться от промежуточных сосудов, создающих определенную опасность гидравлического удара для компрессора ступени высокого давления, а также использовать компрессоры одноступенчатого сжатия, что упрощает систему автоматического управления и делает ее более надежной.

На рис. 6.19 показана схема компаундной холодильной установки двухступенчатого сжатия с двукратным дросселированием хладагента, поддерживающей три температуры кипения, и с од-

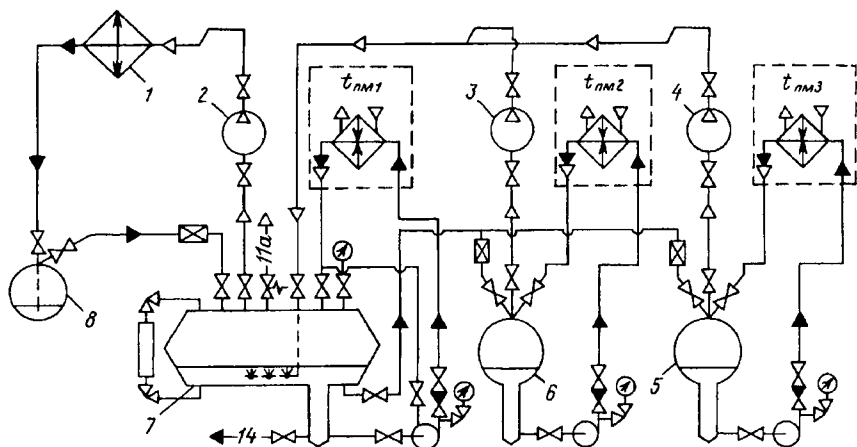


Рис. 6.19. Схема компаундной холодильной установки с одним промежуточным давлением:

1 — конденсатор; 2 — компрессор ступени высокого давления; 3, 4 — компрессоры ступени низкого давления; 5, 6 — циркуляционные ресиверы; 7 — компаундный ресивер; 8 — линейный ресивер

ной промежуточной температурой. Компрессорные агрегаты 3 и 4, поддерживающие соответственно температуры t_{02} и t_{03} , всасывают пар соответственно из циркуляционных ресиверов 6 и 5 и нагнетают в компаундный ресивер 7 для охлаждения. Компрессорный агрегат 2 ступени высокого давления всасывает пар из компаундного ресивера 7, поддерживая температуру t_{01} , и нагнетает в конденсатор 1, в котором пар конденсируется. Образовавшийся конденсат стекает в линейный ресивер 8. Жидкий хладагент из линейного ресивера, дросселируясь в регулирующем вентиле до давления p_{01} , поступает в компаундный ресивер 7. Затем, дросселируясь второй раз в регулирующих вентилях, поступает в циркуляционные ресиверы 6 с давлением p_{02} и 5 с давлением p_{03} .

В охлаждаемые объекты с температурами t_{pm1} , t_{pm2} и t_{pm3} жидкий хладагент из компаундного 7 и циркуляционных 6 и 5 ресиверов подается центробежными насосами, а образовавшийся в охлаждающих приборах пар и неиспарившаяся жидкость возвращается в компаундный и циркуляционные ресиверы, в которых фазы разделяются.

Достоинствами этой компаундной холодильной установки являются уменьшение числа аппаратов (промсосудов), сокращение длины трубопроводов, количества арматуры, приборов автоматики.

В составе компаундной холодильной установки могут отсутствовать линейный и дренажный ресиверы, а процессы сжатия и дросселирования могут осуществляться с меньшими термодинамическими потерями.

Так, на рис. 6.20 представлена схема компаундной холодильной установки трехступенчатого сжатия с трехкратным дросселированием хладагента. Здесь отсутствует линейный ресивер. Его функции выполняют компаундный ресивер 7, в котором создается запас хладагента и компенсируется неравномерность подачи хладагента в охлаждающие приборы потребителей холода, и ре-

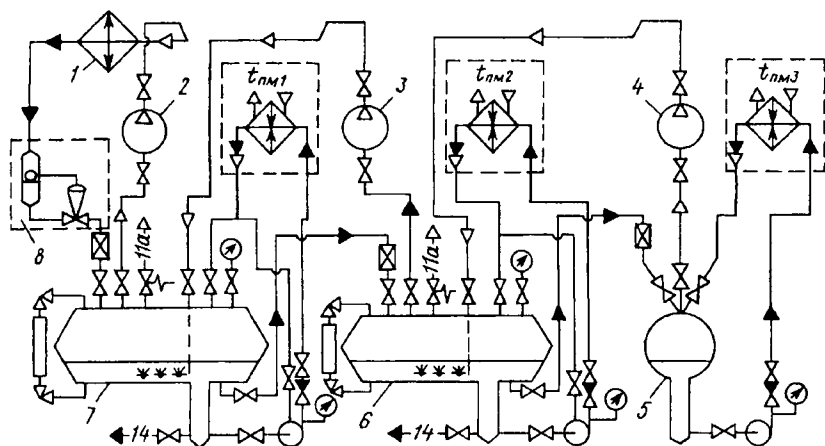


Рис. 6.20. Схема компаундной холодильной установки с двумя промежуточными давлениями:

1 — конденсатор; 2 — компрессор ступени высокого давления; 3, 4 — компрессоры ступени низкого давления; 5 — циркуляционный ресивер; 6, 7 — компаундные ресиверы; 8 — регулятор уровня высокого давления

гулятор уровня высокого давления 8, препятствующий перетеканию пара со стороны высокого давления на сторону низкого давления. Компрессорный агрегат 4 ступени низкого давления, поддерживающий температуру t_{03} , всасывает пар из циркуляционного ресивера 5 и нагнетает в компаундный ресивер 6. Компрессорный агрегат 3 ступени низкого давления, поддерживающий температуру t_{02} , всасывает пар из компаундного ресивера 6 и нагнетает в компаундный ресивер 7. Компрессорный агрегат ступени высокого давления 2, поддерживающий температуру t_{01} , всасывает пар из компаундного ресивера 7 и нагнетает в конденсатор 1, в котором пар конденсируется. Жидкий хладагент перепускается регулятором уровня высокого давления 8, дросселируется в регулирующем вентиле и поступает в компаундный ресивер 7, а затем последовательно дросселируется в регулирующих вентилях, поступая в компаундный 6 и циркуляционный 5 ресиверы.

В охлаждаемые объекты с температурами $t_{пм1}$, $t_{пм2}$ и $t_{пм3}$ жидкий хладагент из компаундных 7 и 6 и циркуляционного 5 ресиверов подается насосами, а образовавшийся в охлаждающих приборах пар и неиспарившаяся жидкость возвращаются в ресиверы и разделяются.

Как следует из изложенного, компаундные холодильные установки имеют определенные достоинства по сравнению с традиционными многоступенчатыми схемами. Но не все потенциальные возможности могут быть реализованы. Так, последовательное многократное дросселирование хладагента с промежуточным отбором пара, казалось бы, должно дать определенный эффект, но при реализации возникают сложности практического характера. Разность давлений между ближайшими изобарами может составлять не большое значение, которое не обеспечит требуемую подачу жидкого хладагента, работу соленоидного вентиля на линии подачи жидкого хладагента и эффективную работу компрессора. Отсутствие в составе установки линейного и дренажного ресиверов не исключает того, что их функции должен выполнять другой аппарат и его вместимость увеличивается в расчете на совмещение функций. Промежуточные температуры, совпадающие с температурами кипения, не всегда являются оптимальными, обеспечивающими минимальный расход ресурса при многоступенчатом сжатии.

Вопрос о выборе компаундной или традиционной двухступенчатой схемы может быть решен в каждом конкретном случае на основании сравнительных технико-экономических расчетов.

§ 6.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРА ТРУБОПРОВОДОВ И НЕОБХОДИМОЙ ВМЕСТИМОСТИ РЕСИВЕРОВ

При проектировании трубопроводов приходится определять их размеры, т. е. длину, диаметр и толщину стенки трубы. Длину трубопровода находят по чертежу или по месту его установки, в зависимости от взаимного расположения элементов установки и от условий монтажа.

При подборе трубопровода или при расчете короткого трубопровода, когда можно пренебречь падением в нем давления, внутренний диаметр трубы $d_{вн}$ для хладагента или других веществ может быть определен по оптимальной скорости движения w этой среды по трубе исходя из уравнения неразрывности потока, по которому максимальный объемный расход вещества, протекающего по трубе, $V = \pi d_{вн}^2 w / 4$, откуда

$$d_{вн} = \sqrt{4 V / (\pi w)}.$$

В практике проектирования трубопроводов холодильных установок обычно принимают значения скорости для различных веществ, приведенные в табл. 6.1. Более высокие значения скорости из указанных в таблице принимают для труб большего диаметра, причем для труб диаметром свыше 100 мм можно взять и повышенные на 25 – 30 % значения скорости. Низкие значения скорости жидких хладагентов и водоаммиачного раствора на стороне всасывания позволяют предупредить возможное парообра-

Т а б л и ц а 6.1. Скорость движения жидких и газообразных веществ в трубопроводах

Вещество	Скорость, м/с	
	на стороне всасывания	на стороне нагнетания
Парообразные аммиак и пропан	10–25	15–30
Хладоны (фреоны)	8–15	10–18
Парообразный диоксид углерода	5–6	5–6
Жидкие хладагенты	0,15–0,50	0,50–1,25
Водоаммиачный раствор	0,15–0,25	0,70–1,25
Жидкие хладоносители и вода	0,50–1,00	0,80–1,30
Жидкие хладагенты при самотечном движении	0,15–0,50	0,15–0,50

зование в трубопроводе, вызванное падением давления из-за сопротивлений движению. Чем больше переохлаждена жидкость, тем больше может быть выбрана скорость в трубе.

Полученный расчетом внутренний диаметр трубы округляют до ближайшего стандартного размера.

Расчет диаметра трубопровода уточняют по численному значению падения давления в трубопроводе из условия, чтобы оно не превышало допустимого. Последнее в определенных условиях является оптимальным, поскольку превышение допустимого падения давления вызывает излишний расход энергии, в то время как заниженное падение давления, достигаемое увеличением диаметра трубы или уменьшением скорости движения, приводит к излишнему расходу металла.

Падение давления в трубопроводе Δp при движении в нем какой-либо среды складывается из потерь на трение по длине трубы, а также из потерь давления на преодоление местных сопротивлений, т. е.

$$\Delta p = \Delta p_l + \Delta p_{mc}. \quad (6.2)$$

Падение давления, обусловленное трением в трубах,

$$\Delta p_l = \frac{\lambda_{тр} l w^2 \rho}{2d_{вн}}, \quad (6.3)$$

где $\lambda_{тр}$ — коэффициент трения по длине трубы; l — длина трубопровода, м; ρ — плотность вещества, кг/м³.

Коэффициент трения $\lambda_{тр}$ зависит от числа Рейнольдса и степени шероховатости внутренней поверхности трубы. Для гладких труб при турбулентном движении жидкости применяют формулу Блазиуса

$$\lambda_{тр} = 0,3164 Re^{-0,25}.$$

Расчет по формуле Блазиуса и аналогичным формулам, в которых коэффициент $\lambda_{тр}$ сам зависит от диаметра трубы $d_{вн}$, все-

гда приводит к необходимости определять диаметр трубы методом последовательного приближения. Однако для многих практических задач можно пользоваться следующими приближенными значениями коэффициента трения $\lambda_{\text{тр}}$:

для сухого насыщенного и перегретого пара — 0,025;
 для влажного пара и жидких хладагентов — 0,030–0,035;
 для воды и водных растворов солей — 0,04;
 для жидкого R12 в смеси с 8–12 % масла — 0,085.

Падение давления на преодоление местных сопротивлений

$$\Delta p_{\text{м.с}} = \sum \xi \rho w^2 / 2, \quad (6.4)$$

где ξ — коэффициент местного сопротивления.

Применяют и другой метод учета этих потерь, в котором потери давления на местные сопротивления приводят к виду потерь на трение по длине трубы. Можно представить себе, что при одинаковом динамическом давлении ($\rho w^2 / 2$) потеря давления на некоторое местное сопротивление, характеризующее коэффициентом ξ , будет заменена равной потерей давления, но на трение в прямом участке трубы с длиной l_3 . Длину такого участка трубы называют эквивалентной длиной. Так как

$$\xi \rho w^2 / 2 = \lambda_{\text{тр}} l_3 \rho w^2 / (2 d_{\text{вн}}), \quad (6.5)$$

то $\xi = l_3 \lambda_{\text{тр}} / d_{\text{вн}}$, а эквивалентная длина

$$l_3 = \frac{\xi d_{\text{вн}}}{\lambda_{\text{тр}}}.$$

Оба метода, конечно, равноценны. Их применение зависит только от того, какими данными можно располагать для расчета.

При пользовании данными по эквивалентным длинам местных сопротивлений общее падение давления в трубопроводе может вычисляться только по выражению (6.3), если в него вместо величины l подставить сумму геометрической длины рассчитываемого участка трубопровода и эквивалентных длин всех местных сопротивлений на этом участке, т. е.

$$\Delta p = \frac{\left(l + \sum l_3 \right) \lambda_{\text{тр}} w^2 \rho}{2 d_{\text{вн}}}. \quad (6.6)$$

Так как эквивалентная длина прямо пропорциональна диаметру трубы, то выражение для l_3 можно представить в виде $l_3 = A d_{\text{вн}}$.

В прил. 14 приведены значения коэффициента A для некоторых видов запорной арматуры и фасонных частей трубопроводов, позволяющие находить соответствующие им эквивалентные дли-

ны. Для внезапных расширений и сужений значение эквивалентной длины определяют по меньшему диаметру. Следует обратить внимание на очень большую разницу в сопротивлениях, оказываемых потоку жидкости вентилем и задвижкой, а также на значительное увеличение сопротивления запорной арматуры при неполном открытии.

Потери давления, принимаемые в качестве допустимых при расчете трубопроводов для хладагентов и хладоносителей, зависят от назначения трубопровода.

Во всасывающем трубопроводе между испарителем и компрессором допускается падение давления, которому соответствует понижение температуры насыщения пара до 1К для аммиачных и пропановых установок (приводящее к уменьшению холодопроизводительности примерно на 4 %) и до 2К для хладоновых установок.

Задание оптимального падения давления соответственным понижением температуры насыщения пара позволяет сохранить эту норму для широкого интервала изменений условий работы холодильной установки, так как энергетические затраты на производство холода можно считать (с некоторым приближением) находящимися в линейной зависимости от температуры кипения. Допустимая норма в единицах давления зависит, следовательно, и от температуры кипения, и от хладагента. В качестве примера в табл. 6.2 приведены значения падения давления во всасывающем трубопроводе для аммиака, пропана и R12 при предельно допустимом понижении температуры насыщения пара.

Т а б л и ц а 6.2. Допустимое падение давления (кПа)
во всасывающем трубопроводе

Хладагент	Температура кипения, °С		
	-33	-28	-15
Аммиак и пропан	5,2	6,3	10,0
R12	7,8	9,2	13,6

При значительном удалении потребителей холода системы непосредственного охлаждения от компрессоров (или абсорберов абсорбционных холодильных машин), как это встречается, например, на химических заводах, суммарное падение давления в магистральных трубопроводах между технологическим и холодильным цехами, а также в аппаратах технологического цеха не должно превышать 14,7 кПа.

В нагнетательном трубопроводе между компрессором и конденсатором допускается падение давления, по абсолютному значению соответствующее изменению температуры насыщения пара до 0,5 К (что увеличивает расход энергии примерно на 1 %) для аммиачных и пропановых установок и до 1К для хладоновых установок. В соответствии с этой нормой падение давления в на-

гнетательном трубопроводе при температуре конденсации 25 °С и допущенном повышении температуры насыщения пара окажется для аммиака до 15,7 кПа, для R12 до 17,6 кПа.

Для расчета диаметра жидкостного трубопровода норма может быть задана только в единицах давления. Обычно принимают следующие значения допускаемого падения давления для любых холодильных агентов: на участке между конденсатором и линейным ресивером — 1,2 кПа; на участке между ресивером и регулирующей станцией — 24,5 кПа; между регулирующим вентилем и испарителем падение давления не нормируется, поскольку на этом участке давление и так должно упасть до давления кипения и большей частью бывает безразлично, где произойдет это падение — полностью в вентиле или частично и в трубопроводе. Диаметр этого трубопровода чаще всего принимают таким же, какой определен для хладагента на участке до регулирующего вентиля.

Для жидких хладоносителей считаются допустимыми следующие значения падения давления в трубопроводах: в пределах машинного отделения — не более 150 кПа; в технологических цехах (у потребителей) — не более 100 кПа; в межцеховых коммуникациях при их значительной протяженности — не более 100 кПа. В этих данных не учитывается статический напор, возникающий в разомкнутых (открытых) системах.

Диаметр трубопровода лучше определять, найдя сначала диаметр по принимаемому значению скорости, а затем скорректировать этот размер, добиваясь того, чтобы действительное падение давления в трубопроводе не превышало допустимой нормы. Толщина стенки трубы может или рассчитываться как для сосудов, работающих под давлением, или выбираться по данным ГОСТа для соответствующего условного давления.

В современных насосных схемах пар и избыточная жидкость движутся по обратной магистрали ПЛ совместно, что упрощает прокладку труб. Однако движение двухфазной среды вызывает существенное увеличение гидравлического сопротивления этой магистрали по сравнению с сопротивлением, вычисленным для движения однофазного вещества. Это связано, во-первых, с тем, что часть сечения трубы занята протекающей жидкостью, а потому скорость движения пара оказывается больше, чем в трубе того же диаметра, по которой движется только один пар, и, во-вторых, с наличием трения между паром и жидкостью на поверхности раздела фаз, поскольку скорости движения жидкости и пара, как правило, неодинаковы.

Локкарт и Мартинелли показали, что относительное превышение падения давления в трубе при движении двухфазной смеси $\Delta p_{\text{см}}$ над падением давления в той же трубе при движении по ней пара $\Delta p_{\text{п}}$ является функцией некоторой величины X , зависящей от характера течения фаз, массового расхода G (кг/с) отдельных фаз, а также теплофизических характеристик, в частности,

удельного объема v и вязкости μ жидкости и пара в состоянии насыщения. Поэтому $\Delta p_{\text{см}}/\Delta p_{\text{п}} = f(X)$. Саму величину X находят для турбулентного течения обеих фаз, т. е. при $Re > 2000$ (за определяющий размер принимают внутренний диаметр трубы), из выражения

$$X = (G_{\text{ж}}/G_{\text{п}})^{0,9} (v_{\text{ж}}/v_{\text{п}})^{0,5} (\mu_{\text{ж}}/\mu_{\text{п}})^{0,1}.$$

Здесь индексы «ж» и «п» указывают на вид фазы. Для сливной (обратной) линии насосных схем отношение $G_{\text{ж}}/G_{\text{п}}$ может быть преобразовано введением в него кратности циркуляции n с учетом того, что $G_{\text{п}} = G_{\text{а}}$, а $G_{\text{ж}} = G'_{\text{а}} - G_{\text{а}} = n G_{\text{п}} - G_{\text{п}} = G_{\text{п}}(n - 1)$. Тогда $G_{\text{ж}}/G_{\text{п}} = n - 1$. Поэтому для турбулентного течения

$$X = (n - 1)^{0,9} (v_{\text{ж}}/v_{\text{п}})^{0,5} (\mu_{\text{ж}}/\mu_{\text{п}})^{0,1}.$$

Значения $\Delta p_{\text{см}}/\Delta p_{\text{п}}$ при различных значениях X :

$X \dots \dots \dots 0,01 \quad 0,02 \quad 0,04 \quad 0,07 \quad 0,10 \quad 0,20 \quad 0,40 \quad 0,70 \quad 1,00$

$\Delta p_{\text{см}}/\Delta p_{\text{п}} \dots \dots \dots 1,54 \quad 1,88 \quad 2,38 \quad 2,92 \quad 3,42 \quad 4,98 \quad 8,01 \quad 12,48 \quad 17,62$

Приближенная формула для определения диаметра трубы $d_{\text{см}}$, по которой движется двухфазная смесь, получена К. Гутковским из выражения (6.6) с учетом формулы Блазиуса:

$$d_{\text{см}} = d_{\text{п}} (\Delta p_{\text{см}}/\Delta p_{\text{п}})^{0,21}, \quad (6.7)$$

где $d_{\text{п}}$ — диаметр трубы, определенный по выражению (6.6) в предположении, что по трубе протекает только пар в количестве $G_{\text{п}}$.

Первоначально в насосных схемах при оттаивании жидкость и масло из батарей удаляли в циркуляционный ресивер, причем в схемах с верхней подачей специальной дренажной линии (ДЛ) не предусматривали. Однако выпускать масло из циркуляционного ресивера оказалось затруднительным, так как уровень жидкости в нем колеблется и отстаивания масла не происходит. Кроме того, при низких температурах масло в ресивере густеет, в связи с чем для выпуска масла приходится выключать из работы циркуляционный ресивер и даже подогревать его. По этой причине в отечественных схемах специально для оттаивания и продувки батарей предусматривают дренажный ресивер 1 (см. рис. 6.17 и рис. 6.18), дренажный коллектор ДК и дренажную линию ДЛ. После оттаивания и выпуска масла из дренажного ресивера жидкий хладагент можно перекачать насосом 3 в циркуляционный ресивер (используя трубу с вентилем 4'). К дренажному ресиверу для подогрева аммиачно-масляной смеси подводится линия пара высокого давления.

Естественно, возникает вопрос, какую из насосных схем следует предпочесть: с нижней подачей или с верхней. Опытные данные показывают, что при использовании змеевиковых охлаждаю-

щих приборов из горизонтальных труб среднее заполнение труб жидкостью в батареях обеих схем практически одинаково (при кратности n от 6 до 20 среднее заполнение труб жидким хладагентом от 20 до 40 %), при этом наблюдается расслоенное движение двухфазного потока. В батареях с верхней подачей жидкость последовательно сливается из верхней трубы в нижележащую (рис. 6.21, а).

В батареях с нижней подачей движение жидкости пульсирующее. Сначала на поверхности наблюдается образование небольших волн, и пар свободно проходит в верхние трубы через отводы (калачи). Постепенно жидкость подгоняется паром к отводам, накапливается возле них и, наконец, затапливает выход пара. Так как парообразование продолжается, то давление пара, запертого в трубе, повышается настолько, что пар начинает перебрасывать жидкость в вышерасположенную трубу; на короткое время характер двух-

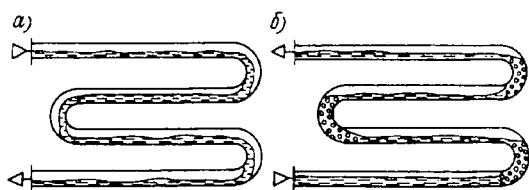


Рис. 6.21. Движение хладагента в охлаждающих приборах: а — при верхней подаче; б — при нижней подаче

фазного потока возле отводов становится пробочным (рис. 6.21, б). Затем цикл повторяется. Из-за пульсации потока гидравлическое сопротивление батарей с нижней подачей в три-четыре раза выше, чем с верхней подачей. Поскольку и характер потока, и среднее заполнение батарей при обоих способах подачи близки, то не может быть существенной разницы в эффективности теплообмена. По опытным данным, коэффициент теплопередачи у батарей с нижней подачей примерно на 5 % больше, чем у батарей с верхней подачей, из-за лучшего смачивания внутренней поверхности труб. Заполнение труб в коллекторных батареях с вертикальными или горизонтальными трубами значительно больше: в среднем оно составляет около 70 %.

Важным достоинством систем с верхней подачей является их малая тепловая инерционность при регулировании температуры объектов, так как при выключении батареи из работы весь жидкий хладагент должен сливаться из батарей в циркуляционный ресивер. Считается также, что при верхней подаче масло и загрязнения смываются потоком жидкого хладагента. Однако, чтобы реализовать эти достоинства, трубы батарей следует монтировать с небольшим наклоном (1,0–1,5 %) в сторону движения жидкости. Несоблюдение этого требования приводит к тому, что при прекращении подачи хладагента в батарею жидкость и масло из нее не стекают и остаются в значительной части объема. Наблюдения, проведенные СПбГАХИТ, показывают, что при низких тем-

пературах кипения масло не полностью смывается, образуя значительный слой на внутренней поверхности труб. В системах с верхней подачей должен твердо соблюдаться постоянный наклон паровой (фактически сливной) линии от батареи к циркуляционному ресиверу, поскольку эта линия самотечна. Несмотря на некоторые трудности выполнения схем с верхней подачей, наметилась тенденция к их преимущественному применению.

Существенным фактором, характеризующим работу схем, является их защита от гидравлического удара не только при стационарном режиме работы, но и при пуске системы и при остановке насоса. Так, в системах с верхней подачей при прекращении циркуляции весь хладагент из охлаждающих приборов и сливных трубопроводов должен стекать в циркуляционный ресивер. Если его вместимость недостаточна, то могут быть переполнены и ресивер, и отделитель жидкости, что при работающем компрессоре или при пуске компрессора вызовет гидравлический удар. Несколько меньше эта опасность в системе с нижней подачей, поскольку при остановке насоса неиспарившаяся жидкость должна оставаться в охлаждающих приборах. Однако, если компрессоры будут продолжать работать, то может произойти выбрасывание жидкости из батарей, которое может вызвать переполнение циркуляционного ресивера. При недостаточной вместимости ресивера создаются трудности для сбора жидкости из охлаждающих приборов во время их ремонта и могут возникнуть опасные ситуации. Ниже рассмотрен метод определения необходимой вместимости ресиверов различного назначения.

По методике ВНИХИ вместимость ресивера V_p в общем виде может быть выражена так:

$$V_p = V_{p. o} + V_{п. ж} + V_{п. п},$$

где $V_{p. o}$ — вместимость рабочего или остаточного заполнения ресивера жидким хладагентом; $V_{п. ж}$ — вместимость, необходимая для приема жидкого хладагента, который может сливаться из испарительной системы и всасывающего трубопровода; $V_{п. п}$ — вместимость парового пространства ресивера.

С целью упростить расчеты требуемую вместимость ресиверов выражают через вместимость охлаждающих приборов (которая известна при проектировании) и совокупность коэффициентов K_i , связывающих ее с $V_{p. o}$, $V_{п. ж}$ и $V_{п. п}$. Тогда вместимость ресивера любого вида может быть представлена зависимостью

$$V_p = (V_6 + V_{во}) \prod_{i=1}^6 K_i, \quad (6.8)$$

где V_6 , $V_{во}$ — вместимость труб соответственно батарей и воздухоохладителей данной температуры кипения; K_i — коэффициенты, учитывающие: K_1 — заполнение жидким хладагентом труб ох-

лаждающих приборов; K_2 — количество жидкого хладагента при нижней подаче выбрасываемого, а при верхней подаче стекающего из охлаждающих приборов; K_3 — вместимость коллекторов и трубопроводов, обычно $K_3 = 1,1$; K_4 — рабочее или остаточное заполнение ресивера; K_5 — допустимое заполнение ресивера жидким хладагентом; K_6 — запас, равный в зависимости от вида ресивера 1,20 – 1,76 (предельное значение K_6 относится к горизонтальному со стояком аппарату, совмещающему функцию отделителя жидкости).

Среднее заполнение охлаждающих приборов при нижней подаче должно составлять 70 % вместимости труб, т. е. $K_{1б} = K_{1во} = 0,7$, при верхней — 50 % вместимости батарей и 50 % вместимости воздухоохладителей, т. е. $K_{1б} = K_{1во} = 0,5$. Рекомендуется принимать при нижней подаче $K_2 = 0,3$, а при верхней $K_2 = 1$, поскольку при прекращении циркуляции жидкого хладагента (например, при остановке насоса) весь жидкий хладагент из охлаждающих приборов будет стекать в циркуляционный ресивер. Коэффициент, учитывающий рабочее или остаточное заполнение ресивера $K_4 = (V_{р.о} + V_{п.ж}) / V_{п.ж}$. Коэффициент (рис. 6.22), учитывающий допустимое заполнение ресиверов,

$$K_5 = \frac{V_{р.о} + V_{п.ж} + V_{п.п}}{V_{р.о} + V_{п.ж}}.$$

Правила техники безопасности разрешают заполнять аппараты, не совмещающие функцию отделителя жидкости жидким хладагентом не более чем на 80 % от вместимости, а аппараты, совмещающие функцию отделителя жидкости, — на 70 %. Тогда соответственно $K_5 = 1,25$ и $K_5 = 1,45$.

Поскольку защитные ресиверы применяют в безнасосных схемах, а в аммиачных установках в этом случае используют только нижнюю подачу, то вместимость горизонтального защитного ресивера при $K_{4г} = 1,05$

$$V_{з.р.г.} = 0,6(V_6 + V_{во}).$$

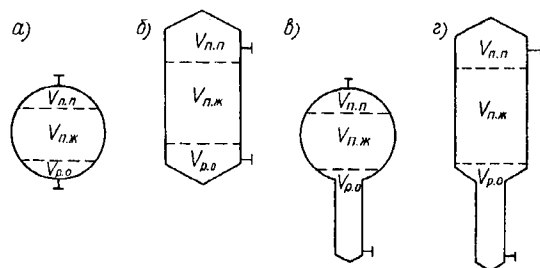


Рис. 6.22. Заполнение ресиверов жидким хладагентом: а — горизонтального без стояка; б — вертикального без стояка; в — горизонтального со стояком; г — вертикального со стояком

Для вертикального защитного ресивера полагают $K_{4в} = 1,2$; тогда

$$V_{зр.в} = 0,5(V_6 + V_{во}).$$

Для определения вместимости циркуляционных (компаундных) ресиверов $V_{цр}$ в формулу (6.8) вводят уточнение коэффициента K_3 тем, что отдельно рассчитывают количество жидкости, которая может быть в нагнетательном трубопроводе насоса $V_{нт}$ и во всасывающем (сливном) трубопроводе $V_{вт}$, причем принимают, что последний заполняется жидкостью на долю K_3 вместимости; объем жидкости в нагнетательном трубопроводе насоса учитывают на случай возможной неплотности обратного клапана, установленного на этом трубопроводе насоса. Тогда

$$V_{цр} = [V_{нт} + (V_6 K_{16} + V_{во} K_{1во}) K_2 + V_{вт} K_3 K_4 K_5 K_6]. \quad (6.9)$$

Выражение, находящееся в квадратных скобках, представляет собой вместимость $V_{п.ж}$, предназначенную для приема жидкости, которая сливается (при верхней подаче) или выбрасывается (при нижней подаче) в циркуляционный ресивер. Значения коэффициентов K_4 и K_5 зависят от типа ресивера. В горизонтальном циркуляционном ресивере рабочее заполнение принимается равным 20 % вместимости ресивера $V_{цр}$, следовательно, для приема жидкости из системы остается 60 % и для горизонтального аппарата коэффициент $K_{4г} = 1,3$. Тогда при нижней подаче

$$V_{цр.г.} = 2[V_{нт} + 0,21(V_6 + V_{во}) + 0,3V_{вт}]; \quad (6.9а)$$

при верхней подаче

$$V_{цр.г} = 2(V_{нт} + 0,5V_6 + 0,5V_{во} + 0,4V_{вт}). \quad (6.9б)$$

В вертикальном циркуляционном ресивере рабочее заполнение принимают равным 25 % вместимости аппарата. Следовательно, для приема жидкости из системы остается 45 % и коэффициент $K_{4в} = 1,55$. Тогда в формулах (6.9а) и (6.9б) коэффициент перед скобками будет равен 2,7.

Если циркуляционный ресивер имеет жидкостный стояк (рис. 6.22, в, г), то рабочее заполнение как горизонтального, так и вертикального циркуляционных ресиверов принимают равным 10 % (без учета вместимости стояка). В этом случае для слива жидкости в горизонтальном ресивере остается 70 % ($K_{4г} = 1,14$), а в вертикальном 60 % вместимости аппарата ($K_{4в} = 1,17$). Тогда в формулах (6.9а) и (6.9б) коэффициент перед скобками для горизонтального ресивера будет 1,7, а для вертикального — 2.

Для горизонтального циркуляционного (компаундного) ресивера со стояком, совмещающего функцию отделителя жидкости, коэффициент перед скобками в формулах (6.9а) и (6.6б) принимают равным 3.

Вместимость дренажного ресивера находят из условия, что он должен вмещать весь жидкий хладагент из самой большой (по вместимости охлаждающих приборов) камеры; при этом дренажный ресивер не должен заполняться более чем на 80 % от вместимости. Тогда для приема дренируемой жидкости объемом V_d требуемую вместимость дренажного ресивера находят по формуле

$$V_{др} = V_d K_2 K_5,$$

и, в частности, для горизонтального аппарата

$$V_{др.г} = 1,4 V_d,$$

вертикального аппарата

$$V_{др.в} = 1,6 V_d.$$

Линейные ресиверы рассчитывают на прием жидкости из всех m испарительных систем в количестве не более 30 % от суммарной V_{ci} вместимости труб охлаждающих приборов, батарей рас-солённых испарителей и холодильного технологического оборудования; при этом заполнение аппарата не должно превышать 80 % его вместимости. Тогда требуемая вместимость линейного ресивера

$$V_{лр} = \sum_{i=1}^m V_{ci} K_4 K_5$$

или

$$V_{лр} = 0,3 \sum_{i=1}^m V_{ci};$$

Ресиверы, совмещающие функцию отделителя жидкости, выбранные по значению вместимости, проверяют на выполнение ими защитной функции. Скорость движения пара в ресивере не должна превышать допустимое значение $w_{дп}$, которое для ресиверов: вертикальных $w_{дп.в} = w_{ос}$ и горизонтальных $w_{дп.г} = 2w_{ос} l_{пт}/d_p$ (рис. 6.23). Здесь $w_{ос}$ — предельно допустимая скорость осаждения капель R717, $w_{ос} = 0,5$ м/с; $l_{пт}$ — расстояние между осями патрубков А и В; d_p — внутренний диаметр ресивера.

Для поддержания эффективной работы охлаждающих приборов их теплопередающую поверхность необходимо регулярно очищать от инея (оттаивать). Процесс оттаивания охлаждающих приборов при непосредственном охлаждении включает три стадии: дренирование жидкости в дренажный ресивер, нагревание и плавление инея, удаление опавшего инея и воды, образовавшейся при таянии инея. Для нагревания и плавления инея используют го-

рячий пар хладагента, подаваемый с нагнетательной стороны. Этот метод не требует больших затрат времени на оттаивание как гладкотрубных, так и ребристых батарей, если не накапливается большой слой инея. Однако выполнение третьей стадии требует больших затрат времени, особенно при оттаивании батарей из ребристых труб и воздухоохладителей, поскольку плавить иней приходится почти до полного превращения его в воду, или больших затрат ручного труда, если подплавленный слой инея удаляется механически.

Так как пол охлаждаемого помещения и поддон воздухоохладителя имеют отрицательную температуру, то стекающая из труб вода замерзает на этих поверхностях и удалять с них образовавшийся лед оказывается весьма затруднительно. Упрощается удаление растаявшего инея выполнением обогреваемых поддонов и сливных труб. Но выполнить такие поддоны для батарей, особенно потолочных, сложно, так как батареи рассредоточены по поверхности ограждений, а поддоны под батареями могут нарушать циркуляцию воздуха.

Одним из достоинств воздушного охлаждения является возможность обогрева поддонов, так как воздухоохладители имеют сосредоточенную, компактную поверхность и имеют поддоны, не мешающие циркуляции воздуха. Наиболее дешевым средством обогрева воздухоохладителей и их поддонов оказывается пар с нагнетательной стороны, так как при этом не нужно дополнительно расходовать энергию. Схема подобного устройства показана на рис. 6.24. Здесь под батареей воздухоохладителя 1 расположен поддон 2, к дну которого приварен трубчатый змеевик 3, или же поддон выполняют из панельной батареи. Пар при оттаивании подается в змеевик, а также в батарею. Вода из поддона уходит через отверстие 6 по сливному трубопроводу 4 в канализацию. На всем пути в низкотемпературном помещении трубопровод 4 проходит внутри трубопровода большего диаметра 5, а в межтрубное пространство поступает горячий пар, выходящий из змеевика 3. Конденсат из батареи и обогреваемого поддона сливается в общую дренажную линию. Автоматизация оттаивания по этому способу несколько затрудняется из-за большого числа переключений.

Поэтому промышленное применение находят и другие методы оттаивания — главным образом нагревание поверхности воздухоохладителей электрическими нагревателями, орошение ее водой или незамерзающими водными растворами. Батареи, поддон и сливной водяной трубопровод могут обогреваться трубчатыми

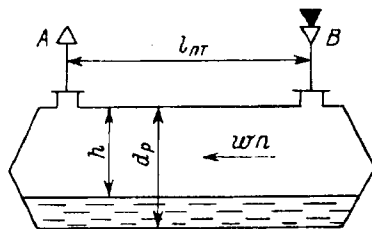


Рис. 6.23. Расчетная схема горизонтального ресивера

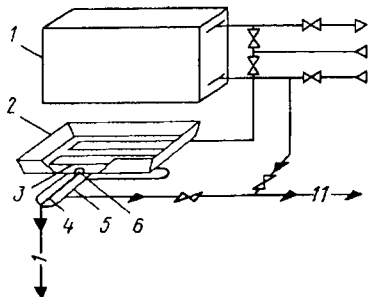


Рис. 6.24. Схема оттаивания воздухоохладителя:

1 — батареи воздухоохладителя; 2 — поддон;
3 — змеевик; 4 — сливной трубопровод; 5 —
трубопровод; 6 — сливное отверстие

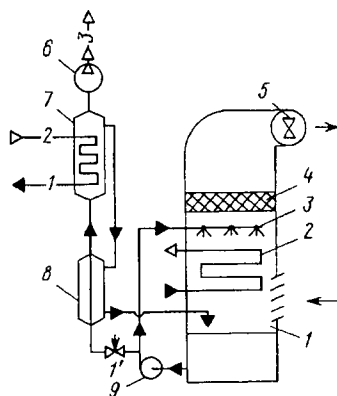


Рис. 6.25. Схема воздухоохладителя с постоянным орошением:

1 — воздухоохладитель; 2 — змеевик;
3 — форсунки; 4 — отбойный слой;
5 — вентилятор; 6 — вакуумный насос;
7 — выпариватель; 8 — теплообменник;
9 — насос; 1' — вентиль

электронагревателями (ГЭНами) и гибкими (ленточными) проволочными электронагревателями (ГЭНами). ГЭНы прикрепляют к нагреваемой поверхности на расстоянии 150–120 мм друг от друга. ГЭНы наматывают на трубы или прокладывают вдоль поверхности, прикрепляя к ней. Их чаще применяют для обогрева сливных труб. Примерная общая мощность нагревателей для батарей и поддона 0,15–0,25 кВт на 1 м²; для обогрева сливной трубы требуется 0,15–0,2 кВт на 1 м длины. Большой расход электроэнергии является существенным недостатком этого способа, однако к его несомненным достоинствам следует отнести сравнительно легкую автоматизацию процесса оттаивания. Перед оттаиванием хладагент должен быть дренирован из охлаждающих приборов.

Крупные воздухоохладители в ряде случаев оттаивают орошением их поверхности водой. Опыт показывает, что, если сливные трубопроводы имеют диаметр 80–100 мм, а длина этих труб, проходящих по низкотемпературным помещениям, невелика, оттаивание можно производить без обогрева поддона и сливных трубопроводов. Этот способ может совмещаться с обогревом воздухоохладителя горячим паром хладагента с нагнетательной стороны. Проще автоматизировать оттаивание, если хладагент не дренировать из охлаждающих приборов. Температура воды, орошающей трубы, не должна быть выше 35 °С, чтобы не происходило чрезмерного повышения давления хладагента в батареях и образования в низкотемпературном помещении тумана.

Для помещений с большими влаговыведениями целесообразны воздухоохладители с постоянным орошением, т. е. с непре-

рывным удалением инея (рис. 6.25). Охлаждающий змеевик 2 воздухоохладителя 1 постоянно орошается, например, водным раствором пропиленгликоля через форсунки 3, раствор к которым подается насосом 9. Циркуляция воздуха осуществляется вентилятором 5, перед которым поставлен отбойный слой 4, предотвращающий унос пропиленгликоля в помещение.

Для восстановления массовой доли пропиленгликоля в растворе, становящегося все более слабым, предусмотрено местное выпарное устройство. От напорной линии насоса постоянно отбирается некоторое количество раствора, которое определяют опытным путем и обеспечивают соответствующим открытием вентиля 1'. Через теплообменник 8 слабый раствор поступает в вакуумный выпариватель 7 (давление в котором понижено для того, чтобы выпаривание шло при более низких температурах). Вакуумный насос 6 выбрасывает наружу водяной пар из выпаривателя. Крепкий раствор охлаждается в теплообменнике, встречаясь с отбираемым после насоса холодным слабым раствором. При большом числе воздухоохладителей реконцентрация раствора может выполняться в центральной выпарной установке, размещенной, например, в машинном отделении. В бак выпарной установки сливается отбираемый слабый раствор, и из нее по общей магистрали подается крепкий раствор к поплавковым клапанам, имеющимся в поддоне каждого воздухоохладителя, что обеспечивает постоянство уровня в любом из них.

Воздухоохладители с постоянным орошением по сравнению с обычными имеют значительно более высокий (примерно в два раза) коэффициент теплопередачи из-за того, что их поверхность всегда свободна от инея, а в теплообмене с воздухом участвует и холодная жидкость, орошающая змеевик и как бы увеличивающая его теплопередающую поверхность.

Выше говорилось о необходимости разделять испарительные системы по температурам кипения в соответствии с температурами охлаждаемых объектов. Однако при большом разнообразии температур объектов придется предусматривать большое количество температур кипения (четыре — шесть), что увеличивает число установленных компрессоров и усложняет коммуникации испарительной системы.

При относительно небольших нагрузках на объекты более высоких температур кипения t_{01} (например, на универсальные камеры) их можно включать в систему более низкой температуры кипения t_{02} подобно тому, как это показано на рис. 6.26. Здесь все охлаждающие приборы 3 и 4 разных объектов могут работать в насосной схеме при температуре кипения t_{02} . В этом случае жидкий хладагент в охлаждающие приборы 3 подается насосом 2 через жидкостный коллектор ЖК и вентиль 1', а вентиль 2' при этом закрыт; вентиль 3' на паровой линии должен быть открыт. Если в объекте с охлаждающим прибором 3 нужно иметь более высокие температуры, то часто по технологическим соображениям (из-за возможности подмораживания продуктов у ба-

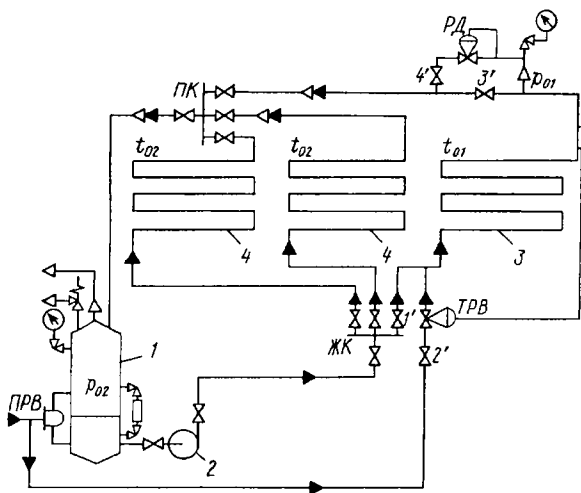


Рис. 6.26. Схема включения объектов, требующих работы на разные температуры кипения:

1 — циркуляционный ресивер; 2 — насос; 3, 4 — охлаждающие приборы; 1'–4' — запорные вентили

тарей, повышенной усушки) нежелательно создавать необходимую температуру в помещении путем уменьшения охлаждающей поверхности. В таком случае в охлаждающих приборах этого объекта более высокую температуру кипения t_{01} целесообразно поддерживать при помощи регулятора давления «до себя» РД. Для этого следует закрыть вентиль 3' и открыть вентиль 4'. Пар через общий паровой коллектор ПК и циркуляционный ресивер 1 всасывается в компрессор низкой температуры кипения t_{02} . Питание жидким хладагентом не может теперь осуществляться тем же насосом 2 (из-за более высокого давления в охлаждающем приборе 3, чем в охлаждающих приборах 4), а обычно выполняется подходящим для этой цели регулятором, например терморегулирующим вентилем ТРВ. Для этого закрывают вентиль 1' и открывают вентиль 2'.

§ 6.5. СХЕМЫ ТРУБОПРОВОДОВ ДЛЯ ЖИДКИХ ХЛАДОНОСИТЕЛЕЙ

Системы охлаждения хладагентом имеют существенные недостатки, однако их использование в ряде случаев оказывается целесообразным. Области применения этих систем рассмотрены ранее. Существенным является то, что в системах охлаждения хладагентом приходится встречаться со значительно меньшими трудностями распределения хладагента по охлаждаемым объектам и значительно меньшей опасностью этих систем, поскольку по трубопроводам и охлаждающим приборам дви-

жется большей частью безопасное и однофазное вещество, в приборах не происходит фазовых превращений, и процесс нагревания хладоносителя в охлаждающих приборах протекает при небольшом давлении (не выше 0,6 МПа).

В качестве жидких хладоносителей применяют различные вещества. Свойства некоторых из них приведены в прил. 15.

Основным показателем, определяющим температурный интервал, в пределах которого возможно применение вещества в качестве хладоносителя, является температура его замерзания. Если охлаждаемые объекты имеют положительные температуры, то часто используют в качестве хладоносителя воду (для температур 5 – 8 °С); применяют и так называемую «ледяную воду», охлажденную до 0,5 – 3 °С. Для умеренно низких температур широко используют водные растворы солей (рассолы), главным образом хлорида натрия (до –15 °С) и хлорида кальция (до –50 °С). По этой причине схемы охлаждения хладоносителями часто называют рассольными. Более низкие температуры замерзания имеют раствор этиленгликоля $C_2H_4(OH)_2$ в воде (до –50 °С), а также толуол C_7H_8 . Для температур ниже –50 °С используют аммиак, хладоны, изопентан и др.

Другой важной характеристикой хладоносителей оказывается их коррозионная активность. Именно высокая химическая активность рассолов заставляет наряду с расширяющимся применением различных антикоррозионных средств использовать другие, менее агрессивные хладоносители, например этиленгликоль и пропиленгликоль. Важна и ядовитость хладоносителя, но это большей частью не препятствует применению вещества в качестве хладоносителя, а требует принятия соответствующих мер при эксплуатации. Необходимо обращать внимание и на иные специфические характеристики хладоносителей. Одной из таких характеристик является летучесть вещества, связанная с температурой кипения при атмосферном давлении. Вещества, которые столь же летучи, как вода, или менее летучи, могут использоваться в открытых аппаратах, в то время как более летучие хладоносители могут применяться только в закрытых аппаратах.

Важной характеристикой оказывается удельная теплоемкость вещества. В связи с тем что любой хладоноситель охлаждается в испарителях обычно всего на 2 – 5 К и редко больше, количество циркулирующего хладоносителя в системе, а следовательно, и затрачиваемая энергия на перекачивание жидкости будут сильно зависеть от ее удельной теплоемкости (точнее, от произведения c_p — объемной теплоемкости). Лучшее значение этого показателя имеет вода, к ней близки рассолы и гликоли; несколько меньше значение c_p у аммиака. Все же углеводородные соединения требуют увеличения объемного расхода жидкости в два-три раза.

Важным показателем является также вязкость хладоносителя; большей вязкости отвечают меньший коэффициент теплоотдачи (а значит, повышенный расход металла на аппарат) и боль-

шие потери напора на перемещение жидкости. Характерно, что оба показателя лучше всего у воды, которая является в своей области температур лучшим хладоносителем. Сравнительно большая вязкость у гликолей, что делает их показатели хуже, чем у рассолов. В области температур, приближающихся к температуре замерзания хладоносителя, его вязкость существенно возрастает, в связи с чем в этой области рассматриваемые показатели особенно неблагоприятны. Поэтому при температуре около -50°C лучшие результаты могут быть получены при использовании аммиака в качестве хладоносителя. Углеводородные вещества применяют в области более низких температур, где не могут быть использованы другие хладоносители. В лабораторной практике в качестве хладоносителей нередко применяют спирты: этиловый и метиловый, имеющие температуру замерзания соответственно $-117,3$ и $-97,8^{\circ}\text{C}$. Существенным их недостатком является высокая летучесть, а метилового спирта — и сильная ядовитость.

Схемы с жидкими хладоносителями различают в зависимости от типа испарителей и охлаждающих приборов. При этом имеет значение лишь один признак — открытого или закрытого типа применяется испаритель или охлаждающий прибор, т. е. имеется ли в теплообменном аппарате свободный уровень хладоносителя, находящийся под атмосферным давлением. К испарителям открытого типа относятся погружные трубные, панельные, а к испарителям закрытого типа — кожухотрубные, кожухозмеевиковые. Охлаждающими приборами открытого типа являются мокрые воздухоохладители, закрытого типа — разнообразные батареи и сухие воздухоохладители. В связи с возможностью комбинирования типов испарителей и охлаждающих приборов возможны варианты схем.

Схема с охлаждающими приборами и испарителем открытого типа. На рис. 6.27 охлаждающие приборы 6 (мокрые воздухоохладители) показаны расположенными на разных высотных отметках. Хладоноситель охлаждается в испарителе 1, в змеевике 2 которого кипит хладагент. Охлажденный хладоноситель через открытую задвижку 1' поступает в насос 4 и под напором, создаваемым насосом, направляется на этажи в охлаждающие приборы 6. Хладоноситель распределяется задвижками, находящимися на этажных коллекторах или непосредственно у охлаждающих приборов.

Отепленный хладоноситель из охлаждающих приборов сливается не непосредственно в испаритель, а в бак 7, предназначенный для того, чтобы принимать хладоноситель из охлаждающих приборов и трубопроводов при остановке насоса. Если бы весь хладоноситель из системы при остановке насоса собирался в баке испарителя, то это потребовало бы соответственного увеличения размеров бака испарителя, что нецелесообразно. Дополнительный бак 7 состоит из двух отсеков: малого 9 и большого 8. Отоплен-

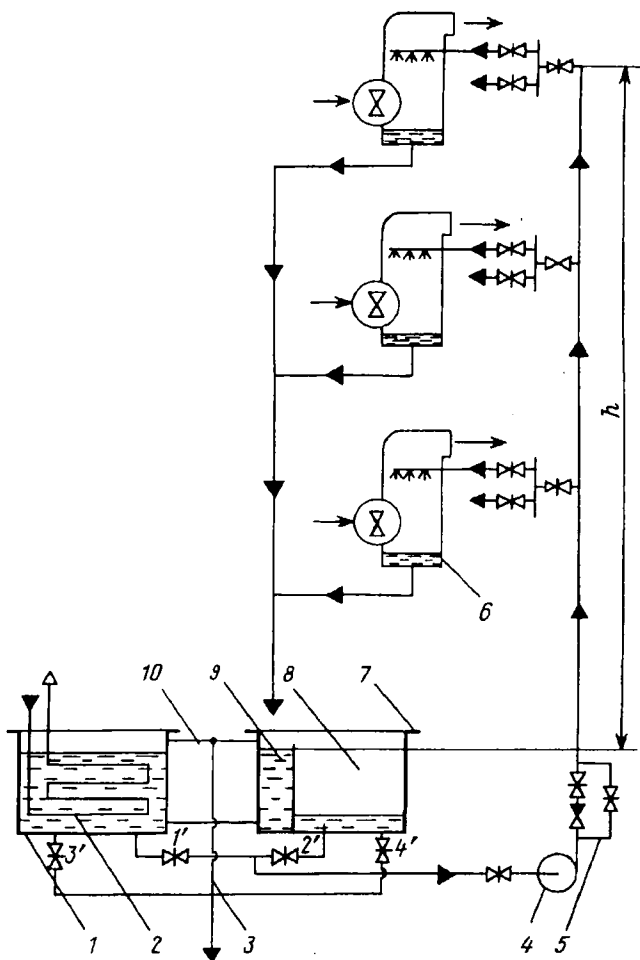


Рис. 6.27. Схема охлаждения хладоносителем с открытыми охлаждающими приборами и открытым испарителем:

1 — испаритель; 2 — змеевик; 3 — сливной трубопровод; 4 — насос;
5 — обводной мост; 6 — охлаждающий прибор; 7 — дополнительный бак; 8 — большой отсек; 9 — малый отсек; 10 — переливная труба;
1'—4' — запорные задвижки

ный хладоноситель из системы стекает в отсек 9, который соединен с испарителем так, что этот отсек и бак испарителя представляют собой сообщающиеся сосуды. В верхней зоне испаритель 1 и бак 7 соединены также переливным трубопроводом 10, через который избыток хладоносителя может сливаться в сливной бак (или в канализацию) по трубопроводу 3.

Верхний обрез перегородки, разделяющей отсеки бака, находится ниже отверстия переливной трубы, поэтому при остановке насоса хладонотенитель, сливающийся из системы, переливается через эту перегородку в большой отсек 8. Благодаря такому устройству заполнение испарителя остается неизменным и не требуется вносить изменения в его конструкцию.

При последующем пуске насоса хладонотенитель забирается сначала из отсека 8. Для этого при закрытой задвижке 1' открывают задвижку 2'. После того как по сливному трубопроводу в отсек 9 начнет поступать хладонотенитель из системы, переключают задвижки 2' и 1' и в системе налаживается нормальная циркуляция. После насоса поставлен обратный клапан, чтобы нагнетательный трубопровод всегда был заполнен хладонотенителем и можно было пускать насос с открытыми задвижками на всасывающем и нагнетательном трубопроводах. Обводной мост 5 обеспечивает выпуск хладонотенителя из нагнетательной линии при необходимости. На сливных линиях у охлаждающих приборов задвижки ставить нельзя, так как возможны случаи подачи хладонотенителя в охлаждающий прибор при закрытой задвижке на сливном трубопроводе, что может вызвать переполнение поддона этого прибора и вытекание хладонотенителя в охлаждаемое помещение. По этой причине обычно не ставят задвижки и на магистральных сливных самотечных трубопроводах. Задвижки 3' и 4' предназначены для опорожнения баков при необходимости.

Этой схеме свойственны следующие недостатки.

1. Значительный расход энергии на привод насоса, обусловленный тем, что разность давлений Δp , создаваемая насосом, расходуется не только на преодоление сопротивлений по длине и местных сопротивлений в трубопроводах, но и на подъем жидкости до самой верхней точки системы из-за того, что обратная линия не напорная, а самотечная, т. е. полный напор

$$\Delta p = \Delta p_l + \Delta p_m + \Delta p_h, \quad (6.10)$$

где Δp_h — статическое давление, включающее высоту напорной линии h (рис. 6.27) над уровнем в испарителе $\Delta p_h = h \rho g$; его значение для многоэтажных зданий может превышать сумму двух первых членов.

2. Необходимость в дополнительном баке 7 и в площади для его размещения.

3. Обязательное размещение испарителя и бака 7 ниже охлаждающих приборов, так как сливная (обратная) линия самотечна.

4. Необходимость регулирования расхода хладонотенителя (путем изменения открытия задвижек на подающих линиях) из-за неодинакового сопротивления на пути движения хладонотенителя к отдельным охлаждающим приборам.

5. Повышенная возможность коррозии, связанная с тем, что в открытых охлаждающих приборах и баках хладоноситель непосредственно контактирует с воздухом и насыщается кислородом.

6. Значительная деконцентрация раствора вследствие поглощения влаги из воздуха, требующая восстановления начальной концентрации.

7. Необходимость в устройстве специального помещения (аппаратного отделения) для размещения испарителей, баков и другого вспомогательного оборудования, так как наличие открытой поверхности хладоносителя и пенообразование приводят к увлажнению и загрязнению помещения и оборудования, создавая повышенную опасность.

Все эти факторы делают возможным применение такой схемы только в тех случаях, когда условия технологического процесса вынуждают пойти на использование охлаждающих приборов открытого типа. Следует отметить, что в таких случаях могут быть применены и испарители закрытого типа.

Схема с охлаждающими приборами открытого типа и испарителем закрытого типа. Испаритель закрытого типа можно установить на любом уровне по отношению к охлаждающим приборам, но при условии наличия сборного бака, расположенного ниже приборов и имеющего вместимость, достаточную для приема всего сливающегося хладоносителя.

Подобную схему применяют в установках кондиционирования воздуха при использовании форсуночных промывных камер (рис. 6.28). Для охлаждения воды, являющейся в данном случае хладоносителем, использован кожухотрубный испаритель 1, в который отопленная вода подается насосом 2 из отделения теплой воды А сборного бака 3. В это отделение сливается вода из кондиционеров 5, расположенных на разных уровнях, но выше бака 3. Холодная вода из испарителя подается в отделение холодной воды Б сборного бака и из него насосами 4 направляется к потребителям. Отдельный насос для каждого кондиционера позволяет обеспечить каждому потребителю необходимую (различную) температуру воды. Перед насосами 4 ставят смесительные трехходовые вентили 1', в которых к холодной воде может подмешиваться отопленная вода из поддона воздухоохладителя. Количество подмешиваемой воды устанавливается автоматически в зависимости от температуры воздуха, выходящего из воздухоохладителя, или воздуха кондиционируемого помещения с помощью реле температуры РТ.

Рассмотренной схеме присущи все недостатки, свойственные предыдущей схеме, кроме возможности размещения испарителя на любой отметке по высоте.

Схема с охлаждающими приборами закрытого типа и испарителем открытого типа. Пример подобной схемы показан на рис. 6.29, где также предполагается расположение охлаждающих приборов на нескольких уровнях. Хладоноситель подается в ох-

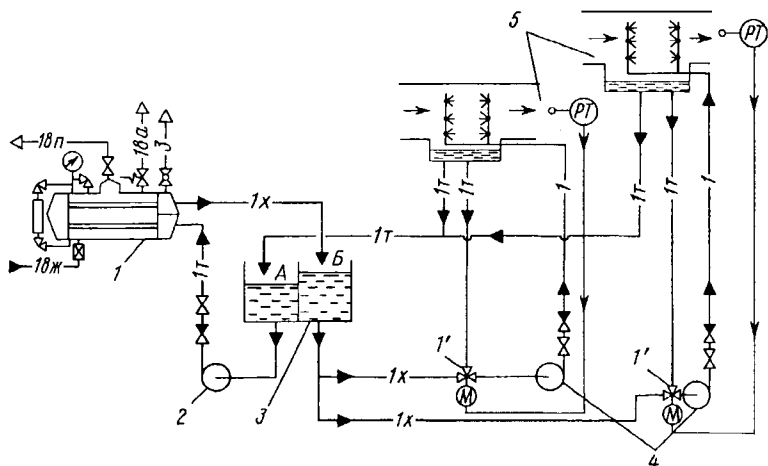


Рис. 6.28. Схема с охлаждающими приборами открытого типа и испарителем закрытого типа:

1 — испаритель; 2, 4 — насос; 3 — баки; 5 — кондиционеры; 1' — трехходовые вентили

лаждающие приборы 4 снизу, благодаря чему при остановке насоса 3 хладоноситель из приборов не сливается, что позволяет отказаться от дополнительного бака. Кроме того, движение хладоносителя снизу вверх в охлаждающих приборах совпадает с направлением движения пузырьков воздуха, что способствует отделению воздуха от хладоносителя и сбору воздуха в верхних трубах охлаждающих приборов.

Для выпуска воздуха из батарей в верхней точке обратного трубопровода в каждом охлаждаемом помещении устанавливают вентиль или кран небольшого диаметра (6 – 10 мм). Задвижка 1' служит для выпуска рассола из бака испарителя в сливной бак. Испаритель 1 имеет охлаждающий змеевик 2.

По сравнению с первой из рассмотренных схем в данном случае имеются существенные достоинства: не нужен дополнительный бак; возможно любое взаимное расположение охлаждающих приборов и испарителя; значительно уменьшается скорость деконцентрации раствора; уменьшается коррозия труб и аппаратов.

Остаются, однако, и некоторые существенные недостатки, свойственные рассмотренным схемам: при расположении охлаждающих приборов выше испарителя требуется дополнительный расход энергии на подъем жидкости до верхней точки системы; необходимо применять специальные меры для обеспечения равномерной раздачи хладоносителя по потребителям, так как гидравлическое сопротивление на пути к отдельным охлаждаемым объектам, как правило, не одинаково. Такую схему из-за ее простоты применяют в небольших установках.

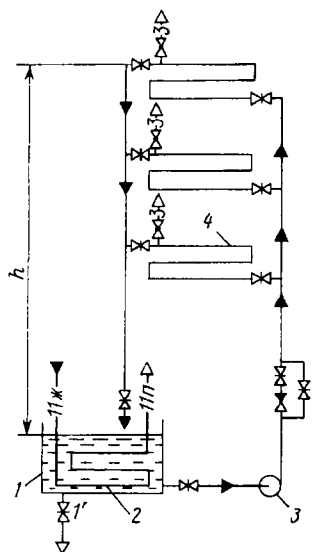


Рис. 6.29. Схема с охлаждающими приборами закрытого типа и испарителем открытого типа:

1 — испаритель; 2 — змеевик; 3 — насос; 4 — охлаждающий прибор; 1' — запорная задвижка

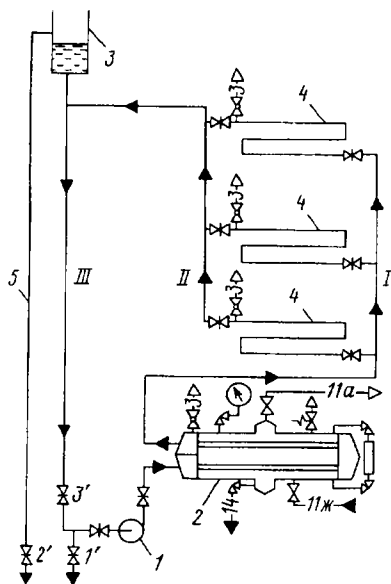


Рис. 6.30. Схема с охлаждающими приборами и испарителем закрытого типа:

1 — насос; 2 — испаритель; 3 — расширительный бак; 4 — охлаждающие приборы; 5 — переливная труба; 1'-3' — запорные задвижки

Схема с охлаждающими приборами и испарителем закрытого типа. На рис. 6.30 показан вариант такой схемы, рекомендуемый для многоэтажного холодильника. Здесь имеются не два магистральных трубопровода, а три, и все они напорные: I — подающий (прямой), II — обратный, III — компенсационный. Наличие трех трубопроводов обеспечивает равномерную раздачу хладоносителя по охлаждаемым объектам, так как теперь циркуляционное кольцо каждого этажа оказывается одинаковым по длине и, следовательно, гидравлические сопротивления на пути к каждому охлаждаемому объекту и из него могут быть одинаковыми. Если, например, до первого этажа хладоноситель проходит короткий путь по подающему трубопроводу, то он идет по длинному пути в обратном трубопроводе. До третьего этажа хладоносителю надо пройти длинный участок подающего трубопровода, но короткий — по обратному трубопроводу. В циркуляционном кольце каждого этажа хладоноситель проходит одинаковый путь по компенсационному трубопроводу. В связи с тем, что в схеме имеются три магистральных трубопровода, ее иногда называют трехтрубной (трехстоячковой).

Для того чтобы все линии системы находились под напором, необходимо заполнять систему хладоносителем при всех возможных изменениях температуры. Это обеспечивается установкой расширительного бака 3 в верхней точке циркуляционного кольца (на 1 – 2 м выше самого верхнего аппарата — потребителя холода). При понижении температуры хладоносителя уменьшение объема жидкости в системе компенсируется понижением уровня в расширительном баке. Минимальная вместимость его

$$V_6 = V\beta\Delta t_{\max}, \quad (6.11)$$

где V — вместимость системы, заполненной хладоносителем, м^3 ; β — коэффициент объемного расширения жидкого хладоносителя, К^{-1} ; $\Delta t_{\max}$ — максимально возможное изменение температуры хладоносителя при эксплуатации.

Для предотвращения переполнения расширительного бака из него выводят переливной трубопровод 5. Задвижка 1' служит для выпуска хладоносителя из системы в сливной бак. Из него же насос 1 может забирать хладоноситель при пополнении системы; в этом случае задвижка 3' должна быть закрыта, а заполнение системы контролируется стоком жидкости по трубопроводу 5. Важным достоинством закрытых систем является относительно малый расход энергии на работу насоса в связи с тем, что в таких системах не нужен напор на подачу жидкости к верхней точке системы, так как столб жидкости в подающем трубопроводе уравновешивается столбом в компенсационном трубопроводе. По этой причине в уравнении (6.10) член Δp_h равен нулю. Другими достоинствами являются: независимость расположения испарителя 2 от расположения охлаждающих приборов; значительно меньшая скорость коррозии и деконцентрации хладоносителя; возможность расположения оборудования в машинном отделении, так как отсутствуют причины, вызывающие его загрязнение, и в связи с этим нет необходимости в специальном аппаратном помещении; хорошее удаление воздуха, поскольку хладоноситель до самой верхней точки системы (расширительного бака) движется все время снизу вверх, т. е. по пути движения пузырьков воздуха, и расширительный бак выполняет роль своеобразного воздухоотделителя. Чтобы избежать при пуске насоса подъема уровня хладоносителя в расширительном баке и переливания из него, следует устанавливать расширительный бак в точке нулевого избыточного давления в системе.

Обычно вместимость расширительного бака не превышает 2 – 3 % вместимости системы, как можно видеть из выражения (6.11), поскольку коэффициент объемного расширения жидкостей невелик (при 10 °С для воды $\beta = 0,0001 \text{ К}^{-1}$, для рассолов $\beta = 0,0004 \text{ К}^{-1}$), а изменение температуры обычно составляет 50 – 60 К. Но на крупных холодильных установках, например, химической промышленности, вместимость системы доходит до 1000 м^3 , а это требует подъема бака вместимостью около 20 м^3 на большую высоту,

что создает трудности при монтаже и эксплуатации. Поэтому на необходимой высоте над охлаждающими приборами располагают бак небольшой вместимости ($2 - 3 \text{ м}^3$), а всю остальную вместимость предусматривают в баке, установленном у технологического цеха, в который сливается по переливному трубопроводу хладоноситель при увеличении его объема в системе, включающей охлаждающие приборы. При уменьшении объема хладоносителя в системе расширительный бак пополняется из бака насосом по трубопроводу по команде реле уровня.

Следует обратить внимание на то, что хладоноситель насосом *1* всегда подается в испаритель закрытого типа *2*, в то время как из испарителя открытого типа хладоноситель забирается насосом. Это обеспечивает постоянный подпор перед насосом, поскольку насос обычно устанавливают ниже уровня хладоносителя в испарителе. В аммиачный испаритель закрытого типа (например, кожухотрубный) более теплый хладоноситель обычно входит через нижний патрубок; в испаритель же, в котором кипит хладагент, неограниченно растворяющийся в смазочном масле (например, R12), хладоноситель подают через верхний патрубок, чтобы усилить кипение и вспенивание масла для улучшения возврата его в компрессор.

Принцип трехтрубной схемы, обеспечивающий равенство гидравлических сопротивлений отдельных циркуляционных колец, может быть применен и для схем с испарителями открытого типа, если охлаждающие приборы закрытого типа располагаются ниже испарителя. Такой случай может встретиться, например, при раздаче рассола насосом *2* в замораживающие колонки *3* установок для замораживания грунта или при раздаче рассола по секциям основания искусственного катка (рис. 6.31). В этом случае испаритель *1* выполняет и функции расширительного бака. Трехтрубная закрытая схема целесообразна для систем с большим числом охлаждаемых объектов, находящихся на существенно различных расстояниях от испарителя. Если нагрузка на батареи (аппараты) примерно одинакова, то в схеме можно не предусматривать задвижек для ручного регулирования раздачи хладоносителя, что значительно сокращает количество запорной арматуры.

В более простых случаях и особенно тогда, когда расстояния от испарителя *2* до охлаждаемых объектов не резко отличаются,

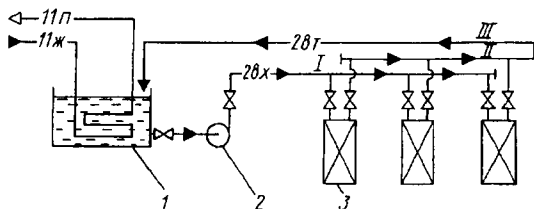


Рис. 6.31. Трехтрубная схема для открытого испарителя:

1 — испаритель; *2* — насос; *3* — замораживающие колонки

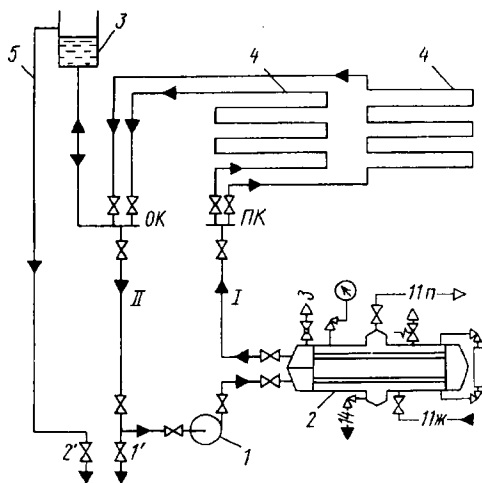


Рис. 6.32. Двухтрубная закрытая схема:

1 — насос; 2 — испаритель; 3 — расширительный бак; 4 — охлаждающий прибор; 5 — переливная труба; 1'-2' — запорные задвижки

может быть использована закрытая двухтрубная схема (рис. 6.32). Здесь только две магистрали: *I* — подающая (прямая) и *II* — обратная. От подающего коллектора *ПК* хладоноситель распределяется по охлаждающим приборам 4. Расширительный бак присоединен к обратному коллектору *ОК*, отсюда хладоноситель забирается насосом 1. Если охлаждаемые объекты значительно удалены от машинного отделения, то коллекторы и расширительный бак размещают в технологическом пехе.

На рис. 6.33 приведена закрытая двухтрубная схе-

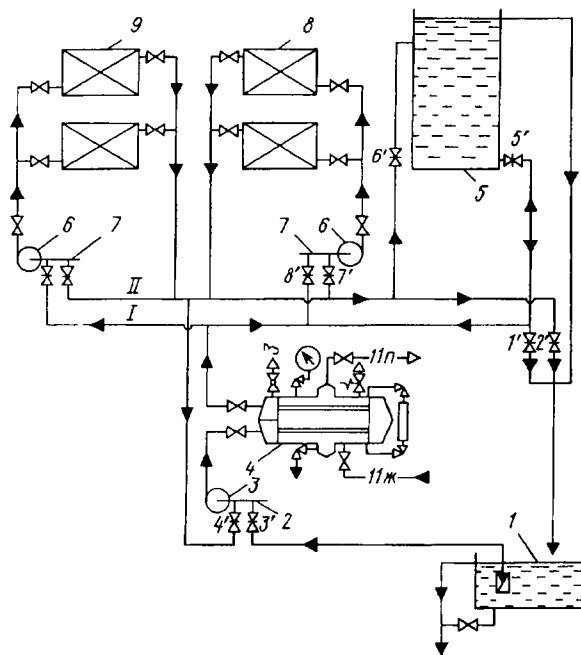


Рис. 6.33. Двухтрубная закрытая схема с аккумулятором холода:

1 — сливной бак; 2, 7 — коллекторы; 3, 6 — насосы; 4 — испаритель; 5 — аккумулятор; 8, 9 — охлаждающие приборы; 1'—8' — запорные задвижки

вместимость должна быть достаточной, чтобы принять хладоноситель из всех охлаждающих приборов (аппаратов) и трубопроводов.

Для больших установок сливной бак следует рассчитать по вместимости наиболее емкой части системы, которая может отдельно выключаться из работы, например, для ремонта. Для слива хладоносителя из всех частей системы служит линия с задвижками 1' и 2'. Хладоноситель из сливного бака берут для пополнения системы при закрытой задвижке 4' и открытой 3'.

При использовании в качестве хладоносителя летучих веществ система должна быть не только закрытой, но и герметичной (рис. 6.34). Расширительный сосуд 1 — закрытый аппарат; уровень жидкости в нем контролируется по указателю уровня УУ и изменяется запорным вентилем 1'. Насос 5 должен быть герметичным. В схеме применен аккумулятор холода 4; он также является закрытым сосудом. Здесь использовано количественное регулирование температуры охлаждаемого объекта 2. Для этого применена система плавного автоматического регулирования, позволяющая в зависимости от нагрузки изменять количество

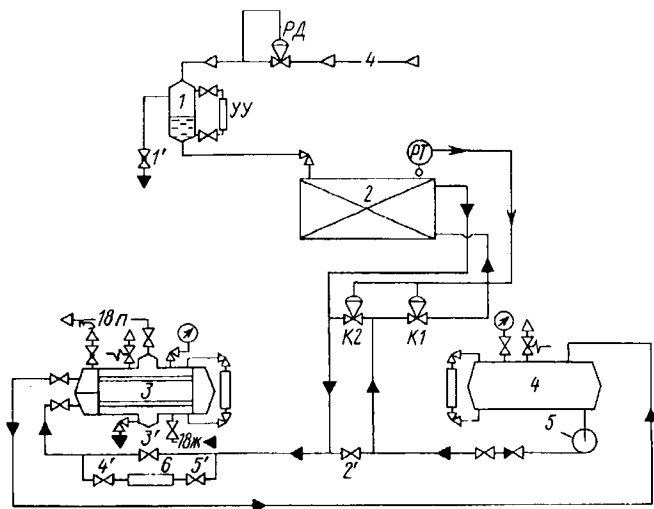


Рис. 6.34. Схема охлаждения летучим хладоносителем:

1 — расширительный сосуд; 2 — охлаждаемый объект; 3 — испаритель; 4 — аккумулятор; 5 — насос; 6 — осушитель; 1'-5' — запорные вентили

хладоносителя, подаваемого в охлаждающий прибор. Из двух исполнительных пневматических клапанов (вентилей) $K1$ и $K2$, действующих по сигналу, получаемому от реле температуры PT , один частично открывается, а другой на столько же закрывается. При неполной нагрузке хладоноситель через частично открытый клапан $K1$ поступает в объект в соответствующем уменьшенном количестве. Избыток хладоносителя через клапан $K2$ направляется в испаритель. Если в объекте достигнута заданная температура, то клапан $K1$ закрывается полностью, а клапан $K2$ полностью открывается (в рабочем состоянии вентиль $2'$ закрыт); хладоноситель циркулирует только между аккумулятором и испарителем 3, а температура хладоносителя постепенно понижается. При максимальной нагрузке клапан $K2$ закрывается, и хладоноситель через полностью открытый клапан $K1$ подается в объект 2 из испарителя 3. Если используют хладоносители, плохо растворяющие воду, например хладоны, то для освобождения от воды в схеме предусматривают осушитель 6, через который периодически пропускают хладоноситель (для этого закрывают вентиль $3'$ и открывают вентили $4'$ и $5'$).

Для более летучих хладоносителей во избежание парообразования и возникновения паровых пробок, срывающих циркуляцию жидкости, иногда во всей системе поддерживают избыточное давление около 50 кПа путем добавления инертного газа к хладоносителю. Чаще всего в качестве такого газа используют азот. Его добавление выполняется автоматически при помощи регу-

лятора давления «после себя» *РД*, который ставят на линии подачи азота в систему из баллона со сжатым газом.

Выше говорилось о достоинствах аммиака как хладоносителя. Но так как аммиак — легкокипящее вещество, то, для того чтобы избежать кипения в охлаждающих приборах, аммиак должен оставаться в них в переохлажденном состоянии. В схеме (рис. 6.35) это достигается тем, что аммиак перед насосом 5 находится под давлением значительного столба жидкости h (рис. 6.35, *а*) высотой 10 – 15 м. Жидкий аммиак из отделителя жидкости 3 поступает к насосу примерно при той же температуре t_0 , но поскольку давление на входе в насос составляет $p_0 + h\gamma g$, то жидкость оказывается переохлажденной (точка 2 на рис. 6.35, *б*). В охлаждаю-

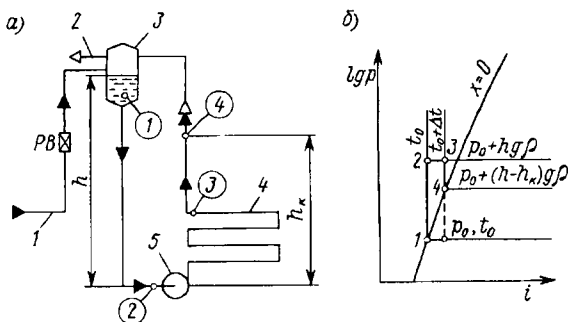


Рис. 6.35. Схема охлаждения аммиаком в качестве хладоносителя (*а*) и изменение состояния хладоносителя (*б*):

1, 2 — трубы; 3 — отделитель жидкости; 4 — охлаждающий прибор; 5 — насос (цифры в кружках соответствуют точкам на диаграмме)

щем приборе 4 (рис. 6.35, *а*) аммиак, получая теплоту от объекта, нагревается на 1 – 3 К. Для того чтобы аммиак в батарее не вышел из состояния переохлаждения при таком подводе теплоты, кратность циркуляции должна быть примерно 80 – 100. В результате нагревания, а также падения давления из-за трения аммиак на некоторой высоте h_k при температуре $t_k = t_0 + \Delta t$ становится насыщенным, и в этой зоне происходит его вскипание за счет полученной теплоты, в результате чего жидкий аммиак вновь охлаждается до температуры t_0 .

Так как кратность циркуляции очень велика, то из общего количества циркулирующего аммиака испаряется около 1 % общей массы. Испарившийся хладагент по трубопроводу 2 направляется в компрессор, а жидкость вновь идет на циркуляцию. Жидкость пополняется через регулирующий вентиль *PВ* (обычно автоматически) по трубопроводу 1. По сравнению с насосной схемой непосредственного охлаждения достоинством пос-

ледней схемы является более легкое распределение жидкости по батареям и секциям, поскольку движется однофазная жидкость. Однако необходимость подъема отделителя жидкости на большую высоту может вызвать затруднения. По сравнению же с другими хладоносителями применение аммиака интенсифицирует теплоотдачу и уменьшает расход энергии на работу насоса. По существу эта схема является видоизменением системы непосредственного охлаждения с ее энергетическими достоинствами, хотя в охлаждающих приборах хладагент не кипит, а нагревается. Он охлаждается в результате испарения части циркулирующего жидкого хладагента. В системе нет промежуточного хладоносителя и связанного с ним дополнительного перепада температур.

В другой схеме, показанной на рис. 6.36, аммиак, хотя и кипит в охлаждающих приборах, является хладоносителем, и система характеризуется дополнительной разностью температур, свойствен-

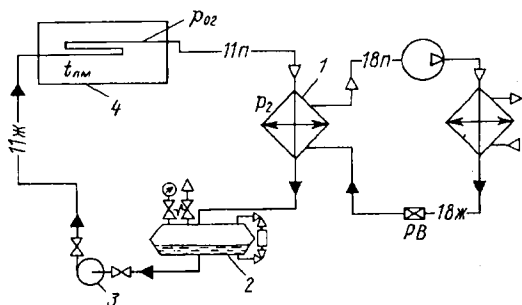


Рис. 6.36. Каскадная схема с аммиаком в качестве хладоносителя:

1 — конденсатор; 2 — ресивер; 3 — насос; 4 — охлаждаемое помещение

ной охлаждению хладоносителем и вызывающей энергетические потери. В данном случае аммиак использован в разветвленной системе крупного предприятия для того, чтобы не заполнять систему дорогостоящим хладоном. Аммиак в жидком состоянии насосом 3 подается из ресивера 2 в охлаждающие приборы помещения 4; здесь аммиак кипит, а образовавшийся пар поступает в конденсатор-испаритель 1, где аммиак конденсируется, отдавая теплоту конденсации кипящему хладону. Эта система не является каскадной, так как теоретически оба процесса фазового превращения аммиака (кипение в охлаждающих приборах 4 и конденсация в конденсаторе-испарителе 1) происходят при одном давлении. В действительности давление кипения выше давления конденсации на значение потерь напора на пути пара из испарителя.

Так как теплота парообразования хладагента значительно больше разности теплосодержаний жидкого хладоносителя при температуре входа в охлаждающие приборы и температуре выхода из них, то одним из преимуществ рассматриваемой системы является значительно меньшая затрата энергии на работу насоса

по сравнению с системой охлаждения другими хладоносителями. Отношение массы циркулирующего хладоносителя G_s к массе циркулирующего аммиака G_a равно отношению теплоты парообразования к количеству теплоты, отнимаемому 1 кг хладоносителя: $G_s/G_a = r_a/(c_s \Delta t_s)$. Обычно температура хладоносителя повышается в охлаждающих приборах на $\Delta t_s = 2 \div 3$ К. Для аммиака при температуре кипения -28°C $G_s/G_a = 250$, т. е. необходимая производительность аммиачного насоса должна быть в 250 раз меньше производительности насоса для транспортирования хлорида кальция.

Оттаивание охлаждающих приборов при косвенном охлаждении часто осуществляется хладоносителем, нагретым до температуры $30\text{--}40^\circ\text{C}$. Хладоноситель нагревают в подогревателях (бойлерах) горячей водой, водяным паром или паром хладагента, отбираемым из нагнетательного трубопровода. Обычно схема оттаивания теплым хладоносителем предусматривает циркуляцию хладоносителя в циркуляционном кольце, включающем бойлер, охлаждающий прибор и отдельный насос системы оттаивания. Холодный рассол из батареи нагревается до нужной температуры, а после оттаивания его охлаждают в испарителе.

Схема, представленная на рис. 6.37, позволяет подготовить запас теплового рассола и благодаря этому ускорить оттаивание и уменьшить потери энергии на подогревание холодного рассола, отбираемого из батарей, и на охлаждение нагретого рассола. В системе оттаивания предусмотрены баки холодного рассола 1 и теплового рассола 2. Циркуляция рассола осуществляется также при помощи отдельного насоса 3. На этажах наряду с подающим ПК и обратным ОК коллекторами предусматривают оттаивательные коллекторы для теплового рассола: подающий ПОК и обратный ООК, а также прокладывают отдельные магистрали теплового рассола. При подготовке теплового рассола открывают задвижки 11', 5', 7', 8', 10' и включают насос 3. Рассол циркулирует в контуре бойлер 4 — бак 2, благодаря чему в баке постепенно повышается температура рассола t_{sr} , значение которой контролируют с помощью термометра Т.

Перед оттаиванием из батарей выдавливается холодный рассол в бак 1 теплым рассолом, для чего закрывают задвижки (в случае оттаивания батарей помещения 2) 1' на коллекторе ПК, 2' на коллекторе ОК, а также 8' и открывают 3', 4', 14'. Как только термометр покажет повышение температуры хладоносителя на выходе из коллектора ООК, что будет означать удаление всего холодного рассола, можно начинать циркуляцию теплового рассола через батареи и бойлер. Для этого закрывают задвижки 11' и 14' и открывают 12' и 9'. По окончании оттаивания теплый рассол из батарей выдавливают холодным, для чего закрывают задвижки 9', 5' и 7' и открывают 13', 6' и 10'. Рассол из бака холодного рассола направляется в батареи, а теплый рас-

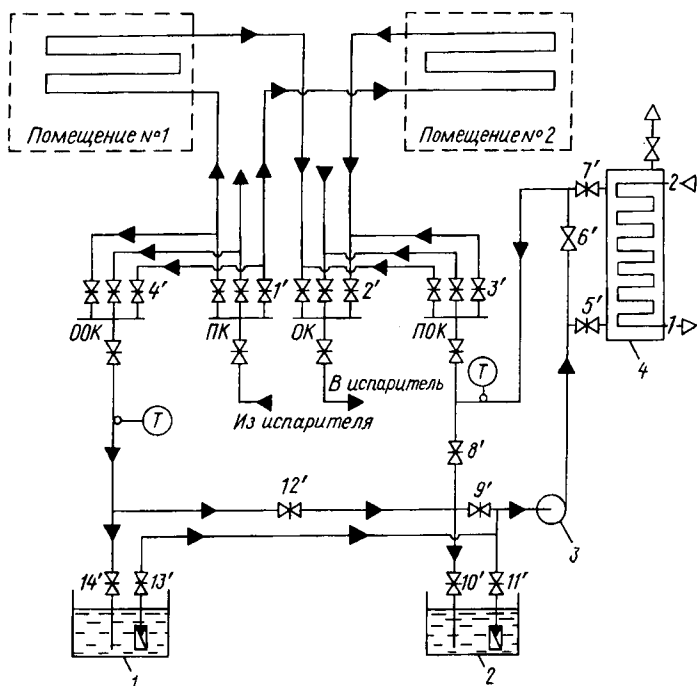


Рис. 6.37. Схема оттаивания рассольных батарей:

1 — бак холодного рассола; 2 — бак теплого рассола; 3 — насос; 4 — бойлер; 1'—14' — запорные задвижки

сол стекает в бак теплого рассола. Окончание слива теплого рассола также фиксируют по показаниям термометра.

В этой схеме рассматривалось оттаивание батарей, но для охлаждения камер используют воздухоохладители. При наличии последних схема оттаивания рассольных воздухоохладителей отличается от схемы, показанной на рис. 6.37, в том случае, если поддон воздухоохладителя, предназначенный для сбора талой воды и упавшего с труб инея, обогревается с помощью приваренного к его дну змеевика, через который в период оттаивания циркулирует теплый рассол. Теплый рассол, используемый для обогрева поддона, подается и отводится из змеевика по трубопроводам с запорной арматурой.

Схема, показанная на рис. 6.37, является типичной для многоэтажных холодильников. Схема оттаивания, применяемая на одноэтажных холодильниках, отличается от рассмотренной схемы (рис. 6.37) в основном меньшим числом и вместимостью баков для рассола, более короткими трубопроводами и менее разветвленной системой трубопроводов. Например, система оттаивания, используемая на одноэтажных холодильниках, включает бак

теплого рассола, насос, фильтр, байлер, коллекторы ПОК и ООК, расширительный бак, подающий и обратный трубопроводы с запорной арматурой. В период оттаивания рассол циркулирует через перечисленные выше элементы. Вместимость бака для рассола выбирают такой чтобы ее было достаточно для слива рассола из охлаждающих приборов той камеры, в которой вместимость охлаждающих приборов наибольшая.

Глава 7. ВЛИЯНИЕ ПРИМЕСЕЙ К ХЛАДАГЕНТУ НА РАБОТУ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Хладагент, циркулирующий в системе холодильной установки, практически никогда не бывает чистым. Он всегда содержит примеси и механические загрязнения, что связано с особенностями конструкции оборудования, с недостаточной чистотой заряжаемых в систему хладагента и масла, с попаданием примесей и загрязнений в процессе эксплуатации установки. К числу примесей относятся смазочное масло, воздух, вода, а к механическим загрязнениям — окалина, песок, продукты коррозии. Каждая из этих составляющих оказывает заметное влияние на работу холодильной установки. Большей частью это влияние вредное, вследствие чего приходится принимать меры к уменьшению содержания примесей и к их удалению. Для осуществления этих операций в схему холодильной установки включают вспомогательные аппараты, конструкция которых и процессы, происходящие в них, зависят от вида хладагента.

§ 7.1. ВЛИЯНИЕ СМАЗОЧНОГО МАСЛА

Пар хладагента, выходящий из поршневого, ротационного и винтового маслозаполненного компрессоров, всегда уносит с собой частицы смазочного масла. Масло увлекается паром как в виде мелкодисперсных частиц, так и в парообразном состоянии, поскольку при температурах, какие могут быть при сжатии хладагента в компрессоре, испаряются некоторые фракции масла.

При движении хладагента по трубопроводу к конденсатору температура пара понижается вследствие теплообмена с окружающей средой, в результате чего часть парообразного масла конденсируется и движется с потоком хладагента в виде мелких капель диаметром 0,3 – 3 мкм. Из компрессора же уносятся гораздо более крупные капли. Таким образом, масло, транспортируемое потоком хладагента по нагнетательному трубопроводу, может быть в трех модификациях: парообразное; мелкие капли, образовавшиеся при конденсации парообразного масла; более крупные капли, вынесенные потоком пара из компрессора.

Расчетные и опытные данные позволяют утверждать, что вместе с паром хладагента могут уноситься масляные капли диаметром 1 мм и даже крупнее. На количество масла, уносимого из компрессора, влияют его техническое состояние и способ смазки.

Характер влияния, оказываемого маслом, унесенным из компрессора, на процесс в теплообменных аппаратах установки, зависит от взаимной растворимости хладагента и масла. Степень взаимной растворимости различна и связана с химическим родством смешиваемых веществ. Неограниченно растворяются друг в друге

жидкости, имеющие внутреннее давление одного порядка. В противном случае возможна только ограниченная растворимость.

Растворимость жидких хладагентов в маслах повышается с возрастанием температуры. Такие растворы имеют верхнюю критическую температуру растворимости t_K (точка K на рис. 7.1, *a*). На рис. 7.1, *a* линия I является графиком растворимости масла в хладагенте, а линия II — графиком растворимости хладагента в масле. Здесь можно видеть три зоны различной растворимости. Первая зона находится выше температуры t_K ; при этих температурах хладагент и масло взаимно растворяются в любых пропорциях с образованием однородного раствора. Вторая зона находится при температурах ниже t_K , слева от линии I и справа от линии II ; эта область ограниченной растворимости, и в ней концентрации возможных однородных растворов ограничены положением линий I и II . Между этими линиями образована третья область, называемая зоной несмесимости. Внутри ее располагаются смеси, состоящие из двух однородных растворов. Состав каждого из растворов определяется при данной температуре t_1 абсциссами точек на линиях I и II . Так, точка 1 характеризует смесь с содержанием масла ξ_1 и хладагента $1-\xi_1$. Такая смесь разделяется на два однородных раствора, один из которых характеризуется точкой a и представляет собой раствор масла ξ_a в хладагенте $1-\xi_a$, а другой характеризуется точкой b и является раствором хладагента $1-\xi_a$ в масле ξ_b . Относительные количества каждого из веществ могут быть найдены по правилу рычага: $G_a/G_b = (1-b)/(1-a)$.

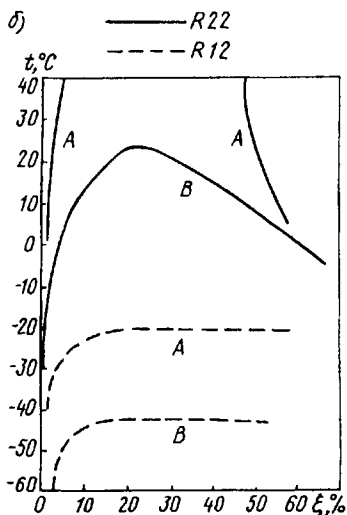
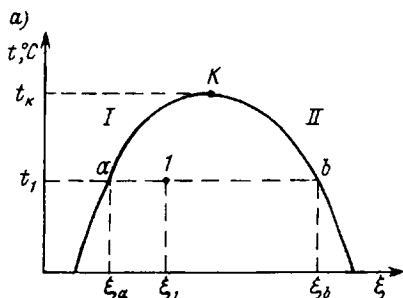


Рис. 7.1. График взаимной растворимости жидких хладагентов и масел: *a* — общий случай; *б* — хладагента R22: с маслом ХА30; с маслом ХФ22-24

Взаимное расположение слоев смеси обуславливается соотношением плотностей смешивающихся компонентов. Так, жидкий аммиак в малой степени растворяется в минеральных маслах, а его плотность меньше плотности масел. По этой причине в аппаратах аммиачных установок масло, содержащее очень небольшое количество растворенного аммиака, располагается всегда в нижней части аппарата. Наоборот, в аппаратах хладонových установок при условиях, соответствующих зоне несмесимости, слой масла с растворенным в нем хладоном (его плотность больше, чем масла) располагается над слоем хладона, содержащим растворенное в нем масло.

Различные хладагенты в жидком состоянии обладают не одинаковой взаимной растворимостью с различными маслами. Например, аммиак плохо растворяется в минеральных, традиционных синтетических и новых полиэфирных маслах, но хорошо растворяется в полиальфагликолевых маслах. Новый хладагент R134a не применяют с традиционными маслами ввиду их несовместимости, для него разработаны новые синтетические полиэфирные масла. На характер растворимости данного хладагента оказывает значительное влияние вид масла. На рис. 7.1,б показаны кривые растворимости хладагентов R12 и R22 в смазочных маслах двух видов. Наибольшую несмесимость дают парафинистые масла (линия А) и значительно меньшую (т. е. более высокую растворимость) — нафтеновые (линия В). Как видно из рисунка критическая температура растворимости R12 в нафтенном масле ХФ12-18 около -42°C . Примерно также растворяется R12 и в масле ХМ-35. Следовательно, в области температур выше -42°C R12 обладает неограниченной растворимостью с этими маслами.

Значительно более высокую критическую температуру растворимости имеет R22 (в масле ХФ22-24 — около -12°C , а в масле ХМ-35 — около 5°C), вследствие чего он образует однородный раствор с маслом в конденсаторе, а в испарителе растворяется ограниченно и может в смеси с маслом расслаиваться, образуя два однородных раствора. В синтетическом (кремнеорганическом) масле ХФ22с-16 R22 до температуры -60°C растворяется неограниченно. Хладон R502 растворяется в маслах примерно в два раза хуже, чем R22; R13, как и аммиак, очень мало растворим в минеральных маслах. Характер растворимости R290 (пропан) и R1270 (пропилен) сходен с растворимостью R12, а R170 (этан) и R1150 (этилен) — с растворимостью R13. Новые озонобезопасные хладагенты R32, R125, R134a, R152a относительно хорошо растворяются в новых синтетических полиалкиленгликолевом и полиэфирном маслах.

Если в аппарате хладагент и масло ограниченно растворяются друг в друге, то один из растворов, представляющий собой почти чистое масло, оседает в виде пленки на теплопередающей поверхности аппарата. Масляная пленка оказывается дополнительным термическим сопротивлением, уменьшающим коэффициент теплопередачи аппарата, в результате чего (при той же тепловой на-

грузке) возрастает разность температур теплообменивающихся сред. Замасливание теплопередающей поверхности конденсатора вызывает повышение температуры конденсации, а замасливание поверхности испарителя — понижение температуры кипения при прочих равных условиях. В результате понижается холодопроизводительность установки и растет расход энергии на производство холода, что делает необходимым очистку пара хладагента от масла, чтобы воспрепятствовать попаданию масла в теплообменные аппараты и понижению эффективности их работы.

В установках, в которых применяют хладагенты, неограниченно растворяться в маслах, попадание масла в теплообменные аппараты не влечет за собой образование пленки на теплопередающей поверхности, ухудшающей теплообмен. В испарителе из раствора выделяется наиболее летучий компонент — хладагент, поэтому там все время увеличивается концентрация масла в растворе. Это приводит к повышению температуры кипения по сравнению с температурой кипения чистого хладагента при том же давлении (в соответствии с законом Рауля) или требует понижения давления кипения, если необходимо сохранить температуру кипения. Увеличение концентрации масла в растворе увеличивает вязкость раствора по сравнению с вязкостью жидкого хладагента, что ухудшает теплоотдачу со стороны кипящего хладагента. Эти явления также вызывают понижение холодопроизводительности установки и увеличение расхода энергии на производство того же количества холода.

Скопление масла в испарителе оказывается нежелательным еще и потому, что на соответствующее значение уменьшается количество масла в компрессоре, вследствие чего нарушаются условия смазки его трущихся деталей. Поэтому в установках, где применяют хладагенты с неограниченной взаимной растворимостью с маслами, не обязательно улавливать масло перед теплообменными аппаратами, но необходимо непрерывно возвращать масло из испарителя в компрессор, чтобы не создавать высокую концентрацию масла в испарителе и в то же время не уменьшать заполнение маслом компрессора. В таких установках необходимо организовать циркуляцию масла в системе.

Большое значение для работы холодильных установок имеет и другое свойство, также характеризующее взаимодействие хладагента и масла — это растворимость газообразного хладагента в масле. Существенно, что хладагентам, лучше растворяющимся в жидком состоянии в маслах, соответствует и более высокая растворимость пара в масле. Так, аммиак и в газообразном состоянии в сравнительно небольшом количестве растворяется в маслах. Растворимости газообразных хладагентов в маслах свойственны закономерности, характерные для растворов газов в жидкостях. Растворимость газообразного хладагента в масле уменьшается с повышением температуры и растет с увеличением давления. Гораздо выше растворимость в масле газообразных хладонов и других хладагентов углеводородного происхождения.

При температурах выше критической температуры растворимости могут существовать растворы этих хладагентов и масел любой массовой доли (от 0 до 1). Однако возможность нахождения таких растворов в равновесии с паром хладагента ограничена условиями растворимости газообразных тел в жидкостях. Здесь речь идет о паре хладагента над раствором, а не о бинарном паре, так как хладагенты имеют (при одинаковом давлении) температуру кипения значительно более низкую, чем масла, вследствие чего массовая доля парообразного масла в паровой фазе пренебрежимо мала.

Так как состояние бинарного вещества определяется тремя параметрами, то на диаграмме $p - t$, показывающей зависимость между температурой и давлением насыщенного пара (рис. 7.2, а), должен быть еще один параметр, определяющий соотношение компонентов в смеси, т. е. массовая доля масла в растворе ξ . Если на рис. 7.2, а линия $\xi = 0$ характеризует связь между давлением и температурой насыщенного пара для чистого хладагента, то линии ξ_1 , ξ_2 и т. д. характеризуют эту же связь для растворов масла в хладагенте соответствующей концентрации. Как известно, добавление растворяемого вещества в растворитель повышает температуру кипения более летучего вещества, вследствие чего линии $p = f(t, \xi)$ располагаются ниже линии $p = f(t)$ для чистого хладагента. Давлению кипения p_0 соответствуют температуры кипения: t_0 — для чистого хладагента; t_{01} , t_{02} — для растворов с массовой долей ξ_1 и ξ_2 , причем $t_0 < t_{01} < t_{02}$. Более наглядными и удобными для расчетных целей являются диаграммы $t - \xi$ или $p - \xi$, на которые наносят соответственно линии постоянного давления или постоянной температуры.

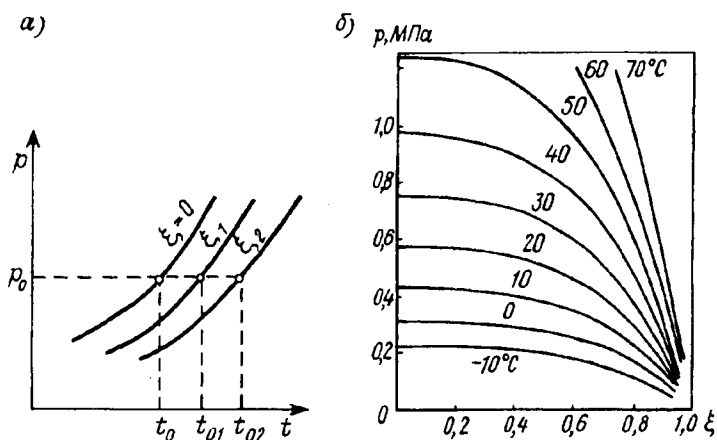


Рис. 7.2. Температура и давление насыщения пара хладагента над его раствором с маслом в зависимости от доли раствора: а — общий случай; б — для раствора R12 в масле

На рис. 7.2, б приведена диаграмма $p - \xi$ для раствора R12 в масле. Из рисунка следует, например, что в пределах массовой доли масла 40 % температура кипения при постоянном давлении повышается примерно на 0,5 К на каждые 10 % растворенного масла при низких давлениях и до 1 К при более высоких давлениях.

Присутствие хладагента в масле значительно снижает температуру застывания масла. Существенно меняются в растворах и другие свойства как хладагента, так и масла. Как упоминалось выше, возрастает вязкость хладагента при растворении в нем масла. Так, при 0 °С 5 % растворенного масла увеличивают вязкость R12 в 1,5 раза, а 10 % масла — в 2,5 раза. Наличие хладагента в масле уменьшает вязкость масла. При 0 °С 10 % растворенного в масле R12 уменьшают вязкость масла примерно на 25 %, 20 % — в два раза, 30 % — в три раза, что может приводить к нарушению режима смазки трущихся поверхностей. Из-за такого уменьшения вязкости масла при растворении хладагенов приходится применять для смазки хладагеновых и пропановых компрессоров масла с повышенной вязкостью. Растворение хладагента в масле сопровождается увеличением объема масла, однако объем смеси обычно не следует правилу аддитивности, т.е. не является суммой объемов смешивающихся количеств. В большинстве случаев в результате действия сил притяжения между молекулами растворенных веществ объем смеси оказывается меньше суммы объемов смешивающихся жидких компонентов. Эти особенности растворов хладагентов и масел оказывают существенное влияние на работу холодильных установок.

В установках с хладагентами, ограниченно растворяющимися в маслах, необходимо обращать внимание на недопущение попадания масла в теплообменные аппараты. Для этого на нагнетательном трубопроводе между компрессором и конденсатором устанавливают маслоотделитель. В маслоотделителях масло отделяется вследствие уменьшения скорости движения пара (до 0,5 – 1 м/с) и изменения направления его движения. Для выполнения первого условия внутренний диаметр маслоотделителя должен определяться из уравнения сплошности при заданной скорости движения пара в аппарате. Изменение направления движения пара достигается постановкой в корпусе маслоотделителя перегородки 2 (рис. 7.3, а) или соответствующим расположением патрубков для выхода пара 3 и входа 1.

В конструкции на рис. 7.3, б патрубок 1 внутри маслоотделителя изогнут под углом 45° к вертикали в двух плоскостях, при этом пар движется по спирали, прижимаясь к внутренней поверхности корпуса. В таких маслоотделителях благодаря появлению центробежных сил улавливается от 40 до 65 % масла, захваченного паром. Остальная часть масла уносится с хладагентом в теплообменные аппараты. Причиной столь малой эффективности таких маслоотделителей является то, что часть масла при высоких температурах уносится в парообразном состоянии и не

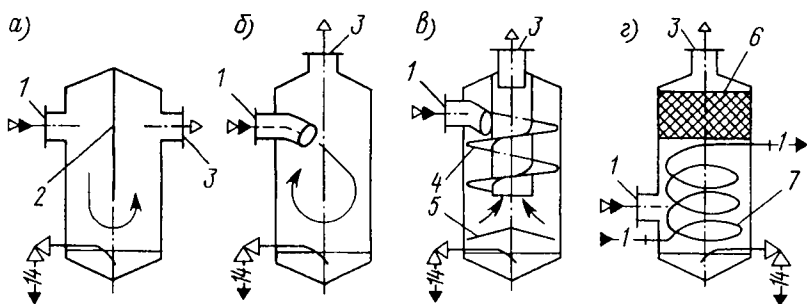


Рис. 7.3. Схемы маслоотделителей: а — с перегородкой; б — с изогнутым патрубком; в — циклонного; г — с фильтрующей насадкой и водяным охлаждением

может быть отделена используемыми в данном случае средствами; скорость в маслоотделителе, несмотря на ее сравнительно малое значение, оказывается выше скорости осаждения капель диаметром 0,2 – 0,3 мм. Благодаря изменению направления движения пара капли масла, ударяясь о стенку корпуса, соединяются в более крупные капли, но все же часть капель, особенно наиболее мелких, выносятся паром из маслоотделителя.

Лучшие результаты при сравнительно невысоких температурах пара дают циклонные (центробежные) маслоотделители (рис. 7.3, в). Пар поступает по патрубку 1 в маслоотделитель тангенциально и, двигаясь по спирали 4 (или проходя через направляющие лопатки), получает вращательное движение. В результате действия центробежной силы капли масла отбрасываются к внутренней поверхности корпуса и оседают на ней, образуя стекающую пленку. Для лучшего действия аппарата скорость движения пара по спирали должна быть 12 – 15 м/с. При выходе из спирали пар делает резкий поворот и через центральный патрубок 3 покидает аппарат. Чтобы уровень масла оставался спокойным, он защищается от движущегося пара перегородкой (успокоителем) 5.

Очистку фильтрованием используют в комбинации с другими методами. Одним из путей улучшения маслоотделения является охлаждение пара в маслоотделителе, например, водой, протекающей по змеевику 7 в аппарате, (рис. 7.3, г) и его фильтрация в насадке 6. В змеевик следует подавать воду, которая прошла конденсатор, так как холодная вода может вызвать конденсацию хладагента на поверхности змеевика.

Примером использования совокупности методов является маслоотделитель винтового маслозаполненного компрессора, в котором изменяются скорость и направление движения потока хладагента, а также поток фильтруется в насадках, например, из стальной сетки и стекловаты.

Другой путь повышения эффективности работы маслоотделителей — применение промывки и охлаждения пара хладагента при прохождении его в маслоотделителе через слой жидкого хлад-

агента. Такие маслоотделители называются барботажными. В них пар, несущий частицы масла, проходит (барботирует) через слой жидкого хладагента, непрерывно пополняемого из конденсатора или линейного ресивера, поскольку часть жидкого хладагента испаряется, охлаждая барботируемый поток. При этом не только конденсируется парообразное масло, но и задерживаются очень мелкие капли. Эффективность работы такого маслоотделителя достигает 97 %.

Схема включения барботажного маслоотделителя показана на рис. 7.4. Для работы маслоотделителя такого типа необходимо, чтобы высота барботажного слоя, через который пар поступает в маслоотделитель, составляла 125–150 мм. Давление в маслоотделителе несколько выше, чем в конденсаторе, из которого в него поступает жидкий хладагент, из-за гидравлического сопротивления движению хладагента. Кроме того, это сопротивление непостоянное, так как при изменении нагрузки на конденсатор меняется скорость движения пара. Это нередко нарушает питание маслоотделителя жидким хладагентом и уменьшает эффективность работы аппарата, а поэтому приходится устанавливать маслоотделитель существенно ниже конденсатора. Для создания необходимого напора предусматривают разницу уровней жидкости 1,5 м. Чтобы обеспечить постоянство этого напора, жидкий хладагент из конденсатора 2 стекает в уровеньдержатель 3, а из него по переливной трубе в линейный ресивер 4. При наличии барботажного маслоотделителя обратный клапан ОК устанавливают на паровой линии до маслоотделителя, так как последний связан с конденсатором и линейным ресивером еще жидкостным трубопроводом.

Выпуск масла непосредственно из маслоотделителей аммиачных установок опасен, так как в выпускаемом масле содержится большое количество растворенного аммиака. Поэтому масло из маслоотделителей аммиачных холодильных установок выпускается в специальный аппарат — маслособираатель, из которого масло удаляется в емкость для хранения. При выпуске масла в емкость давление в маслособираателе должно быть несколько выше (на 0,01–0,02 МПа) атмосферного. Кроме того, при меньшем давлении уменьшится растворимость аммиака в масле, и, следовательно, в выпускаемом масле будет содержаться меньше аммиака. Так как ра-

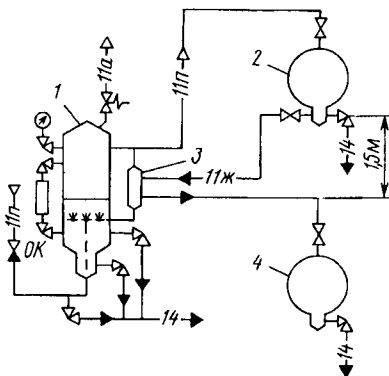


Рис. 7.4. Схема включения барботажного маслоотделителя:
1 — маслоотделитель; 2 — конденсатор;
3 — уровеньдержатель; 4 — линейный ресивер

створимость парообразного хладагента в масле понижается с повышением температуры, то целесообразно подогревать масло в маслособирателе перед выпуском наружу. На рис. 7.5, а показан маслособиратель 2 с подогревом водой, предназначенный для приема масла из маслоотделителя 1. Подогрев может осуществляться горячей водой (подача — через патрубок 3, выход — через патрубок 4), водяным паром и перегретым паром хладагента.

Маслоотделители задерживают только часть масла. Масло же, прошедшее через маслоотделитель, скапливается в теплообменных и других аппаратах, имеющих в холодильной установке. Вследствие этого все аппараты аммиачных холодильных установок имеют в самой нижней части корпуса отстойник для сбора масла и загрязнений с вентилем для их выпуска. Из этих отстойников масло выпускают или в общий для всей установки маслособиратель, или в локальные маслособиратели. На рис. 7.5, б приведен общий маслособиратель. Масло из отдельных аппаратов собирается через коллектор 6 в маслособиратель 2, подогреваемый змеевиком 7. Пар аммиака отсасывается через сухопарник 5. Масло выпускают через вентиль 1', а загрязнения — через вентиль отстойника 8.

Поршневые компрессорные агрегаты, предназначенные для работы на хладагентах, ограниченно растворяющихся в маслах, оснащают маслоотделителями. Схема включения маслоотделителя показана на рис. 7.6. Масло поступает в картер компрессора только в периоды, когда температура его в маслоотделителе достаточно высокая (не менее 60 °С, чтобы уменьшить количество растворенного хладагента), и реле температуры РТ дает команду на открытие соленоидного вентиля 1'. Фильтр 2 защищает соленоидный вентиль от загрязнений, которые могут привести к отказу вентиля. Количество возвращаемого в картер масла можно изменять с помощью вентиля 2', а для визуального контроля потока масла предусмотрен смотровой глазок 3.

Поскольку ни один маслоотделитель не обеспечивает 100%-ное отделение масла от пара хладагента, в аммиачных холодильных установках, в ряде случаев, наряду с маслоотделителем применя-

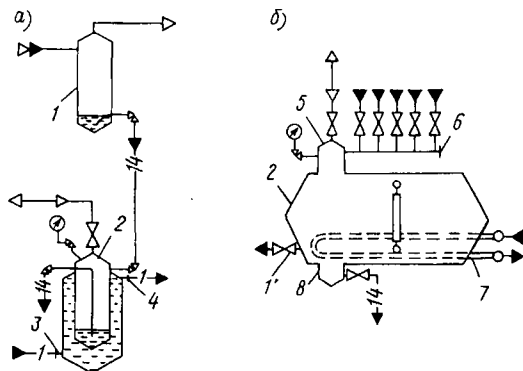


Рис. 7.5. Схема включения маслособирателей с подогревом масла: а — водой; б — паром;

1 — маслоотделитель; 2 — маслособиратель; 3 — входной патрубок; 4 — выходной патрубок; 5 — сухопарник; 6 — коллектор; 7 — змеевик; 8 — отстойник; 1' — вентиль

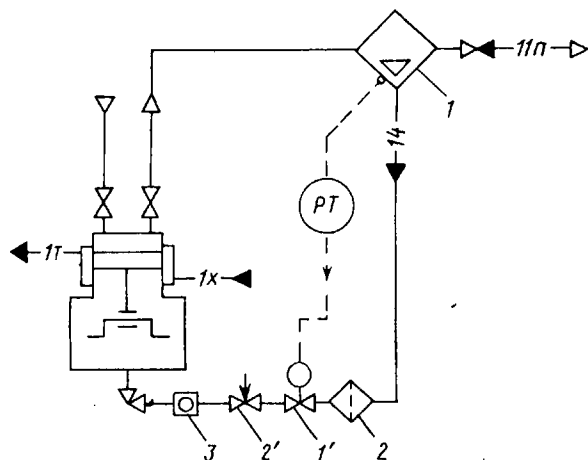


Рис. 7.6. Схема включения маслоотделителя:

1 — автоматический маслоотделитель; 2 — фильтр; 3 — смотровой глазок; 1' — соленоидный клапан; 2' — дозирующий клапан

ют устройство для отделения масла от жидкого хладагента, называемое гидроциклоном. Наиболее эффективно гидроциклон работает в насосных схемах.

Гидроциклон (рис. 7.7, а) представляет собой цилиндрический аппарат. Смесь хладагента с маслом подается через патрубок 4, расположенный тангенциально по отношению к камере 2, в результате чего поток приобретает вращательное движение. Капли масла с растворенным в них аммиаком, имеющие большую плотность, отбрасываются центробежными силами на периферию и по стенке стекают в нижнюю часть аппарата, откуда выпускаются в маслосборник. Жидкий аммиак, с растворенным в нем маслом, имеющий меньшую плотность, собирается в центральной части камеры 2 и по трубопроводу 3 направляется в охлаждающие приборы.

На рис. 7.7, б приведена схема включения гидроциклона в насосных схемах аммиачных холодильных установок при наличии избытка напора, создаваемого насосом.

При использовании гидроциклонов в ступенях низкого давления двухступенчатых установок (при температуре кипения ниже -25°C) корпус гидроциклона для лучшего отвода масла снабжают рубашкой, обогреваемой жидким хладагентом, идущим из линейного ресивера.

При использовании хладагентов, неограниченно растворяющихся в масле, замасливание теплопередающей поверхности аппаратов существенно уменьшится, и по этой причине, казалось бы, можно отказаться от установки маслоотделителя после компрессора. Масло вместе с паром хладагента поступает в конденсатор и растворяется в образующемся конденсате. Раствор хладагента и масла дросселируется, причем в хладагенте в зависимости от условий содержится 2 – 10 % масла по массе. При кипении раствора

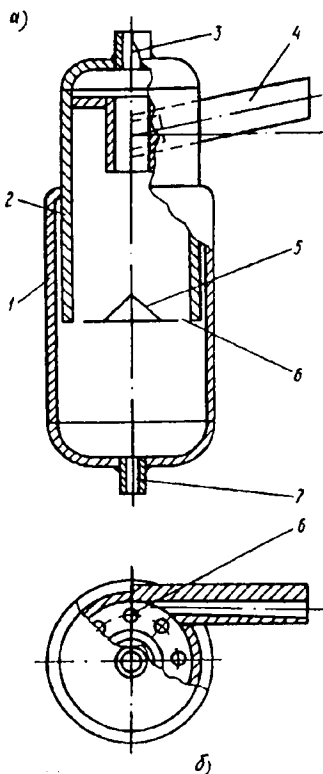
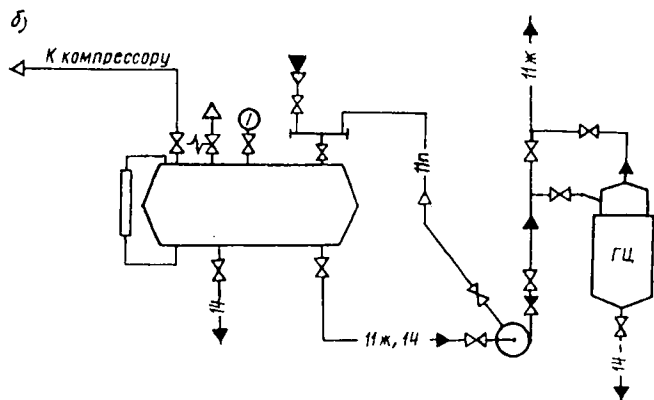


Рис. 7.7. Схема включения гидроциклона в систему: *а* — цилиндрический гидроциклон; *б* — схема включения;
1 — корпус; 2 — цилиндрическая часть; 3 — патрубок выхода очищенного R717; 4 — входной патрубок; 5 — внутренний конус; 6 — отверстие для слива масла; 7 — патрубок выхода масла



образуется пар, по существу содержащий только чистый хладагент, поэтому раствор в испарителе будет постепенно обогащаться маслом. Повышение содержания масла в хладагенте увеличивает вязкость хладагента, что ухудшает теплоотдачу, но, кроме того, кипение такого бинарного раствора при одном и том же давлении из-за изменения состава происходит при переменной, все повышающейся

температуре. Наличие неиспарившегося компонента в смеси уменьшает удельную холодопроизводительность раствора. Так, при содержании масла 10 % удельная холодопроизводительность R12 при температуре кипения 0 °С уменьшается на 13 %, а при $t_0 = -35$ °С — в два раза. Скопление масла в испарителе уменьшает его производительность и создает недостаток масла в компрессоре. Это заставляет принимать меры для регулярного удаления масла из испарителей и возврата его в компрессоры, чтобы массовая доля масла в кипящем хладагенте в испарителе существенно не повышалась.

Возврат масла выполняется различно в зависимости от конструкции испарителя. Это проще всего решается в незатопленных испарителях, например, змеевикового типа с верхней подачей. В таких испарителях жидкий хладагент подается из регулирующего вентиля в верхнюю трубу, а пар вместе с остаточной жидкостью (масло с растворенным хладагентом) отводится из нижней трубы. В небольших хладоновых установках испаритель целесообразно располагать выше компрессора для упрощения стока масла. Во всех случаях для создания направленного движения масла трубопроводы следует прокладывать с уклоном в сторону движения пара. На рис. 7.8, а показана схема возврата масла в компрессор 1 при расположении змеевиковой батареи 4 выше компрессора. В теплообменнике 3 кипит остаточная жидкость при повышающейся (в связи с увеличением массовой доли масла) температуре за счет теплоты переохлаждаемого жидкого хладагента, выходящего из конденсатора 2. Таким образом, при кипении в теплообменнике растворенный в масле хладагент производит полезное действие, переохлаждая жидкость; если же испарение произошло бы в компрессоре, то ухудшился бы его коэффициент подачи.

При последовательном соединении нескольких батарей целесообразно для повышения коэффициента теплопередачи подтапливать все батареи (т. е. выполнять нижнюю подачу хладагента), кроме последней по ходу хладагента (рис. 7.8, б, в). Тогда из затопленных батарей масло будет удаляться вместе с жидким хладагентом, и по мере перехода парожидкостной эмульсии из одной батареи в другую будет возрастать массовая доля масла в смеси. В последней батарее обеспечивается отделение пара от жидкости, поскольку в нее жидкость подается сверху и она является не затопленной, в связи с чем возврат масла оказывается более простым.

Если испаритель располагается ниже компрессора, подъем масла осуществляется при помощи гидравлического затвора (маслоподъемной петли) 5 (рис. 7.8, г). В гидравлическом затворе скапливается остаточная жидкость и запирает выход пара. Тогда в трубопроводе на участке от затвора 5 до компрессора давление понижается в результате отсасывания из него пара компрессором, в то время как в батарее продолжается парообразование, вызывающее повышение давления в ней; создавшаяся разность давлений по

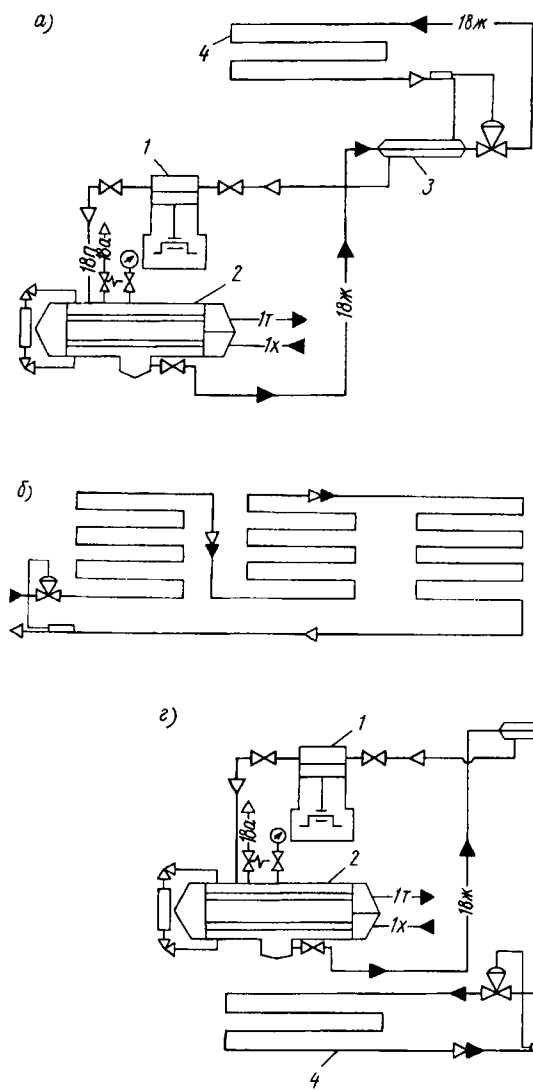
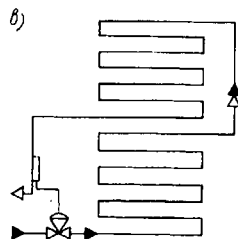


Рис. 7.8. Схема возврата масла в компрессор: а — при верхнем расположении батареи; б — при последовательном соединении батарей на одном уровне; в — при последовательном соединении батарей на разных уровнях; г — при нижнем расположении батарей; 1 — компрессор; 2 — конденсатор; 3 — теплообменник; 4 — батарея; 5 — гидравлический затвор



сторонам гидравлического затвора выталкивает и поднимает порцию жидкости из затвора на высоту h . Затем процесс накопления жидкости в затворе повторяется. Обычно высоту h стараются делать не более 3 м. Вместимость затвора должна быть небольшой, чтобы не вызвать гидравлический удар. Путем такой пульсирующей подачи масло возвращается в компрессор. Если необходимо преодолевать высоту более 3 м, то гидравлические затворы устраивают через каждые 3 м.

При использовании затопленных испарителей (например, кожухотрубных горизонтальных) применяют два вида возврата масла: самодействующий (нерегулируемый), осуществляемый благодаря удалению масла в виде пены или мелких капель вместе с паром, всасываемым компрессором из испарителя; принудительный (регулируемый), выполняемый отбором части жидкого раствора из испарителя. Первый способ обычно применяют только для небольших установок.

На рис. 7.9, а приведена схема регулируемого отбора раствора для случая, когда испаритель 3 расположен выше компрессора. Раствор масла и хладагента отводится непосредственно во всасывающий трубопровод. Степень открытия дозирующего вентиля 4 устанавливают в процессе работы; признаком правильного его открытия может быть постоянство уровня масла в компрессоре. Обычно отбирается не более 5–7 % количества циркулирующего хладагента. Соленоидный вентиль СВ заблокирован с магнитным пускателем компрессора и закрыт отбора раствора. Учитывая, что верхние слои жидкости могут быть обогащены маслом, а на поверхности кипящей жидкости образуется толстый слой масляной пены, отбор производят из верхней зоны. Дальнейшее испарение хладагента из отобран-

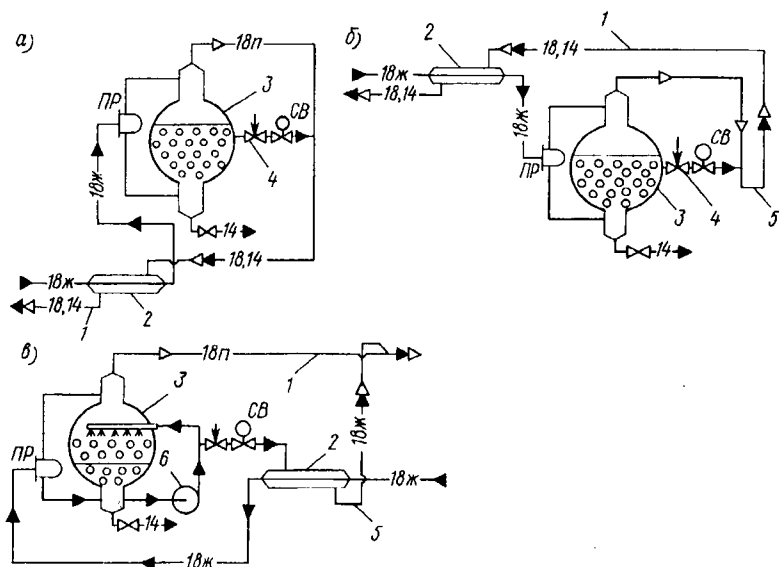


Рис. 7.9. Схема возврата масла в компрессор: из затопленных испарителей при верхнем расположении испарителя (а); при нижнем расположении испарителя (б); в — из оросительных испарителей;

1 — всасывающий трубопровод; 2 — теплообменник; 3 — испаритель; 4 — дозирующий вентиль; 5 — гидравлический затвор; 6 — насос

ного раствора происходит при смешении с паром во всасывающем трубопроводе 1 и теплообменнике 2. При расположении испарителя ниже компрессора приходится также выполнять гидравлический затвор 5 на всасывающем трубопроводе 1 (рис. 7.9, б). Когда уходящий из испарителя пар уносит с собой мало пены и капель масла, теплообменник имеет смысл устанавливать только на трубопроводе отбираемого раствора. Такое положение возникает, например, в оросительных испарителях, в которых отбор раствора осуществляется с нагнетательной стороны насоса 6 (рис. 7.9, в).

Возникают трудности возврата масла из крупных затопленных аппаратов также в системах, в которых применены хладагенты, ограниченно растворяющиеся в маслах и имеющие плотность выше плотности масла (например, R22). В этом случае масло не может удаляться, как в аммиачной системе, из нижней части аппарата, а осуществляется регулируемый отбор смеси масла с жидким хладагентом. На рис. 7.10 приведена схема, в которой отбирается часть жидкости, циркулирующей между отделителем жидкости 5 и испарителем 6. Отбор осуществляют из жидкостной (сливной) линии отделителя жидкости. Отбираемая смесь поступает в теплообменник 3, в котором хладагент из смеси испаряется в результате теплообмена с жидкостью, идущей в испаритель. Количество отбираемой смеси изменяется автоматически при помощи регулятора температуры *РТ*, который удерживает постоянную температуру пара на выходе из теплообменника. Отделившееся в теплообменнике масло по трубопроводу 2 стекает во всасывающий трубопровод 4 компрессора 1.

При проектировании паровых трубопроводов холодильных установок, работающих на хладагентах, неограниченно растворяющихся с маслом, следует исходить из того, что по трубам идет не только пар, но и жидкий раствор масла и хладагента. Для того чтобы пар увлекал с собой капли масла, его скорость должна быть выше скорости осаждения капель. Так как капли могут быть разного размера, считают, что среднего размера скорость пара не должна быть ниже 4 – 5 м/с. Следует избегать резких изменений направления и скорости движения пара, что может повлечь выпадение капель масла, а также соблюдать постоянный наклон труб.

Необходимо предусматривать сток масла из труб, чтобы не вызвать гидравлический удар при пуске компрессора. На рис. 7.11 показано присоединение всасывающих трубопроводов нескольких параллельно работающих компрессоров. При параллельном соединении в случае остановки одного компрессора масло может скапливаться в коллекторе и всасывающем трубопроводе этого компрессора и при его пуске вызвать гидравлический удар. Что-

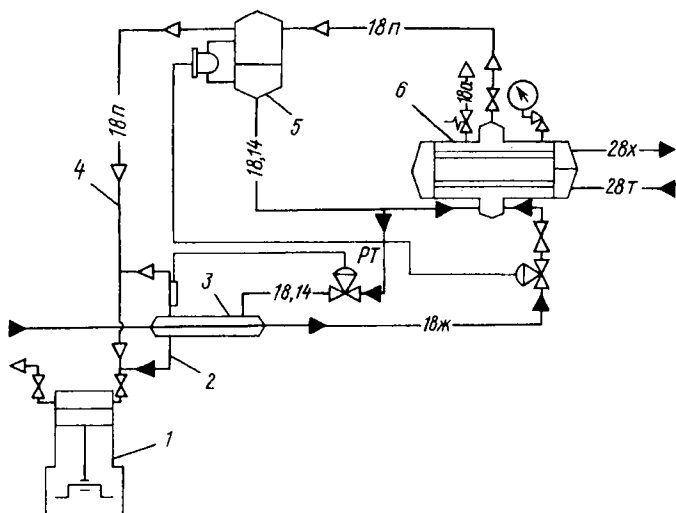


Рис. 7.10. Схема возврата масла из испарителя в системе на R22:

1 — компрессор; 2 — масляный трубопровод; 3 — теплообменник; 4 — всасывающий трубопровод; 5 — отделитель жидкости; 6 — испаритель

бы исключить поступление жидкости во всасывающий трубопровод неработающего компрессора, всасывающие трубопроводы компрессоров соединяют с коллектором так, чтобы образовался малоемкий гидравлический затвор, из которого жидкость отводилась бы работающими компрессорами. При соединении испарителей с магистральным трубопроводом следует также предупредить перетекание масла из одних испарителей в другие, так как это нарушило бы возврат масла в компрессоры. Для этого паровые трубопроводы от испарителей 2, расположенных ниже магистрального всасывающего трубопровода 1, включают в него сверху (рис. 7.12); для удаления остаточной жидкости необходимы гидравлические затворы 3.

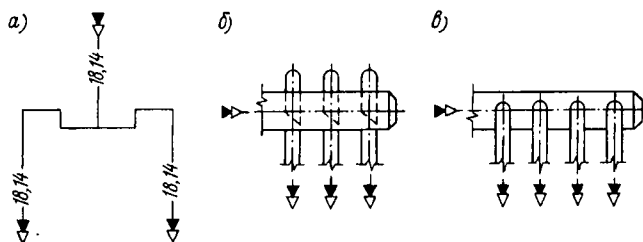


Рис. 7.11. Присоединение к коллектору всасывающих трубопроводов параллельно работающих компрессоров: а — двух; б, в — трех и более

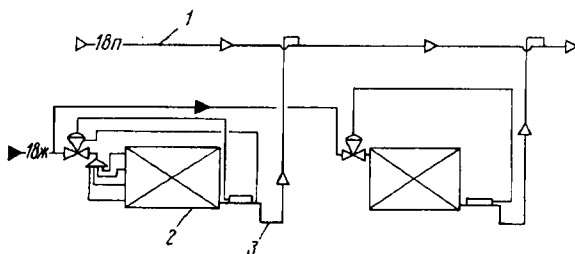


Рис. 7.12. Присоединение испарителей к магистральному всасывающему трубопроводу:

1 — магистральный трубопровод; 2 — охлаждающий прибор;
3 — гидравлический затвор

Когда два или более компрессоров работают параллельно, то нужно обеспечить распределение возвращаемого масла в компрессоры в соответствии с недостатком масла в каждом из них. Трудности, связанные с распределением возвращаемого масла в компрессоры при разветвленной испарительной системе, являются одной из причин современной тенденции перехода к блочным холодильным агрегатам и децентрализованным холодильным установкам.

Из-за трудностей, возникающих при возврате масла в компрессор, особенно при расположении испарителя значительно ниже компрессора, а также при удалении испарителя от компрессора, во многих случаях, за исключением малых установок, предусматривают маслоотделитель. Приходится ставить маслоотделитель в случаях, когда скорость пара в нагнетательном трубопроводе может быть низкой (ниже 4 м/с), при большой длине нагнетательного трубопровода (во избежание больших потерь давления). Кроме того, при использовании компрессоров с изменяемой холодопроизводительностью возможно понижение скорости до указанного минимума, который не обеспечивает движения масла с паром. Необходимо предусматривать маслоотделители после компрессоров каждой ступени при многоступенчатом сжатии для упрощения возврата масла именно в данную ступень. Это не исключает систем возврата масла из испарительной системы в компрессор ступени низкого давления.

Немаловажное значение для работы компрессоров на хладагентах, растворимых в маслах, имеет изменение объема масла при поглощении хладагента. Оно возникает, например, в картере компрессора. При остановке компрессора давление в картере увеличивается, вследствие чего возрастает растворимость пара и увеличивается объем масла, что создает иногда ложное впечатление об удовлетворительной работе системы возврата масла. При пуске компрессора давление в картере снижается, что вызывает испарение хладагента и вспенивание масла. Это может повлечь за собой значительный унос масла из картера во всасывающую по-

лость компрессора, а при больших количествах уносимого масла может произойти и гидравлический удар. Чтобы исключить указанные явления, обычно в картере компрессора устанавливают нагреватель масла, работающий в период стоянки компрессора.

Утверждать, какие хладагенты предпочтительнее — растворяющиеся в маслах или не растворяющиеся, по-видимому, нельзя, так как и в одном и в другом случаях имеются свои и положительные и отрицательные свойства. Дело заключается в том, что необходимо использовать положительные свойства одних хладагентов и предупредить вредные последствия, какие могут возникнуть при недоучете других.

§ 7.2. ВЛИЯНИЕ ВОДЫ

Вода находится в системе вместе с хладагентом обычно в очень небольшом количестве, но несмотря на это может создавать определенные трудности, которые приходится учитывать при проектировании и эксплуатации холодильных установок.

Одним из основных источников влаги в системе холодильной установки является влажный воздух, который или остается в ней при недостаточно тщательном его удалении после вскрытия, или проникает через неплотности. Вода может также оставаться при недостаточно тщательной ее эвакуации после гидравлического испытания системы. Возможно попадание влаги при сварке или пайке соединений, причем источниками влаги являются не только продукты сгорания газа, но и флюс, применяемый при сварке. В герметичных компрессорах имеет значение выделение водяного пара из электроизоляционных материалов обмоток электродвигателя. Влага может оказаться в системе, если заполнение произведено хладагентом и маслом, содержащими повышенное количество влаги. Что касается масел, то они, как правило, гигроскопичны и при длительном хранении в открытом сосуде сорбируют водяной пар из воздуха. Наконец, возможно попадание воды вследствие появления течей в соединениях аппаратов, охлаждаемых водой.

Влияние, оказываемое влагой на работу установки, в значительной степени зависит от степени взаимной растворимости хладагентов и воды. Вещества, обладающие большим химическим родством с водой, имеют неограниченную взаимную растворимость, например аммиак. Жидкий диоксид углерода ограниченно растворяет воду. Очень ограниченно растворяют воду все хладоны и особенно озонобезопасные. В табл. 7.1 приведены данные по растворимости воды в некоторых хладагентах при различных температурах. Для более наглядного представления о растворимости можно сказать, например, что растворимости воды в R12 при -10°C в количестве 0,0014 % соответствует содержание 14 мг воды в 1 кг жидкого хладагента.

Т а б л и ц а 7.1. Растворимость воды в хладагентах, % (по массе)

Температура, °C	R12	R21	R22
35	0,01470	0,1840	0,1690
0	0,00250	0,0539	0,0596
-10	0,00140	0,0347	0,0415
-30	0,00035	0,0150	0,0186
-50	0,00008	0,0052	0,0073
-70	0,00001	0,0015	0,0024

Растворимость воды значительно уменьшается при понижении температуры. Характерно также, что хладоны, содержащие в своей молекуле атомы водорода (R21 и R22), способны растворять значительно больше воды, причем разница становится особенно резкой при низких температурах.

В системе холодильной установки вода может находиться не только в жидком, но и в парообразном состоянии, причем предельное содержание влаги в паровой фазе хладонов, не имеющих в своем составе атомов водорода, значительно больше, чем в жидкой. Так, в паре R12 может находиться в состоянии насыщения водяного пара больше по массе, чем растворяется воды в жидком хладагенте при той же температуре. У водородосодержащих хладонов содержание влаги (в единице массы) в паровой фазе меньше, чем в жидкой. Если количество воды в хладоне превышает предельное содержание ее в жидкой и паровой фазах, т. е. когда и в жидкой фазе растворено предельное количество воды и паровая фаза насыщена водяным паром, то избыточная свободная вода находится в жидком хладоне в виде мелких капель.

Одной из причин неполадок, связанных с наличием в системе влаги, является замерзание нерастворенной воды при дросселировании хладагента. Особенно большое значение имеет это явление в малых автоматизированных установках, в которых образовавшиеся частицы льда при малых диаметрах отверстий вентиля, сопел, капиллярных трубок забивают проходное сечение дроссельных устройств и нарушают режим работы установки.

Присутствие воды в хладагентах способствует коррозии металлов. Даже небольшие примеси воды способствуют образованию слабых кислот или щелочей, обладающих определенной химической активностью. Так, при наличии воды аммиак вызывает коррозию цинка, алюминия, меди и ее сплавов (за исключением фосфористой бронзы), R12 — коррозию латуни и сплавов магния (при его содержании более 2 %), R22 — коррозию сплавов магния и алюминия. В герметичных агрегатах происходит постепенное разрушение электрической изоляции обмоток электродвигателя. Кроме уменьшения долговечности машин явление коррозии вызывает и другие последствия. Продукты коррозии

смываются хладагентом и забивают отверстия дроссельных устройств, забивают фильтры. На теплопередающих поверхностях продукты коррозии образуют слой, представляющий собой дополнительное термическое сопротивление, и тем самым ухудшают теплопередачу. Присутствие воды в системе способствует образованию и выделению густых маслянистых осадков, желеобразных и твердых, засоряющих фильтры дроссельных устройств.

В хладоновых установках в присутствии нерастворенной воды может возникнуть специфическое явление, называемое омеднением стальных поверхностей. При наличии в системе медных частей, соприкасающихся с хладоном, растворенном в масле, медь вступает в химическую реакцию с раствором и выпадает в виде слоя на стальных неокисленных поверхностях. В частности, слой меди образуется на шейках вала, уменьшая зазор в подшипниках, на клапанных пластинах, вызывая нарушение герметичности.

По этим причинам предъявляются высокие требования к содержанию влаги в хладагентах с ограниченной растворимостью воды, причем эти требования повышаются для установок, работающих при низких температурах. Согласно техническим условиям на поставку количество воды в хладагенте не должно превышать допустимого значения.

Заводы, изготавливающие малые холодильные агрегаты, сушат узлы в сушильном шкафу в течение 8–10 ч при температуре 60 °С и выше. Собранные агрегаты сушат, пропуская через них воздух, нагретый до 100 °С и выше. Холодильные агрегаты, аппараты сушат вакуумированием при помощи вакуумного насоса до абсолютного давления 6–25 Па. После сушки аппаратов, труб и агрегатов их заполняют паром хладона или сухим инертным газом (например, азотом) давлением немного выше 0,1 МПа, а все имеющиеся отверстия закрывают заглушками, и в таком виде изделия транспортируют до места монтажа.

Для удаления влаги, оставшейся ранее и проникшей во время работы, применяют химическую осушку хладагентов при помощи сорбентов, например технического силикагеля КСМ, синтетических цеолитов NaA-2КТ, NaA-2МШ, NaA-2ММ-Т, NaA-2ММ-АТ, КА-3М и 4А-ХН-5; пористого поливинилформала ТПВФ-3БФ и жидкого осушителя (смесь моноэтилового эфира этиленгликоля с глицидом). Наиболее распространены адсорбенты — силикагель и синтетические цеолиты, применяемые в виде гранул размером 1,5–3 мм. Синтетические цеолиты являются более эффективными сорбентами, чем силикагель. Так, их сорбционная способность примерно в три раза больше, причем она мало зависит от температуры и присутствия масла. Синтетические цеолиты имеют различную влагоемкость. Так, влагоемкость и особенно кислотоемкость цеолитов NaA-2ММ-Т, NaA-2ММ-АТ и 4А-ХН-5 больше, чем других, перечисленных ранее.

Гранулированный сорбент засыпают в сетчатый цилиндр, препятствующий уносу гранул и задерживающий механические за-

грязнения. Это устройство называют фильтром-осушителем при небольшой вместимости (до 2 дм³) и осушителем (осушительным патроном) при большей вместимости.

Осушитель устанавливают на жидкостном трубопроводе до регулирующего вентиля. В малых автоматизированных установках осушитель 1 может быть постоянно включен в работу (рис. 7.13, а), а в средних и крупных установках (рис. 7.13, б) осушитель 1 включают в работу периодически, главным образом, в первые 10–15 дней после первоначального пуска установки, а затем по мере надобности при появлении признаков наличия влаги в системе. Поэтому осушитель 1 включают в обходной мост с запорными вентилями. Силикагель и синтетические цеолиты являются довольно хрупким материалом, разрушающимся в процессе работы. Твердые частицы адсорбента вызывают абразивный износ деталей компрессора. Поэтому после осушителя ставят фильтр тонкой очистки 2. Формованные цилиндры из цеолита БФ-60, БФ-120 разрушаются значительно меньше, чем насыпная масса из гранул.

Поливинилформаль является твердым пористым материалом, поглощающим воду, размягчаясь и набухая при этом, и задерживающим частицы размером свыше 15 мкм.

Содержание воды в хладоне или уменьшение поглотительной емкости адсорбента можно контролировать индикатором влажности 3 (рис. 7.13, б). Применяют индикаторы, в которых изменяется окраска некоторых солей металлов в зависимости от числа

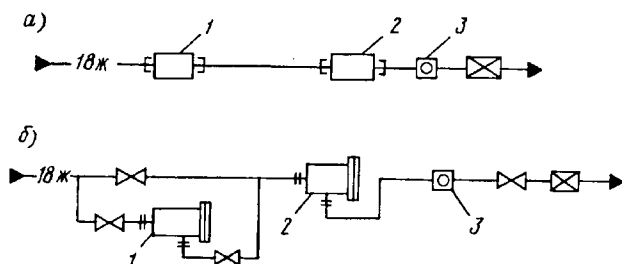


Рис. 7.13. Включение в схему осушителей: а — в малых установках; б — в средних и крупных установках;

1 — осушитель; 2 — фильтр; 3 — индикатор влажности

молекул воды, присоединенных молекулой соли. Например, безводный бромид кобальта CoBr_2 имеет зеленый цвет, $\text{CoBr}_2 \cdot \text{H}_2\text{O}$ — синий, $\text{CoBr}_2 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$ — фиолетовый, $\text{CoBr}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ — розовый. В индикаторе влажности применяют полоску фильтровальной бумаги, пропитанной влагочувствительным веществом, которая контактирует с хладагентом. Через смотровое стекло можно видеть цвет бумаги; при использовании бромида кобальта розовый цвет означает, что осушитель следует заменить.

В холодильной установке вместе с хладагентом могут находиться газы, не конденсирующиеся при тех температурах и давлениях, которые соответствуют работе установки. Основной составной частью этих неконденсирующихся газов является воздух. Кроме воздуха в системе могут быть и газы — продукты частичного разложения масла и хладагента. Однако доля этих веществ обычно невелика, а поэтому в дальнейшем для простоты все газы будут называться воздухом. В связи с тем что в паре хладагента содержатся газообразные примеси, общее давление p в любой части системы складывается из парциальных давлений p_a хладагента и p_b воздуха, т. е. $p = p_a + p_b$. Парциальное давление пара хладагента p_a в соответствующей части системы определяется температурой сред: охлаждаемой в испарителе и охлаждающей в конденсаторе, т. е. $p_a = f(t_a)$, в то время как давление p_b пропорционально количеству воздуха, находящегося в данной части системы.

Воздух попадает в систему холодильной установки различными путями: некоторое количество воздуха остается при недостаточном тщательном его удалении после вскрытия системы; воздух проникает в компрессоры, аппараты и трубопроводы при понижении давления в системе ниже атмосферного давления через течи соединений и при высоком давлении в системе путем диффузии через пористые материалы прокладок и сальников.

Независимо от того, в какой части воздух попал в систему, он скапливается в конденсаторе и линейном ресивере, так как гидравлический затвор, обычно имеющийся в линейном ресивере, препятствует прорыву в испарительную систему не только пара высокого давления, но и воздуха. Накапливающийся в конденсаторе воздух вызывает постепенное повышение в нем общего давления, прежде всего, из-за возрастания парциального давления воздуха, которое является функцией объемной доли смеси r_b , так как $p_b = r_b p$.

Этим не ограничивается влияние воздуха на повышение давления в конденсаторе. Воздух ухудшает теплопередачу от конденсирующегося пара к стенке трубы в связи с образованием газовой пленки *III* у поверхности конденсатора *II*, стекающего по стенке трубы *I* (рис. 7.14). Газовая пленка оказывается дополнительным термическим сопротивлением, вследствие чего в ней понижается температура (участок 1–2), и температура у поверхности жидкой пленки отличается от температуры пара в основном потоке. Такое изменение температуры пара вызывает соответственное изменение парциального давления пара хладагента от p_{a1} в основном потоке до p_{a2} у поверхности пленки. Так как общее давление в аппарате одинаково, то уменьшение давления пара у поверхности жидкостной пленки сопровождается повышением парциального давления воздуха у этой поверхности p_{b2}

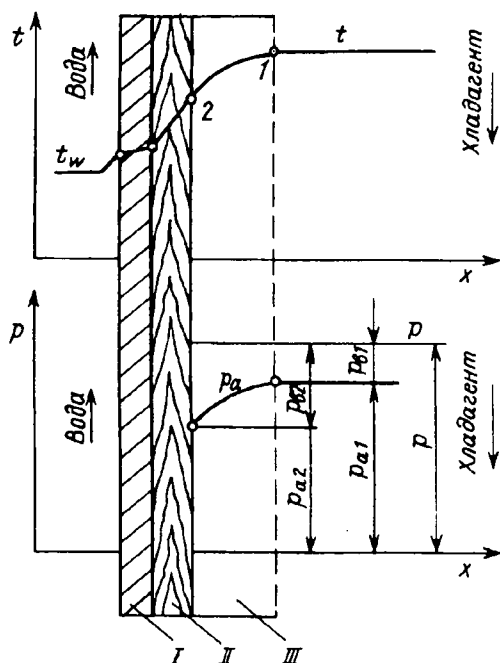


Рис. 7.14. Изменение температуры и давления хладагента у теплопередающей поверхности конденсатора:

I — стенка трубы; II — пленка конденсата; III — паровоздушная пленка

по сравнению с давлением в основном потоке смеси $p_{в1}$. По мере движения потока вдоль стенки навстречу движению воды парогазовая смесь соприкасается со стенкой трубы с относительно понижающейся температурой. Вследствие этого содержание воздуха у пленки конденсата в самой холодной зоне конденсатора оказывается в этих условиях наибольшим, а содержание пара наименьшим.

Уменьшение коэффициента теплопередачи конденсатора (при той же его тепловой нагрузке) может быть компенсировано увеличением разности температур между хладагентом и водой, что приводит к повышению температуры конденсации хладагента и связанного с ней парциального давления p_a . Таким образом, общее давление в конденсаторе при наличии воздуха повышается как от появления p_v , так и от увеличения p_a . Повышение давления в конденсаторе влечет за собой возрастание степени сжатия в компрессоре, а вследствие этого — повышение расхода энергии и уменьшение холодопроизводительности компрессора при неизменной температуре охлаждающей среды. В этом случае может возникнуть и опасный режим — как от возможного чрезмерного повышения давления в конденсаторе, так и от недопустимого повышения температуры паровоздушной смеси при сжатии ее в компрессоре. Во избежание вредных последствий от наличия воздуха в системе

принимают меры для уменьшения возможности проникновения воздуха и удаления проникшего туда воздуха. Поскольку воздух скапливается в конденсаторе и линейном ресивере, то и отбирать его для выпуска следует именно из этих аппаратов.

Разумеется, разделения газовой смеси не происходит из-за различия плотностей компонентов, так как каждый газообразный компонент смеси в соответствии с законом Дальтона распределяется равномерно в общем объеме смеси. Однако концентрация воздуха в определенной части объема парогазовой смеси может увеличиваться вследствие конденсации пара из смеси у поверхности с более низкой температурой, так как при неизменном общем давлении смеси понижение давления пара хладагента должно компенсироваться соответственным повышением парциального давления воздуха. Можно получить численное соотношение для этого процесса, если воспользоваться для пара хладагента зависимостями, вытекающими из законов идеальных газов, что несколько неточно, но позволяет получить данные для сравнения. Для парциального давления хладагента будет справедливо выражение

$$p_a = r_a p = g_a p \frac{R_a}{R_{см}}, \quad (7.1)$$

где — r_a , g_a объемная и массовая доли хладагента; R_a , $R_{см}$ — газовые постоянные хладагента и смеси.

Как известно, $R_{см} = g_a R_a + g_b R_b$ и $g_a + g_b = 1$, тогда

$$p_a = \frac{g_a R_a p}{g_a R_a + (1 - g_a) R_{\%o}} = \frac{p}{1 + \left(\frac{1}{g_a} - 1 \right) \frac{R_b}{R_a}},$$

или

$$p_a = \frac{p}{1 + \left(\frac{1}{g_a} - 1 \right) \frac{\mu_a}{\mu_b}}, \quad (7.2)$$

где g_b — массовая доля воздуха; R_b — газовая постоянная воздуха; μ_a , μ_b — молекулярные массы хладагента и воздуха.

На основании подобного соотношения построена номограмма для аммиака (рис. 7.15). Пользуясь номограммой, можно показать, что при давлении в конденсаторе 1,4 МПа и обычной температуре охлаждающей воды 30 °С в паровоздушной смеси даже около пленки конденсата содержится около 70 % парообразного аммиака. Следовательно, при выпуске воздуха непосредственно из конден-

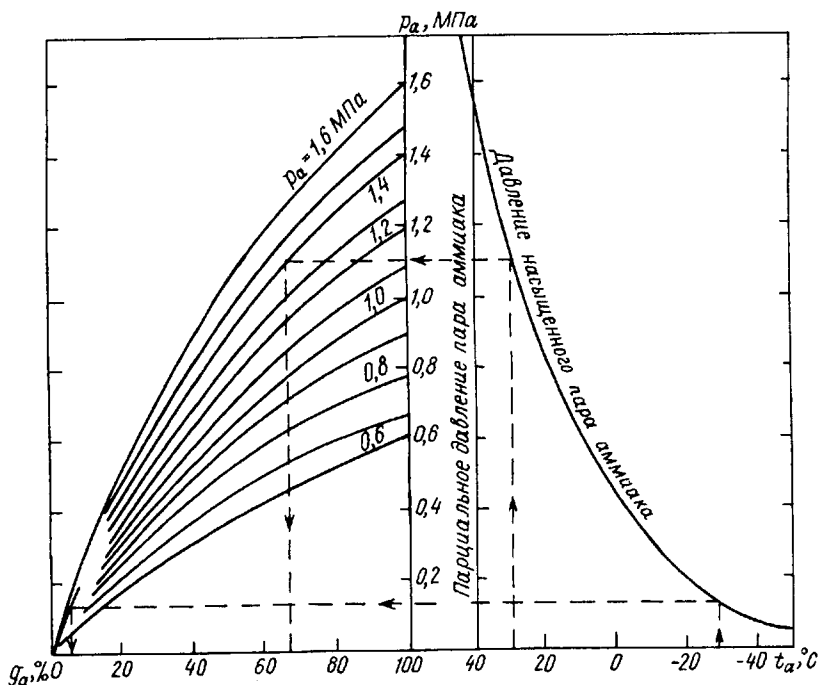


Рис. 7.15. Массовая доля аммиака в паровоздушной смеси при разных температурах и давлениях смеси

сатора будет выбрасываться аммиака в несколько раз больше, чем воздуха, даже при обильной и длительной подаче охлаждающей воды, поскольку при этом не происходит существенного снижения температуры поверхности. Номограмма позволяет указать правильный метод выпуска воздуха. Если при том же общем давлении конденсировать хладагент при значительно более низких температурах, чем температура воды, например при минус 30°C , то количество аммиака в парогазовой смеси уже будет около 25 %, т. е. в выпускаемой смеси будет приблизительно 95 % воздуха. Такой процесс охлаждения паровоздушной смеси до возможно более низкой температуры, но при том же общем высоком давлении положен в основу устройства аппарата для выпуска воздуха, называемого воздухоотделителем.

Первую группу таких аппаратов составляют воздухоотделители с непрерывным процессом удаления воздуха из самого воздухоотделителя. Простейшим по конструкции является воздухоотделитель, представляющий собой вертикальный сосуд 1 с находящимся в нем змеевиком 2 (рис. 7.16). В змеевик подается от регулирующей станции по линии 5 жидкий аммиак. Пар, образующийся при кипении аммиака в змеевике, по трубопроводу 8 поступает во всасывающий трубопровод (до отделителя жидко-

сти) компрессора, работающего на испарители с температурой t_0 , вследствие чего поверхность змеевика имеет ту же температуру.

Паровоздушная смесь, поступающая из конденсатора или линейного ресивера по трубопроводу 3 в сосуд с общим давлением p , встречается с холодной поверхностью змеевика и из смеси конденсируется аммиак при парциальном давлении p_a , соответствующем температуре t_0 . За счет теплоты конденсации аммиака происходит кипение хладагента внутри змеевика 2. Образовавшийся на его наружной поверхности конденсат собирается в нижней части сосуда и по мере накопления периодически направляется по трубопроводу 4 через регулирующий клапан PB в змеевик. Вентиль на линии 5 в этот период должен быть закрыт. Выпуск воздуха происходит через вентиль $1'$ в сосуд с водой 7, в который опущена трубка с шариковым обратным клапаном 6. Обратный клапан необходим здесь на случай прекращения подачи воздушной смеси при открытом вентиле $1'$. В этом случае в результате поглощения водой аммиака давление в воздуховыпускной трубе понизилось бы ниже атмосферного и воду выдавило бы внутрь корпуса аппарата. Вода поглощает аммиак и тем самым существенно уменьшается его выход в помещение. Эффективность работы этого воздухоотделителя невелика вследствие неравномерного охлаждения паровоздушной смеси в аппарате, так как он имеет малую площадь поверхности змеевика по отношению к сравнительно большому объему смеси и большую площадь поверхности, соприкасающейся с наружным воздухом.

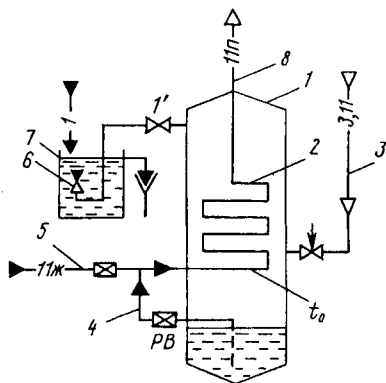


Рис. 7.16. Воздухоотделитель с непрерывным выпуском воздуха:

1 — сосуд; 2 — змеевик; 3 — линия паровоздушной смеси; 4 — линия удаления конденсата; 5 — жидкостная линия; 6 — обратный клапан; 7 — стеклянный сосуд с водой; 8 — паровой трубопровод; $1'$ — вентиль

Более эффективны воздухоотделители, в которых паровоздушная смесь проходит тонким слоем около охлаждающей поверхности. Наиболее простой является конструкция двухтрубного воздухоотделителя, в котором паровоздушная смесь проходит по кольцевому межтрубному пространству толщиной 5 – 6 мм. Такие воздухоотделители размещают непосредственно над линейным ресивером (рис. 7.17). Паровоздушная смесь отбирается из парового пространства ресивера по трубопроводу 2, а конденсат стекает по трубопроводу 4. Жидкий хладагент в аппарат поступает из трубопровода 5; его подача может быть автоматизирована при помощи терморегулирующего вентиля $ТРВ$. Трубопроводом 10 воздухоотделитель соединен со всасывающей стороной ком-

прессора. Открытие вентиля $1'$ для выпуска воздуха регулируют при первоначальном пуске. Выпуск воздуха лучше делать в стеклянный сосуд 7 с проточной водой, поступающей (3 – 5 дм³/ч) по трубе 6 . Водоаммиачный раствор сливается по трубопроводу 9 в канализацию. Для выпуска воздуха в крышке сосуда предусмотрено отверстие 8 . Недостатком двухтрубного воздухоотделителя является то, что охлаждаемый со стороны внутренней поверхности слой паровоздушной смеси подогревается у наружной поверхности

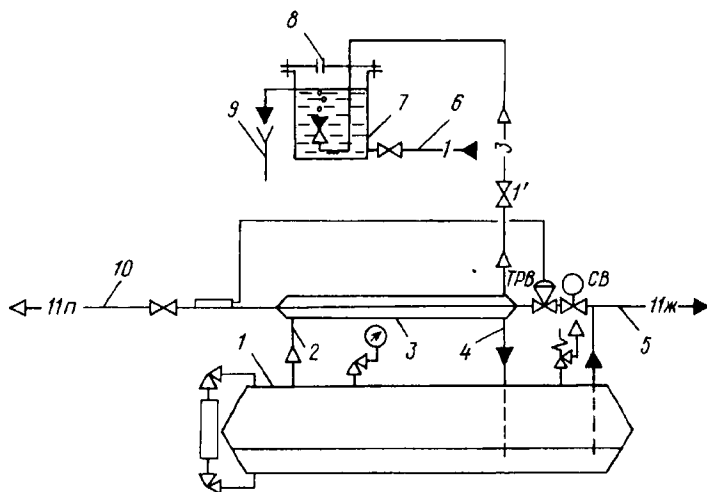


Рис. 7.17. Схема включения двухтрубного воздухоотделителя:

1 — линейный ресивер; 2 — паровоздушный трубопровод; 3 — воздухоотделитель; 4 — трубопровод для удаления конденсата; 5 — жидкостный трубопровод; 6 — трубопровод для подачи воды; 7 — стеклянный сосуд; 8 — отверстие; 9 — сливной трубопровод; 10 — всасывающий трубопровод; 11 — вентиль

ности окружающим воздухом. Поэтому его наружную поверхность целесообразно теплоизолировать.

Общий недостаток воздухоотделителей непрерывного действия состоит в трудности автоматизации выпуска воздуха. Воздухоотделитель должен включаться в работу при появлении воздуха в системе. Очевидно, что сигнал на включение должен давать прибор, измеряющий парциальное давление воздуха, но надежных методов измерения пока нет.

При включении воздухоотделителей в схему холодильной установки надо иметь в виду рассмотренные выше условия их эффективной работы. Так, важным является выбор места отбора паровоздушной смеси из конденсатора. Отбирать смесь надо не в верхней точке аппарата, а в наиболее холодной его зоне, т. е. около места подачи охлаждающей воды или над уровнем конденсата. Можно отбирать смесь из линейного ресивера; она того же состава,

что и в конденсаторе. Неправильно отбирать смесь из уравнительной трубы, так как при колебаниях уровня жидкости в ресивере возможен поток пара по уравнительной трубе из парового пространства конденсатора, где содержание воздуха обычно меньше, чем в ресивере. Пар хладагента из воздухоотделителя должен отводиться на сторону самого низкого давления установки.

Вторую группу воздухоотделителей образуют аппараты с периодическим процессом удаления воздуха, что связано с постепенным накоплением воздуха в аппарате. Одним из таких аппаратов является автоматический воздухоотделитель, схема включения которого показана на рис. 7.18. Воздухоотделитель состоит из трех отдельных блоков. Блок с элементом сравнения давлений 4 установлен на трубопроводе 3, по которому жидкий хладагент из конденсатора 6 сливается в линейный ресивер 1. Блок 4 состоит из двух соосно расположенных цилиндрических сосудов. Внутренний сосуд (стакан) заполнен хладагентом без примеси воздуха и отключен от системы. Он является источником эталонного давления, которое зависит от температуры жидкого хладагента, стекающего из конденсатора и омывающего стакан. Разность давлений конденсации и в стакане контролируется реле разности давлений 7, температуру жидкого хладагента измеряют термометром 2, а давление в стакане — мановакуумметром 5. Если разность давлений конденсации и в стакане достигает значения уставки (эталонной разности) разности давлений (обычно 0,02 МПа), что свидетельствует о наличии воздуха в системе, то по команде реле 7 открывается соленоидный вентиль 1' на трубопроводе, соединяющем теплообменник со стороной низкого давления (циркуляционным или защитным ресивером), т. е. включается в работу разделительный блок. Этот блок содержит кожухотрубный теплообменник 9, в трубном пространстве которого поддерживаются постоянный уровень жидкого хладагента (с помощью реле уровня 8 и соленоидного вентиля 4') и давление (температура) кипения. В межтрубное пространство теплообменника поступает аммиаководдушная смесь из конденсатора и линейного ресивера. Аммиак конденсируется, и его уровень в межтрубном пространстве повышается, и при достижении допустимого значения он перепускается (с помощью реле уровня 10 и соленоидного вентиля 3') в трубное пространство. Воздух накапливается и периодически (через 3 мин) выпускается (по команде реле времени, открывающем вентиль 2') в трубопровод аварийного выпуска хладагента (или в сосуд с водой).

Третий блок — это щит сигнализации, содержащий приборы автоматики и арматуру. Он может располагаться на расстоянии до 10 м от разделительного блока.

Выпуск воздуха в хладоновых холодильных установках имеет некоторые особенности. Следует отметить, что вероятность наличия воздуха в хладоновых системах меньше, чем в аммиачных, так как к первым предъявляют более высокие требования к ос-

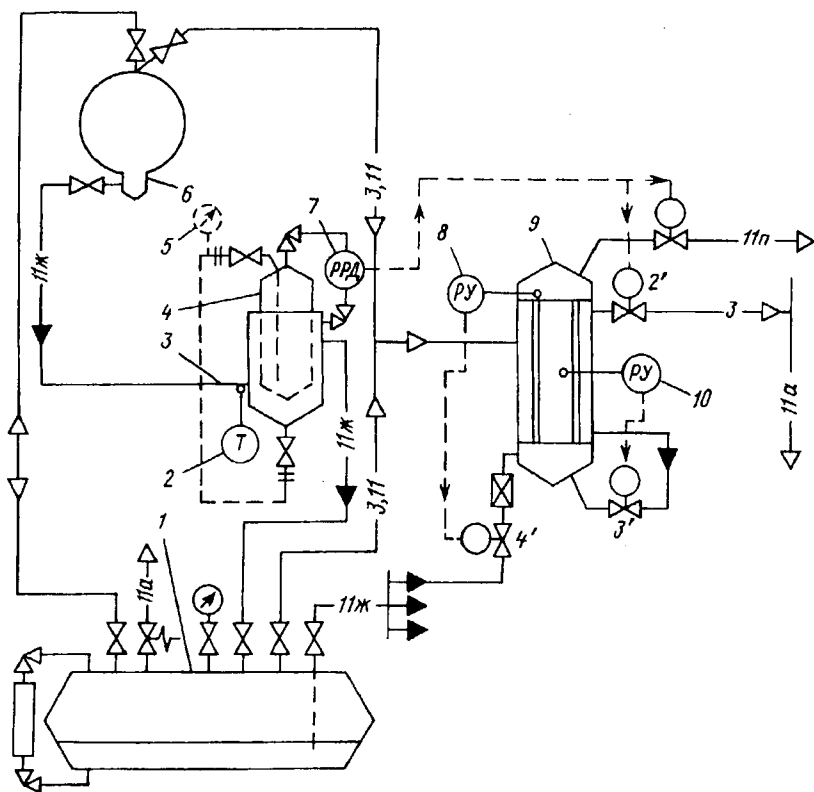


Рис. 7.18. Автоматический воздухоотделитель:

1 — линейный ресивер; 2 — термометр; 3 — сливной трубопровод; 4 — блок с элементом сравнения давлений; 5 — мановакуумметр; 6 — конденсатор; 7 — реле разности давлений; 8, 10 — реле уровня; 9 — теплообменник; 1'-4' — соленоидные вентили

вобождению их от воздуха при вскрытии системы и к герметичности соединений. Имеет существенное значение и иной характер кривых на графике, построенном по зависимости (7.2). Характер графического изображения линий $p_a = f(g_a)$ при одном и том же общем давлении p , как видно из выражения (7.2), зависит от соотношения молекулярных масс хладагента μ_a и воздуха μ_b . Если $\mu_a = \mu_b$, то в паровоздушной смеси $p_a = g_a p$, а графиком такой функции будет прямая линия в координатах $p_a - g_a$ (рис. 7.19). Если $\mu_a < \mu_b$, что соответствует рассмотренной выше аммиачновоздушной смеси, то при малых массовых долях аммиака p_a растет быстро и график оказывается выпуклой линией. При $\mu_a > \mu_b$, что соответствует хладам, p_a вначале растет медленно и только при высоких массовых долях хладагона начинает расти быстрее, вследствие чего график $p_a = f(g_a)$ оказывается вогнутой линией. По этим причинам при одном и том же общем давлении p и одинаковом

p_a его содержание в смеси неодинаково для смесей воздуха с различными хладагентами. Так, на рис. 7.19 p_a с $\mu_a > \mu_b$ соответствует содержанию в смеси g_{a2} хладагента, что больше, чем для хладагента с $\mu_a < \mu_b$ (g_{a1}). Именно поэтому в хладоновых установках недостаточно только охлаждать паровоздушную смесь в воздухоотделителе до имеющейся низкой температуры, так как в этом случае из него будет выпускаться смесь с большей массовой долей хладагона, например g_{a2} . При этих же условиях из аммиачного аппарата будет выпускаться смесь со значительно меньшим содержанием аммиака, например g_{a1} .

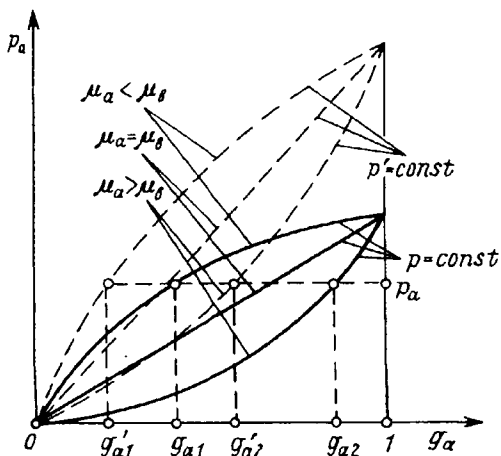


Рис. 7.19. Зависимость парциального давления хладагента в смеси от его массовой доли для хладагентов с различными молекулярными массами

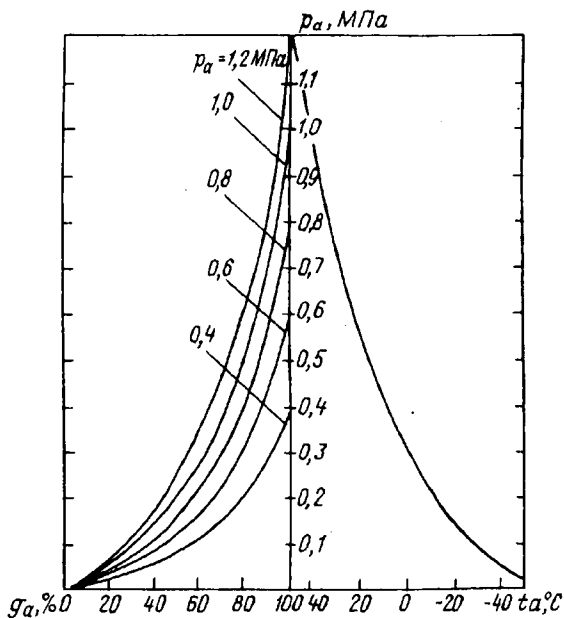


Рис. 7.20. Массовая доля R12 в смеси при различных давлениях и температурах смеси

Для уменьшения потерь хладона при выпуске воздуха из воздухоотделителя применяют дожатие паровоздушной смеси перед воздухоотделителем в дополнительном компрессоре. Рисунок показывает полезность такого процесса. Штриховыми линиями нанесены графики для нового, более высокого, чем p , общего давления p' . При таком общем давлении и том же парциальном давлении p_a (охлаждение смеси в воздухоотделителе до той же температуры кипения t_0 , соответствующей этому давлению) в выпускаемой паровоздушной смеси массовая доля хладона значительно уменьшается (до g'_{a2}), в то время как для аммиака уменьшение массовой доли (до g'_{a1}) менее существенно.

На рис. 7.20 приведена номограмма для R12, из которой можно видеть, что при охлаждении смеси даже до -30°C содержание R12 в выпускаемой смеси оказывается около 50 % при низких давлениях конденсации и около 25 % при высоких, в то время как в аммиачных установках при этих условиях с воздухом выпускается всего 5 – 10 % аммиака от общего состава смеси. Для повышения давления смеси в воздухоотделителе до возможно большего значения (обычно в два-три раза превышающего давление конденсации) отбираемая смесь дополнительно сжимается специальным компрессором. Ввиду того что количество отбираемой смеси невелико, даже для крупных установок в качестве вспомогательных компрессоров для сжатия смеси могут использоваться герметичные, обычно применяемые для бытовых холодильников.

Другой путь повышения эффективности воздухоотделения в хладоновых установках заключается в использовании вспомогательного компрессора не для дожатия смеси, а для ее охлаждения до более низкой температуры, чем та, которая поддерживает данную холодильную установку.

§ 7.4. ВЛИЯНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ЗАГРЯЗНЕНИЙ

Причинами появления загрязнений являются: плохая очистка внутренних поверхностей оборудования после его изготовления от формовочного песка у литых деталей, от окалина и коррозии; плохая очистка и промывка поверхностей после монтажа и в процессе эксплуатации оборудования. Все эти загрязнения или смываются с поверхности жидким хладагентом, или увлекаются его паром, вследствие чего они могут перемещаться вместе с хладагентом по системе холодильной установки. Некоторые хладагенты (хладоны) в высокой степени обладают свойством смывать загрязнения с поверхности.

Наибольшую опасность для работы установки механические загрязнения создают в компрессоре, насосе и дроссельных устройствах. В компрессоре и насосе твердые частицы, попавшие между трущимися поверхностями, вызывают их нагревание, увеличенный расход энергии на трение и ускоренное изнашивание

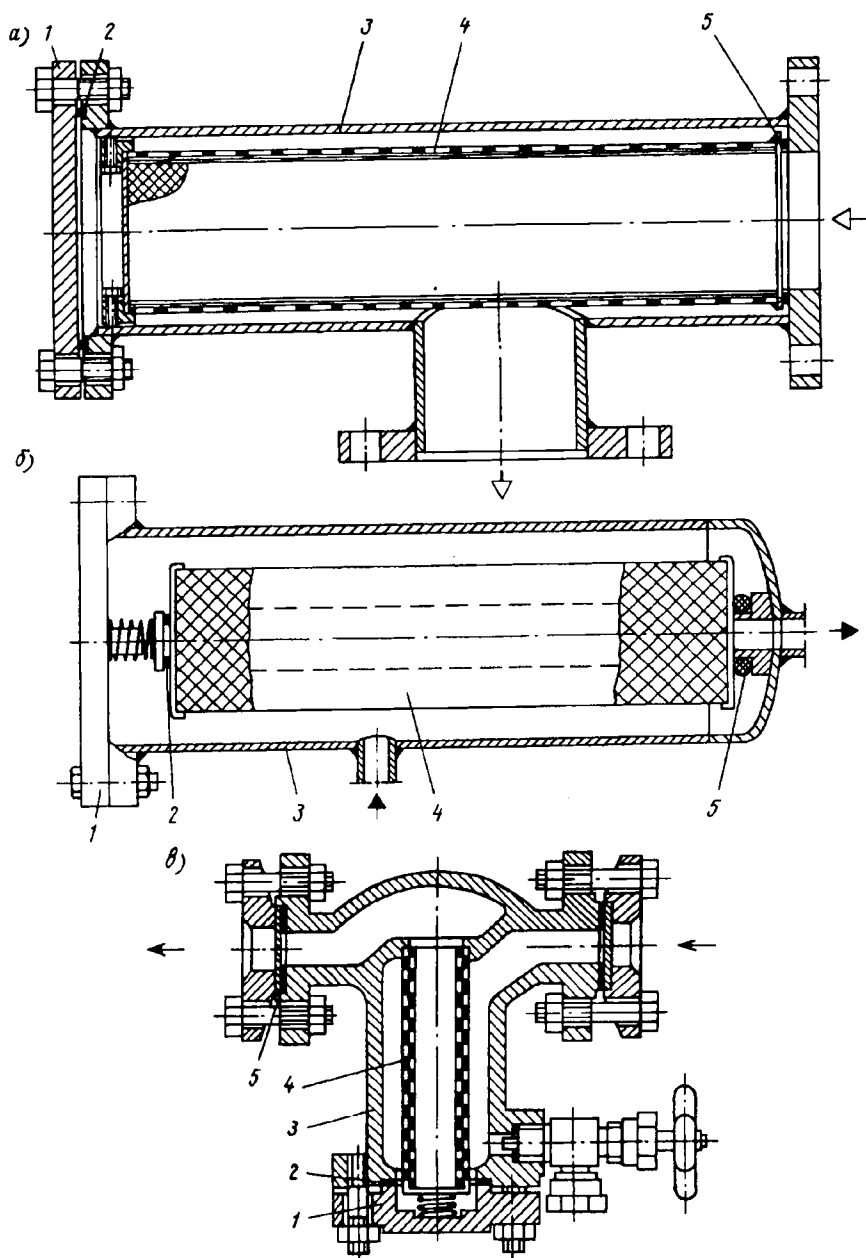


Рис. 7.21. Фильтры: а — для парообразного хладагента; б — для смазочного масла; в — для жидкого хладагента;

1 — крышка; 2, 5 — уплотнительные кольца; 3 — корпус; 4 — сетчатый каркас с фильтрующим слоем

деталей, а иногда являются причиной и более серьезных отказов. В дроссельных устройствах малые отверстия и щели засоряются частицами, что влечет за собой уменьшение или полное прекращение подачи хладагента в испаритель.

Для очистки хладагента и масла во время работы установки в схему включают дополнительные устройства — фильтры, задерживающие механические загрязнения. Поскольку наиболее чувствительными к загрязнениям оказываются компрессор, насос и дроссельные устройства, то именно перед ними и размещают фильтры. Различают фильтры газовые и жидкостные, для хладагента, хладоносителя и смазочного масла. Фильтры имеют сварную разъемную конструкцию (рис. 7.21), включающую корпус 3 с входным и выходным патрубками, съемную крышку 1, сетчатый каркас с фильтрующим слоем 4, уплотнительные кольца 2 и 5. Газовые фильтры (рис. 7.21, а) устанавливают на всасывающем трубопроводе компрессора; их фильтрующий слой выполнен из металлических (стальных, латунных) сеток с диаметром ячеек 0,2 – 0,4 мм и тканей различного вида (сукно, фетр, миткаль). Жидкостные фильтры (рис. 7.21, б) размещают на жидкостных трубопроводах перед приборами автоматики; их фильтрующий слой состоит из металлических сеток с диаметром ячеек 0,05 – 0,15 мм. Масляные фильтры (рис. 7.21, б) размещают на стороне всасывания и нагнетания насоса; их фильтрующий слой выполняют из металлических сеток с диаметрами ячеек: для грубой очистки 0,05 – 0,08 мм, для тонкой очистки 0,01 – 0,016 мм. Площадь поверхности фильтрующего слоя определяют по рекомендуемому значению скорости движения среды (м/с), например: 1 – 1,5 для паровых сетчатых, 0,07 – 0,1 для жидкостных сетчатых и 0,03 – 0,05 для жидкостных матерчатых.

В аппаратах холодильных установок вследствие весьма малых скоростей движения жидкого хладагента загрязнения могут отстаиваться и собираться в нижней зоне аппарата. В большинстве конструкций аммиачных аппаратов в этой зоне предусмотрен отстойник для сбора масла и загрязнений, из которого последние выпускают вместе с маслом.

§ 8.1. СПОСОБЫ ОТВОДА ТЕПЛОТЫ

Теплота конденсации хладагента холодильной установки (и теплота абсорбции в абсорбционной установке) должна быть передана окружающей среде. В качестве теплоотводящей среды могут быть выбраны вода или атмосферный воздух — самые доступные теплоприемники. Ранее считалось более целесообразным охлаждать конденсаторы промышленных холодильных установок, а также абсорберы абсорбционных установок водой, так как из-за более интенсивной (примерно в 1000 раз по сравнению с воздухом) теплоотдачи к воде и более значительной (почти в 3000 раз) объемной теплоемкости воды обеспечиваются компактность теплообменных аппаратов и относительно малые затраты металла. Кроме того, температура воды в летнее время, как правило, ниже температуры воздуха в данной местности, а поэтому холодильная установка, имеющая конденсатор с водяным охлаждением, работает летом при более низкой температуре конденсации хладагента. Конденсаторы с воздушным охлаждением обычно применяли только в малых торговых и транспортных холодильных установках, т. е. там, где по ряду причин применение воды исключалось.

При использовании воды в качестве теплоотводящей среды возможны два вида водоснабжения: проточное (разомкнутая система подачи воды) и обратное (замкнутая система подачи воды). В разомкнутой системе (рис. 8.1) вода, взятая из источника водоснабжения 1 при температуре t_{w1} насосом 2, используется однократно для отвода теплоты в конденсаторе и затем сбрасывается, будучи нагретой до температуры t_{w2} . Проточное водоснабжение может быть применено, прежде всего, из-за простоты, однако его использование не всегда экономически оправдано, а часто и невозможно из-за вероятности загрязнения окружающей среды.

Целесообразность использования той или иной системы водоснабжения в большой степени зависит от источника водоснабжения, количества и качества воды в нем. Иногда для водоснабжения холодильных установок воду берут из различных естественных водоемов: рек, озер, морей. Если предприятие находится вблизи таких

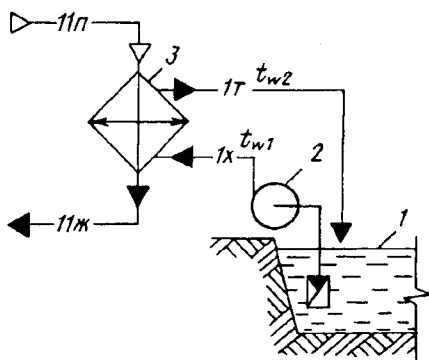


Рис. 8.1. Схема проточного водоснабжения:
1 — открытый водоем; 2 — насос; 3 — конденсатор

источников, то стоимость воды оказывается низкой и ее повторное использование нецелесообразно. В некоторых случаях вода естественных водоемов может содержать большое количество растворенных солей, что приводит к образованию отложений на теплопередающей поверхности и коррозии аппаратов, охлаждаемых такой водой. В других случаях вода оказывается сильно загрязненной, что требует ее предварительной обработки или частой очистки аппаратов и, следовательно, усложняет эксплуатацию установки. Часто приходится, например, при водоснабжении химических предприятий, отказываться от разомкнутой системы, например с забором воды из реки, так как в теплообменных аппаратах вода может загрязняться рабочими веществами при их утечке, а санитарные требования запрещают возвращать загрязненную воду в реку.

Другим целесообразным источником водоснабжения для холодильных установок вследствие низкой температуры воды ($t_{w1} = 9 \div 12^\circ\text{C}$) являются артезианские скважины (колодцы). Но артезианская вода часто жесткая, химически агрессивная, что также приводит к образованию отложений и коррозии. В крупных населенных пунктах холодильные установки нередко снабжаются из городской водопроводной сети. Применение в таких случаях проточного водоснабжения приводит к значительным расходам. Из-за сравнительно высокой стоимости водопроводной воды иногда получается, что за воду приходится платить существенно больше, чем за электроэнергию на привод холодильного оборудования. В некоторых случаях недостаточное поступление воды из источника (недостаточный дебит), не обеспечивающее нужд холодильной установки, лишает возможности применять проточное водоснабжение даже при хорошем качестве воды и низкой ее стоимости.

В замкнутой системе (рис. 8.2) вода используется многократно, так как циркулирует по замкнутому контуру и перед очередным использованием охлаждается в атмосферном охладителе 1, отдавая окружающему воздуху теплоту Q_k , полученную в конденсаторе 2 (или других аппаратах). Таким образом, в замкнутой системе вода, циркулирующая при помощи насоса 3, является промежуточным теплоносителем между хладагентом, от которого отводится теплота в аппарате, и наружным воздухом.

В таких охладителях вода непосредственно контактирует с окружающим воздухом и охлаждается благодаря передаче теплоты воздуху при

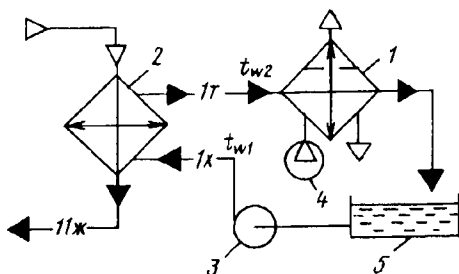


Рис. 8.2. Схема оборотного водоснабжения:
1 — атмосферный охладитель; 2 — конденсатор;
3 — насос; 4 — вентилятор; 5 — бак

одновременном действии конвективного теплообмена и поверхностного испарения воды в воздух. Потери воды за счет испарения (до 4 % от общего количества циркулирующей воды) компенсируются добавкой из внешнего источника. Роль лучистого теплообмена в общем количестве переданной теплоты сравнительно невелика, и поэтому влиянием этого процесса охладителей лучистый теплообмен может оказывать и нежелательное действие, когда открытая поверхность воды подвергается нагреванию солнечными лучами. Таким образом, охлаждение воды происходит путем совместного действия теплообмена и массообмена при соприкосновении воды с влажным атмосферным воздухом.

Оборотное водоснабжение используют при следующих условиях: высокой стоимости воды; загрязненности воды в источнике водоснабжения; загрязнении воды в теплообменных аппаратах установки; недостаточном дебите источника водоснабжения; высокой жесткости воды.

Обычно температура воды t_{w1} , поступающей в конденсатор после охлаждения в атмосферном охладителе, несколько выше температуры воды, забираемой из естественных источников в данной местности, в связи с чем и расчетное давление конденсации, принимаемое при проектировании установки, также должно быть выше, что повышает энергетические затраты на производство холода.

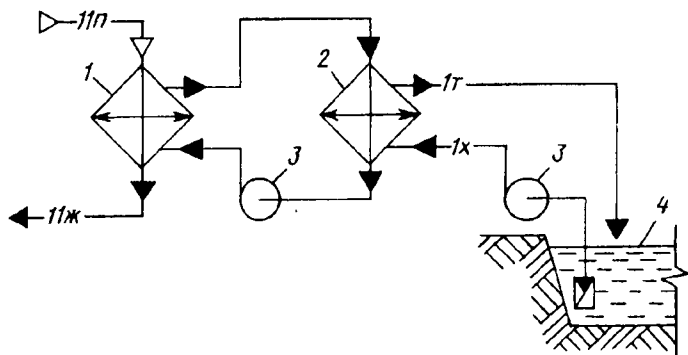


Рис. 8.3. Схема двухконтурной системы:

1 — конденсатор; 2 — теплообменник; 3 — насос; 4 — открытый водоем

Если все же приходится использовать загрязненную или жесткую воду, то применяют двухконтурную систему подачи воды (рис. 8.3). В первом, замкнутом контуре с помощью насоса 3 циркулирует чистая вода, охлаждающая конденсатор 1, которая, в свою очередь, охлаждается в теплообменнике 2 посредством разомкнутой или замкнутой систем охлаждения воды. Некоторое усложнение схем оборотного водоснабжения возникает при применении вертикаль-

ных кожухотрубных конденсаторов, поскольку и сами охладители являются аппаратами открытого типа с явно выраженным уровнем воды в них. По этой причине для работы установки имеет значение взаимное расположение атмосферного охладителя и конденсатора. При расположении конденсатора 1 и охладителя 4 на одном уровне потребуются два насоса 3 и 6 (рис. 8.4, а). Чтобы избежать этого, приходится располагать один аппарат над другим. Так как в большинстве конструкций охладителей для разбрызгивания воды необходимо некоторое давление, то целесообразнее располагать охладитель воды 4 над конденсатором 1 (рис. 8.4, б).

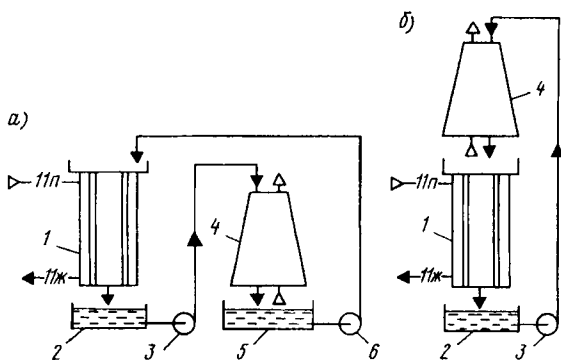


Рис. 8.4. Схема оборотного водоснабжения с конденсатором открытого типа и атмосферным охладителем, расположенными: а — на одном уровне; б — на разных уровнях;

1 — вертикальный кожухотрубный конденсатор; 2, 5 — поддоны; 3, 6 — насосы; 4 — атмосферный охладитель воды

Сейчас многие регионы испытывают недостаток чистой пресной воды, и она постоянно дорожает. Кроме того, постоянно увеличиваются сбросы загрязненной воды и других промышленных отходов в водоемы. Поэтому конденсаторы с воздушным охлаждением начали применять на многих крупных промышленных холодильных установках. Схема отвода теплоты к воздуху в аппарате с воздушным охлаждением показана на рис. 8.5. Наружный воздух с температурой $t_{в1}$, подаваемый в аппарат вентилятором, отводит теплоту от ребристой поверхности конденсатора и выходит из аппарата нагретым до температуры $t_{в2}$. Структура системы отвода теплоты при этом существенно упрощается. Кроме того, использование конденсаторов воздушного охлаждения позволяет значительно уменьшить расход производственной воды, устраняет необходимость в сооружении охладителей воды, насосной станции, в прокладке водяных трубопроводов. Исключение расхода металла на эти нужды делает холодильную установку с аппаратами с воздушным охлаждением сопоставимой по этому важному показателю с установкой, в которой применено оборот-

ное водоснабжение. Конденсаторы воздушного охлаждения, несмотря на их большие габаритные размеры, требуют меньшей площади на территории предприятия, чем аппараты водяного охлаждения и насосные станции. Использование конденсаторов воздушного охлаждения: устраняет сброс загрязненных сточных вод в водоемы, что существенно для защиты окружающей среды; исключает необходимость очистки теплопередающей поверхности от минеральных и органических отложений; обеспечивает стабильность коэффициентов теплоотдачи благодаря отсутствию загрязнений на теплопередающей поверхности. Перспективны конденсаторы воздушного охлаждения для безводных районов, районов с влажным климатом, поскольку здесь атмосферные охладители воды малоэффективны.

Для районов с сухим климатом эффективными являются испарительные конденсаторы, представляющие собой по существу комбинацию конденсатора и вентиляционной градирни, которые позволяют получать относительно низкую температуру конденсации хладагента при сравнительно высокой температуре атмосферного воздуха и значительно сократить расход воды. Вода, как и при оборотном водоснабжении, насосом 3 подается в испарительный конденсатор 1, где, орошая теплопередающую поверхность, отводит теплоту конденсации и стекает в поддон 2 (рис. 8.6). В противоток воде пленкой, стекающей по теплопередающей поверхности, движется воздух (подаваемый вентилятором 4), который отводит теплоту от воды. В результате теплообмена испаряется часть воды и нагревается воздух. Смесь водяного пара и воздуха удаляется из аппарата. Температуры воды и воздуха изменяются по мере движения в аппарате, но температура воды изменяется незначительно (в пределах 2 К), поэтому при тепловом расчете ее принимают постоянной.

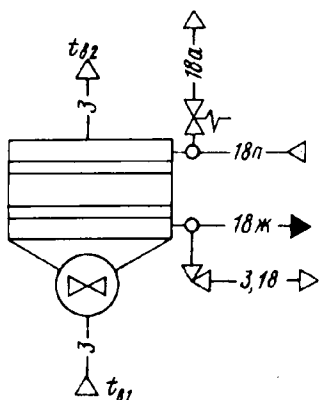


Рис. 8.5. Схема воздушного охлаждения конденсатора

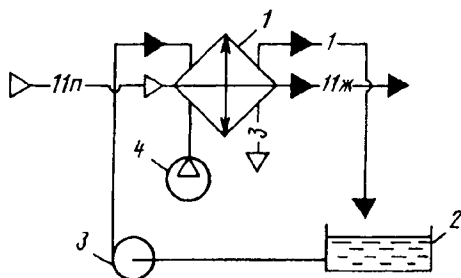


Рис. 8.6. Схема испарительного охлаждения конденсатора:

1 — испарительный конденсатор; 2 — поддон;
3 — насос; 4 — вентилятор

Испарительные конденсаторы компактны, содержат небольшое количество воды в системе и требуют малого расхода воды. Например, с учетом испарения и уноса расход воды составляет не более 8 % от расхода воды в установке с конденсаторами водяного охлаждения такой же производительности. При температуре воздуха ниже 0 °С испарительный конденсатор может работать как воздушный без подачи воды.

Использование испарительных конденсаторов позволяет экономить воду по сравнению с конденсаторами водяного охлаждения, получать относительно низкую температуру конденсации при сравнительно высокой температуре атмосферного воздуха. По экономическим показателям испарительные конденсаторы имеют преимущество по отношению к конденсаторам другого вида охлаждения во всех климатических зонах, но особенно в зоне с жарким и сухим климатом.

При проектировании холодильной установки температура конденсации определяется в зависимости от выбранного типа конденсатора. В отличие от температуры охлаждаемых объектов, не зависящей обычно от времени года, температура теплоотводящей среды в большинстве случаев претерпевает сезонные изменения, вызывающие соответственно изменения температуры конденсации хладагента. Сведения о температуре воды в естественных источниках могут быть найдены в климатологических справочниках, а при их отсутствии ее можно принимать равной среднемесячной температуре воздуха в данной местности.

Температуру же воздуха, поступающего на охлаждение конденсаторов, следует принимать равной расчетной температуре наружного воздуха [см. уравнение (4.3)]. Значение нагрева воды Δt_w или воздуха $\Delta t_{вв}$ в конденсаторах водяного и воздушного охлаждения, разность температур $\Delta t_k = t_k - t'$ (t' — температура мокрого термометра) конденсатора испарительного охлаждения, а также среднюю логарифмическую разность температур Θ_k между хладагентом в конденсаторе и охлаждающей средой выбирают на основе технико-экономического анализа, поскольку увеличение первой из этих величин позволяет уменьшить расход среды, охлаждающей конденсатор, а увеличение второй — уменьшить расход металла на изготовление конденсатора. Однако повышение обоих температурных перепадов влечет за собой рост расхода энергии на производство холода.

Принято определять температуру конденсации при водяном охлаждении конденсаторов по выражению $t_k = t_{w2} + (4 \div 6)$; значение же нагрева воды в конденсаторе $\Delta t_w = t_{w2} - t_{w1}$ приходится выбирать в зависимости от стоимости воды. Если при проточной системе водоснабжения используется дешевая имеющаяся в достаточном количестве вода, то ее можно нагревать в конденсаторе на 2–5 К. Такой же перепад температур воды принимают и при обратном водоснабжении. Если же вода дорогая или дебит ее ограничен, то воду следует нагревать в конденсаторе на 6–10 К.

Для испарительных конденсаторов температуру конденсации принимают как $t_k = t' + (10 \div 20)$. В воздушных конденсаторах воздух обычно нагревается на $t_{в2} - t_{в1} = 4 \div 6$ К. Чтобы компенсировать меньшую интенсивность теплопередачи в конденсаторах воздушного охлаждения, приходится предусматривать повышенную разность температур Θ_k между конденсирующимся хладагентом и воздухом. В этом случае температуру конденсации принимают $t_k = t_{в2} + (10 \div 15)$. Поэтому расчетная температура конденсации хладагента оказывается довольно высокой и может превысить предельно допустимое значение.

Для холодильных установок температура конденсации при воздушном охлаждении не должна превышать критическую температуру хладагента. Следует иметь в виду, что и при высоких расчетных значениях температуры конденсации при воздушном охлаждении годовой расход электроэнергии может оказаться по сравнению с вариантами, в которых используют испарительные конденсаторы и конденсаторы водяного охлаждения, во всех климатических зонах, кроме зоны с сухим и жарким климатом, так как средняя годовая температура воздуха существенно ниже, чем среднегодовая температура воды, тем более при обратном водоснабжении.

§ 8.2. ОСНОВЫ ПРОЦЕССА ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ВОДЫ

Если относительно большое количество воздуха, имеющего температуру t_b и относительную влажность ϕ_b , движется вдоль ограниченной поверхности воды (рис. 8.7) с начальной температурой t_w , более высокой, чем температура воздуха t_b , то в результате конвективного теплообмена воды с воздухом и испарения части воды с поверхности dF будет передано количество теплоты

$$dQ = [\alpha(t_w - t_b) + \sigma(d_w'' - d_b)r]dF, \quad (8.1)$$

где σ — коэффициент испарения с поверхности воды, отнесенный к разности влагосодержаний, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; d_w'' — влагосодержание насыщенного воздуха над поверхностью воды; d_b — влагосодержание воздуха. Понижение температуры воды, происходящее при обдувании ее воздухом, прекращается при достижении некоторой температуры, называемой пределом охлаждения воды и равной температуре мокрого термометра t' . Тогда испарение воды происходит только за счет теплоты, по-

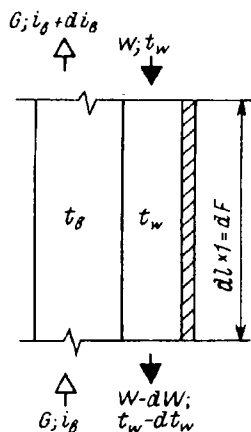


Рис. 8.7. Схема процессов испарительного охлаждения циркуляционной воды

лучаемой от окружающего воздуха. Поэтому для предела охлаждения будет справедливо выражение

$$\alpha(t_w - t_b) = \sigma(d''_t - d_b)r,$$

откуда следует, что путем испарения части воды она может быть охлаждена до температуры более низкой, чем температура окружающего воздуха. Здесь d''_t — влагосодержание насыщенного воздуха при температуре мокрого термометра. Пусть к элементу поверхности охладителя (рис. 8.7) подходит вода с объемным расходом W и температурой t_w . В противоток с водой в охладителе у элемента dF движется воздух с массовым расходом G и начальной энтальпией i_b . В результате совместного действия теплообмена и массообмена с воздухом на площадке dF произойдет охлаждение воды на dt_w , при этом испарится часть воды в количестве dW . Количество теплоты, отданной водой, будет равняться разности ее теплосодержаний на границах участка, т. е.

$$dQ = W\rho_w c_w t_w - (W - dW)\rho_w c_w (t_w - dt_w).$$

Если пренебречь членом второго порядка малости, то уравнение примет вид

$$dQ = W\rho_w c_w dt_w + t_w \rho_w c_w dW. \quad (8.2)$$

Здесь второе слагаемое представляет собой теплосодержание испарившейся воды.

Теплота, отданная водой, передается воздуху, и в результате изменяется его энтальпия на величину di_b . Таким образом, $dQ = Gdi_b$, или окончательно

$$Gdi_b = W\rho_w c_w dt_w + t_w \rho_w c_w dW. \quad (8.3)$$

В частном случае, при достижении предела охлаждения, $dt_w = 0$ и $t_w = t'$. Тогда

$$Gdi_b = t' \rho_w c_w dW. \quad (8.4)$$

Выражение (8.4) позволяет найти на диаграмме $i-d$ влажного воздуха наклон линии процесса изменения состояния воздуха при его теплообмене с водой, имеющей температуру, равную температуре мокрого термометра. Так как масса испарившейся воды $\rho_w dW = Gdd_b$, то $Gdi_b = Gt'c_w dd_b$, а наклон линии процесса определяется отношением $\Delta i_b / \Delta d_b = di_b / dd_b = c_w t'$. Таким образом, линия 1- n рассматриваемого процесса может быть проведена на диаграмме $i-d$ по отношению к линии постоянной энтальпии с наклоном, определяемым численным значением энтальпии воды при температуре мокрого термометра (рис. 8.8). Если в выражении (8.2) пренебречь также и сравнительно небольшим теплосодержанием испарившейся влаги, то оно может быть написано в виде $dQ = W\rho_w c_w dt_w$. Тогда для предела охлаждения, поскольку $dt_w = 0$

и $dQ = 0$, выражение (8.3) примет вид $G di_B = 0$, вследствие чего $di_B = 0$; $i_B = \text{const}$. Следовательно, при этом допущении линия, изображающая процесс теплообмена воды с воздухом, совпадает с линией постоянной энтальпии, проведенной из точки, характеризующей состояние воздуха, а предельная температура охлажденной воды может быть найдена по значению температуры в точке пересечения линии постоянной энтальпии воздуха с линией насыщенного воздуха, как это сделано, например, на рис. 1.6.

В замкнутой системе расход воды составляет W . Отнимая от хладагента в конденсаторе теплоту конденсации Q , вода нагревается на $t_{w2} - t_{w1}$. На ту же разность температур вода должна охладиться в охладителе, отдавая теплоту воздуху, расход которого через охладитель равен G , в результате чего возрастают его энтальпия на $i_{B2} - i_{B1}$ и температура на $t_{B2} - t_{B1}$. В процессе охлаждения в охладителе расход воды уменьшается из-за испарения части ее W_0 .

Объем испарившейся воды W_0 компенсируется добавлением свежей воды в соответствующем количестве. В охладителях холодильных установок это количество не превышает 1 % объема циркулирующей воды, а с учетом уноса воды ветром и утечек оно не превышает 2–4 %.

Если пренебречь теплосодержанием добавляемой воды, то тепловой баланс охладителя

$$Q = W \rho_w c_w (t_{w2} - t_{w1}) = G (i_{B2} - i_{B1}). \quad (8.5)$$

Хотя в количественном отношении испарившаяся жидкость имеет малое значение, в тепловом отношении испарение воды является важнейшим охлаждающим фактором, сохраняющим свое значение в течение почти всего года. Так, в летнее время путем испарения воды отводится до 90 % теплоты, отдаваемой в охладителе водой. Только в зимнее время в связи с ростом разности температур воды и воздуха, а также из-за малой влагоемкости воздуха доля испарения в общем теплообмене падает примерно до 30 %. Для испарительного конденсатора процесс пе-

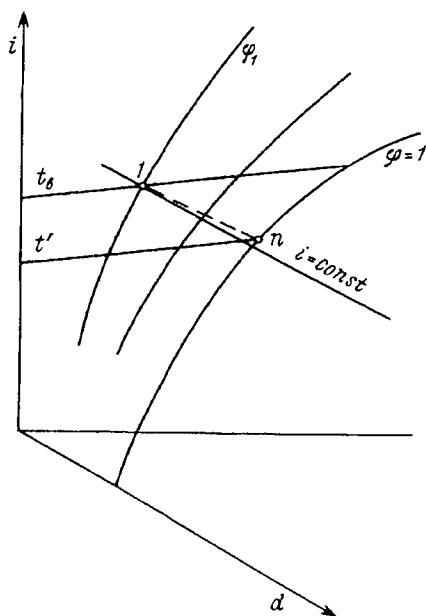


Рис. 8.8. Процесс изменения состояния воздуха

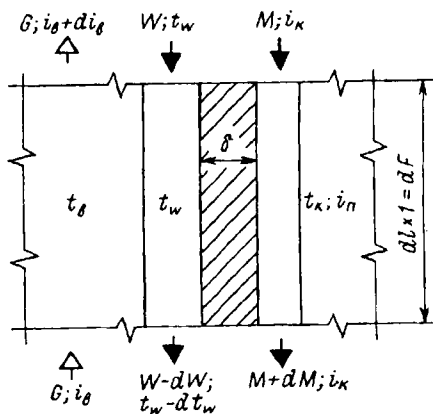


Рис. 8.9. Схема процессов испарительно-го охлаждения конденсатора

тальпией пара i_{Π} и конечной конденсата i_{κ} на элементе поверхности dF конденсируется хладагент в количестве dM_{κ}

$$dQ_{\kappa} = dM_{\kappa}(i_{\Pi} - i_{\kappa}).$$

редачи теплоты к воздуху характеризуется дополнительной составляющей теплового баланса, учитывающей отвод теплоты от конденсирующегося хладагента при температуре t_{κ} к стекающей водяной пленке с температурой t_w на элементе поверхности dF (рис. 8.9):

$$dQ_{\kappa} = k_{\kappa} (t_{\kappa} - t_w) dF,$$

где k_{κ} — коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружной поверхности, или с учетом того, что в результате отвода теплоты от массового потока хладагента m_{κ} с начальной эн-

§ 8.3. ТИПЫ ОХЛАДИТЕЛЕЙ ВОДЫ

Охладители воды можно разделить на охлаждающие пруды, которые для увеличения производительности должны развиваться по площади, и градирни, которые имеют форму башни и могут развиваться не только по площади, но и в высоту.

Охлаждающие пруды. Охлаждающие, пруды или брызгальные бассейны, представляют собой искусственные водоемы (пруды), над поверхностью которых разбрызгивается вода при помощи форсунок. Разбрызгивание воды во много раз увеличивает площадь поверхности контакта воды ее с воздухом и интенсифицирует процесс ее охлаждения, поэтому как испарение воды с поверхности самого пруда, так и радиационный приток теплоты к ней имеют сравнительно небольшое значение. Поддон бассейна, являющийся водосборным резервуаром, выполняется из бетона и имеет высоту 0,5–1 м. Обычно поддон в плане имеет вид вытянутого прямоугольника, длинную сторону которого располагают перпендикулярно к господствующему направлению ветров в летнее время, чтобы максимально использовать силу ветра. Форсунки располагают над уровнем воды выходными отверстиями вверх, чтобы эжектирующее действие струй воды, вылетающих из сопел, усиливало конвективное движение воздуха. Иногда такие бассейны окружают жалюзийными ограждениями на высоту 3–3,5 м для уменьшения уноса воды ветром.

Градирни. Градирни классифицируют по способу подвода воздуха и типу оросителя. По способу подвода воздуха градирни делят на две основные группы: с естественным (свободным) и искусственным движением воздуха.

Градирни первой группы могут быть открытыми, в которых движение воздуха создается силой ветра, а также частично естественной конвекцией, и закрытыми, в которых движение воздуха создается большой высотой градирни (образованием естественной тяги). В градирях второй группы, называемых вентиляторными, создается принудительное движение воздуха вентиляторами, которые могут или нагнетать воздух в градирию, или отсасывать его. Последний способ встречается чаще. Оросительное устройство (насадка) предназначается для увеличения площади поверхности контакта воды с воздухом.

По типу насадки градирни делят на брызгальные, капельные и пленочные. Интенсивность работы охладителя воды зависит от возможностей, какие представляются в аппарате для поверхностного испарения воды, поскольку именно оно является основным охлаждающим фактором. Масса воды $W_0\rho_w$, испаряющейся за какой-либо промежуток времени τ с некоторой поверхности площадью F , определяют формулой $W_0\rho_w = \sigma(d_w'' - d_v)F\tau$. Здесь содержатся величины двух видов, определяющие интенсивность испарения воды. К первому виду относятся величины, зависящие от условий внешней среды: разность влагосодержаний, являющаяся движущей силой массообмена и зависящая, прежде всего, от влагосодержания наружного воздуха, а также от температуры воды, поступающей на охлаждение (ей соответствует влагосодержание d_w'' насыщенного воздуха над водой), очевидно, что в местностях с сухим климатом охлаждение воды будет идти более интенсивно; скорость ветра, от которой в охладителях со свободным движением воздуха зависит коэффициент испарения, в связи с этим такие охладители располагают на открытых местах и таким образом, чтобы максимально использовать интенсифицирующее действие ветра.

Ко второму виду относятся величины, главным образом зависящие от конструкции охладителя: площадь поверхности, с которой испаряется вода, площадь поверхности жидкости увеличивается раздроблением ее на струи, капли, пленки; время нахождения воды в контакте с воздухом, для использования этого фактора по возможности увеличивается путь движения воды в охладителе; скорость движения воздуха в охладителе, которая является в определенной степени фактором конструкции и от которой зависит коэффициент испарения; в градирях со свободным движением воздуха принимают меры к увеличению естественной тяги, в вентиляторных градирях создают постоянную скорость движения воздуха, не зависящую от внешних условий.

Открытые форсуночные градирни являются наиболее простым и дешевым типом охладителя для относительно небольших хо-

лодильных установок. Градирня представляет собой небольшой бассейн, огражденный жалюзийными стенками, предохраняющими от уноса воды ветром. Для разбрызгивания воды применяют форсунки, как и в брызгальных бассейнах. Форсунки размещены в верхней части градирни и обычно обращены отверстием вниз. Подъем форсунок на высоту более 4 м над уровнем воды в поддоне существенно не сказывается на работе охладителя. Высота жалюзийного ограждения 2–4 м; высота поддона до 0,5 м. Чтобы лучше использовать силу ветра, ширину градирни делают не более 4 м, вытягивая ее основание в виде прямоугольника. Только малые градирни площадью примерно до 6 м² имеют квадратное сечение. Открытые брызгальные градирни благодаря своей малой массе и сравнительно небольшим габаритным размерам могут устанавливаться над конденсаторами или на крышах производственных зданий. Интенсивность брызгальных градирен выше, чем охлаждающих прудов.

Закрытые капельные градирни целесообразно применять для крупных установок с большим расходом воды. Такая градирня представляет собой башню высотой не более 10 м, огражденную стенками, поставленными по периметру водосборного бассейна (поддона). Вода подается на верх градирни в ороситель, подающий воду по площади охладителя при помощи, например, желобов с треугольными вырезами в бортах или желобов с трубками в днищах. Из распределителя вода подается в насадку, заполняющую весь объем градирни. Ороситель имеет 8–12 ярусов по высоте обрешетки, выполненного из деревянных (или пластмассовых) брусков. Расстояние между ярусами 0,6–0,9 м. Вода вытекает струями из распределительного устройства и попадает на бруски обрешетки. Здесь вода многократно разбрызгивается на капли, меняет скорость и направление движения. Благодаря этому эффективно используется увеличенное время пребывания капли в контакте с воздухом.

Вентиляторные градирни получили наибольшее применение. Их выполняют в широком интервале производительности. Большим достоинством таких градирен является полная независимость от силы и направления ветра. Они допускают более высокие тепловые потоки, обеспечивают более глубокое охлаждение воды (на 4–6 К выше температуры воздуха по мокрому термометру), их работа легко автоматизируется. Однако для привода вентиляторов требуется электроэнергия.

Вентиляторные градирни разнообразны, в частности, их различают по способу подачи воздуха вентиляторами: на градирни с нагнетательной и отсасывающей прокачкой (или нижним и верхним расположением вентилятора); по типу оросителя: на брызгальные, капельные и пленочные; по виду конструкции: на секционные и отдельно стоящие. На рис. 8.10 показаны вентиляторные пленочные градирни, включающие несущий каркас с обшив-

кой 1, каплеотделитель 2, водораспределитель с форсунками 3, насадку (деревянные или пластмассовые вертикальные или наклонные щиты) 4, поддон 6 для сбора охлажденной воды, имеющий трубопроводы: переливной (сливной) 5, водозаборный с фильтром 7, подачи свежей воды (для пополнения) 8, осевой вентилятор 9, отсасывающий (рис. 8.10, а) и нагнетательный (рис. 8.10, б). Отсасывающий вентилятор создает более равномерную скорость движения воздуха по сечению градирни и выбрасывает воздух с относительно большой скоростью, что предотвращает циркуляцию воздуха, т. е. всасывание уже увлажненного воздуха, вышедшего из градирни.

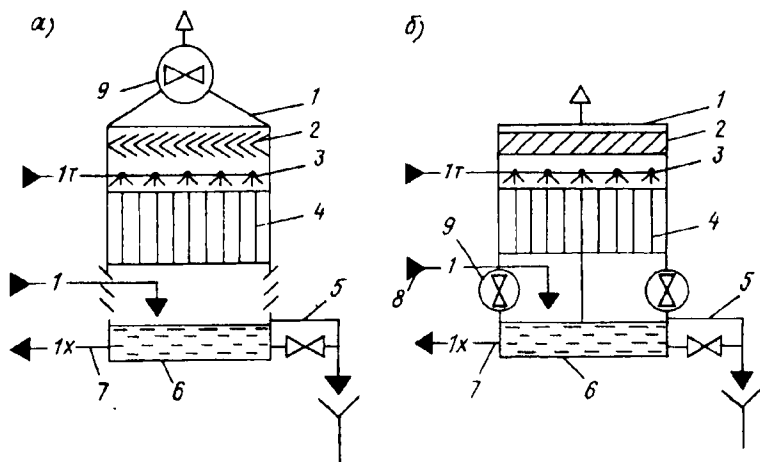


Рис. 8.10. Вентиляторные градирни: а — с верхним расположением вентилятора; б — с нижним расположением вентилятора;

1 — каркас с обшивкой; 2 — каплеотделитель; 3 — водораспределитель с форсунками; 4 — насадка; 5 — сливной трубопровод; 6 — поддон; 7 — водозаборный трубопровод; 8 — линия подачи свежей воды; 9 — осевой вентилятор

Вентиляторные пленочные градирни с относительно небольшой теплопередающей способностью (до 400 кВт), структура которых показана на рис. 8.11, а, имеют компактную насадку, выполненную из вертикальных пакетов тонких листов пластмассы (рис. 8.11, б). В такой регулярной насадке между листами образуются лишь узкие зазоры размером 2–5 мм. Таким образом, в сравнительно небольшом объеме насадки размещается большая, равномерно орошаемая и смачиваемая водой поверхность теплообмена. Площадь поверхности капиллярной насадки в единице ее объема 500–600 м²/м³, что примерно в пять раз больше площади поверхности оросителя, выполненного из щитов. Под действием капиллярных сил в таких узких каналах происходит зависание воды, стекающей тонкой пленкой по поверхности листов насадки, вследствие чего возникает большое сопротивление движению воздуха, и толь-

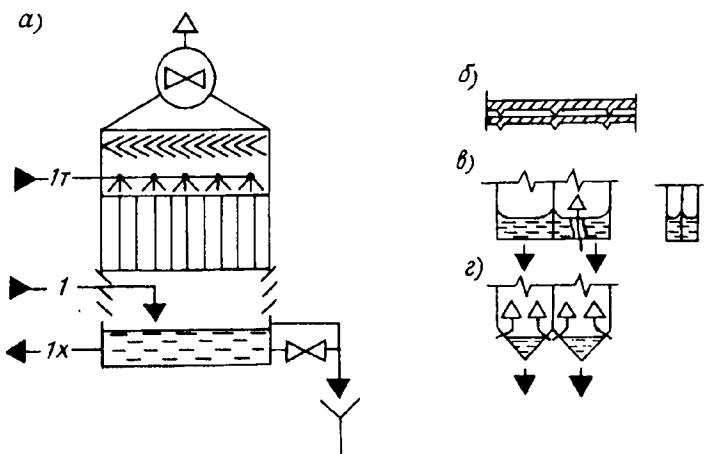


Рис. 8.11. Пленочная вентиляционная градирня с капиллярной насадкой; а — градирня; б — насадка из пластмассовых листов; в — зависание воды в капиллярных каналах; г — организация свободного прохода воздуха

ко в отдельных местах воздух прорывается через слой зависшей воды (рис. 8.11, в). Эффективность работы градирни при этом резко падает. Чтобы обеспечить движение воздуха, внизу листов насадки

делают треугольные срезы высотой до 50 мм. Вода зависает в вершинах треугольных вырезов, но для прохода воздуха остается значительная часть сечения канала (рис. 8.11, г). Секционные градирни имеют производительность единичной секции меньше, чем отдельно стоящей единичной градирни. Возведение секционных градирен требует меньших затрат, так как соседние секции имеют общую смежную стенку.

Испарительные конденсаторы широко распространены ввиду их компактности и высоких эксплуатационных показателей. Аппараты различают по производительности, по способу подачи воздуха (как и вентиляционные градирни) и по особенностям конструкции,

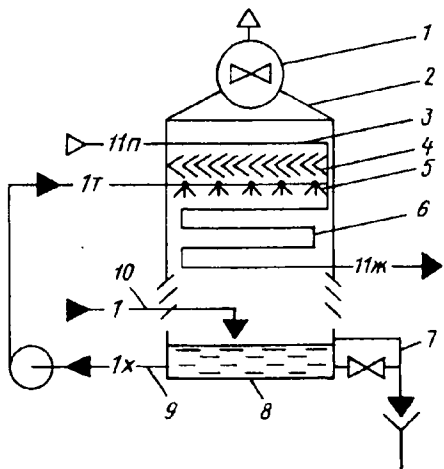


Рис. 8.12. Испарительный конденсатор:

1 — осевой вентилятор; 2 — каркас с обшивкой; 3 — форконденсатор; 4 — каплеотделитель; 5 — водораспределитель с форсунками; 6 — змеевиковые батареи; 7 — сливной трубопровод; 8 — поддон; 9 — водозаборный трубопровод; 10 — линия подачи свежей воды

в частности, по наличию секции предварительного охлаждения (форконденсатора), насадки между змеевиками батарей основной секции, по типу труб (гладкая, оребренная), из которых выполнены батареи основной секции, по типу водораспределителя (форсунки, сегнерово колесо).

Испарительный конденсатор, представленный на рис. 8.12, включает несущий каркас 2, сваренный из профильного металла, к которому крепится обшивка из листового материала (алюминия, пластмассы). В верхней части аппарата находятся вентилятор 1, форконденсатор 3, обеспечивающий охлаждение перегретого пара хладагента до температуры насыщения, каплеотделитель 4, уменьшающий унос капель воды, водораспределитель с форсунками 5, орошающими змеевиковые батареи 6. Охлажденная вода стекает в поддон 8, через фильтр и водозаборный трубопровод 9 забирается насосом. В поддон подается свежая вода по трубопроводу 10, компенсирующая унесенную, и отводится избыточная по сливному трубопроводу 7.

§ 8.4. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ОХЛАДИТЕЛЕЙ ВОДЫ

Уравнений теплового баланса недостаточно для теплового расчета охладителей, потому что они содержат больше неизвестных, чем число уравнений, а также из-за трудности задания граничных условий.

Пренебрежение теплосодержанием испарившейся воды приводит выражение (8.1) к виду, известному под названием уравнения Меркеля

$$dQ = \sigma(i''_w - i_b) dF. \quad (8.6)$$

Интегрирование уравнения (8.6) возможно лишь в ограниченных случаях, так как, во-первых, большие трудности встречаются при определении площади теплопередающей поверхности, особенно когда она представляет собой поверхность многочисленных и разнообразных по размеру капель и струй воды, и, во-вторых, нет аналитической закономерности, характеризующей изменение энтальпии насыщенного воздуха i''_w и воздуха i_b по поверхности воды. Меркель предложил ввести среднюю разность энтальпий Δi_{cp} , вычисление которой можно вести аналогично определению средней разности температур в градирне

$$\Delta i_{cp} = \left[(i''_{w2} - i_{w2}) - (i''_{w1} - i_{w1}) \right] / \ln \left[(i''_{w2} - i_{w2}) / (i''_{w1} - i_{w1}) \right],$$

в испарительном конденсаторе

$$\Delta i_{cp} = (i_{b2} - i_{b1}) / \ln \left[(i''_w - i_{b1}) / (i''_w - i_{b2}) \right],$$

где индекс 1 соответствует условиям входа, индекс 2 — условиям выхода.

Тогда

$$Q = \sigma \Delta i_{\text{ср}} F, \quad (8.7)$$

где F — площадь теплопередающей поверхности.

Площадь поверхности теплообмена в пленочных градирнях и испарительных конденсаторах можно определить по значению той площади поверхности щитов и труб, по которой стекает пленка воды. Однако для градирни с любой насадкой нередко применяют другой метод, когда определяют объем оросителя, используя опытные значения объемного коэффициента массоотдачи β_v , отнесенного, как и σ , к разности влагосодержаний, который является для оросителя данного вида функцией плотности орошения H_w и относительного расхода воздуха $g_b = G/(W\rho_w)$.

Объем оросителя $V_{\text{ор}} = F_c h_{\text{ор}}$, где F_c — площадь сечения градирни; $h_{\text{ор}}$ — высота оросителя. Тогда

$$Q = \beta_v F_c h_{\text{ор}} \Delta i_{\text{ср}}. \quad (8.8)$$

Из (8.8) может быть найдено значение F_c и по каталогу подобрана подходящая градирня при согласовании с каталожными данными для $h_{\text{ор}}$. Значение β_v берут по опытным данным для аналогичных градирен или оросителя.

Трудность расчета охладителей воды часто заставляет прибегать к приближенному методу расчета градирни, основанному на использовании опытных данных. Они могут быть даны в виде основных показателей градирен, характеризующих их производительность, интенсивность работы и достигаемый охлаждающий эффект. Производительность охладителя воды характеризуют тепловая нагрузка Q и гидравлическая нагрузка W . Для характеристики интенсивности работы охладителей эти величины относят к единице площади сечения охладителя F_c , получая относительную тепловую нагрузку $q_F = Q/F_c$ и относительную гидравлическую нагрузку $H_w = W/F_c$.

Разность температур $\Delta t_w = t_{w1} - t_{w2}$, на которую вода охлаждается в охладителе, называется подохлаждением воды в градирне или шириной зоны охлаждения. Подохлаждение воды в градирне, а также относительные тепловая нагрузка и гидравлическая нагрузка связаны между собой уравнением теплового баланса (8.5), а потому независимо могут быть выбраны только два из этих показателей. Тогда

$$q_F = H_w \rho_w c_w \Delta t_w. \quad (8.9)$$

Совершенство работы охладителя как теплообменного аппарата может характеризоваться степенью приближения температуры воды, выходящей из охладителя, к пределу охлаждения воды t' . Весьма наглядной величиной для оценки этого показателя является коэффициент эффективности работы охладителя η , представляющий собой отношение действительного подохлаждения воды в аппарате к теоретически возможному подохлаждению воды

при данных условиях внешней среды:

$$\eta = (t_{w2} - t_{w1}) / (t_{w2} - t') = \Delta t_w / (t_{w2} - t'). \quad (8.10)$$

Эти разности температур показаны на диаграмме $i-d$ (рис. 8.13). Чем совершеннее работает охладитель, тем ближе температура охлажденной воды приближается к температуре мокрого термометра и тем больше становится коэффициент эффективности, приближаясь к своему предельному значению — единице. Здесь точка 1 характеризует состояние наружного воздуха, а точка m — состояние насыщенного воздуха при средней температуре воды t_{wm} . Поэтому линия $1-m$ определяет направление процесса изменения состояния воздуха при его контакте с водой. Из выражения (8.10) могут быть получены зависимости, позволяющие определить температуру воды до и после охлаждения:

$$t_{w2} = t' + \Delta t_w / \eta; \quad t_{w1} = t' + \Delta t_w (1/\eta - 1). \quad (8.11)$$

Эти зависимости показывают, что при одном и том же значении η температура охлажденной воды тем ближе подходит к пределу охлаждения, чем меньше принято подохлаждение воды. Чтобы не допустить существенного повышения температуры конденсации, обычно принимают подохлаждение $\Delta t_w = 2 \div 5$ К. Однако при раздельном водоснабжении маслоохладителей винтовых компрессорных агрегатов обычно выбирают большее значение подохлаждения воды (до 10 К).

В табл. 8.1 приведены значения коэффициента эффективности вентиляторных градилен, полученные в результате обработки характеристик градилен.

В табл. 8.2 приведены показатели различных видов охладителей воды. Коэффициент эффективности охладителя воды зависит не только от конструкции аппарата, но и от параметров наружного воздуха, относительной гидравлической нагрузки и относительного расхода воздуха.

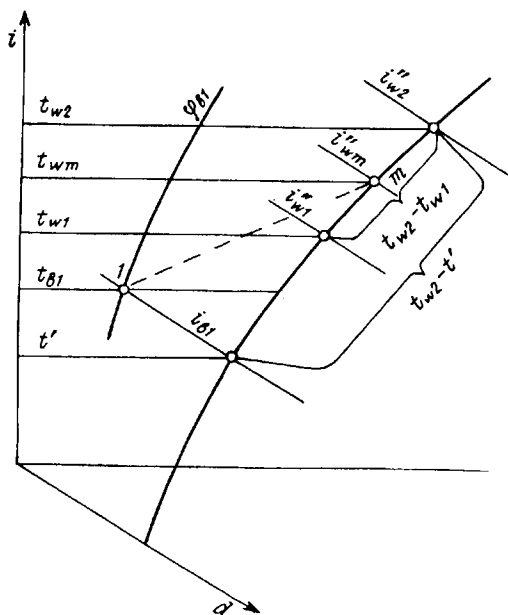


Рис. 8.13. Процессы охлаждения циркуляционной воды

**Т а б л и ц а 8.1. Коэффициенты эффективности
вентиляторных градирен**

g_n , кг/кг	$t_{w1} = 20 + 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ при $t' = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{w1} = 25 + 35\text{ }^{\circ}\text{C}$ при $t' = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$
1,0	0,40 – 0,41	0,41 – 0,45
1,5	0,46 – 0,53	0,50 – 0,58
2,0	0,58 – 0,60	0,60 – 0,61

Расчет испарительных конденсаторов, как и градирен, выполняют с использованием эмпирических зависимостей. Аппараты подбирают на основе опытных данных, отражающих влияние на плотность теплового потока в конденсаторе параметров его работы, атмосферного воздуха и характеристик аппарата $q_F = f(t', t_k)$.

Поскольку тепловой поток в испарительном конденсаторе можно выразить как $Q = F_k q_F$, то из этой зависимости может быть найдена F_k и по каталогу подобраны требуемые аппараты. Обычно для нахождения расчетной температуры наружного воздуха пользуются эмпирической зависимостью

$$t_{в1} = t_{\text{ср. м}} + (0,125 + 0,15) t_{\text{а. м}} \quad (8.12)$$

Коэффициент 0,125 следует брать для южных районов, а 0,15 — для средней полосы и северных районов страны. Расчетную температуру по мокрому термометру можно найти, располагая среднемесячной относительной влажностью воздуха в 13 ч дня.

Выбор значения подохлаждения воды не только определяет температуру охлажденной воды после охладителя, а следовательно, и температуру конденсации, но и размеры охладителя, поскольку уменьшение подохлаждения воды влечет за собой соответственное увеличение гидравлической нагрузки. В связи с этим целесообразно выбирать вариант, дающий наименьшие приведенные затраты.

Т а б л и ц а 8.2. Показатели охладителей воды

Охладитель	q_n , кВт/м ²	$H_n \cdot 10^4$, м/с (м/ч)
Брызгальный бассейн	1,8 – 4,7	1,94 – 2,78 (0,7 – 1,0)
Открытая брызгальная градирня	6,0 – 16	6,95 – 9,75 (2,5 – 3,5)
Вентиляторная градирня	12 – 35	13,9 – 19,4 (5 – 7)
Капиллярная градирня	35 – 58	19,4 – 33,4 (7 – 12)
Испарительный конденсатор	1,5 – 4,5	1,8 – 2,7 (0,54 – 1,62)

Особенностью работы холодильных установок с оборотным водоснабжением является малое изменение температуры охлажденной воды в течение года. Весной и осенью, когда держатся низкие температуры, относительная влажность воздуха более высокая, поэтому интенсивность работы охладителей уменьшается; зимой при температурах воздуха 0°C и ниже, чтобы избежать обмерзания градирни, приходится останавливать вентиляторы, подавать воду сразу в поддон, при этом значительно уменьшается доля теплообмена испарением из-за малой возможности поглощения влаги воздухом.

Для сравнения температуры конденсации при разных способах отвода теплоты можно определить ее для климатических условий Санкт-Петербурга. Средняя температура самого жаркого месяца (июля) $t_{\text{ср. м}} = 17,5^{\circ}\text{C}$, поэтому температуру воды в Неве можно считать $t_{w1} = 18^{\circ}\text{C}$. Если принять для проточного водоснабжения $\Delta t_w = 3\text{ K}$, то $t_{w2} = t_{w1} + 3 = 21^{\circ}\text{C}$. Тогда $t_k = t_{w2} + 3 = 24^{\circ}\text{C}$.

Расчетная температура наружного воздуха для расчета градирни по уравнению (8.12) $t_{\text{н. р}} = t_{\text{в1}} = 17,5 + 0,15 \cdot 33 = 22,5 \approx 23^{\circ}\text{C}$; расчетная относительная влажность $\phi_{\text{н. р}} = 71\%$; при таких данных температура мокрого термометра $t' = 18,3^{\circ}\text{C}$. Принимая для градирни $\eta = 0,45$ и $\Delta t_w = 3\text{ K}$, температура воды после градирни по выражению (8.11)

$$t_{w1} = 18,3 + 3(1/0,45 - 1) = 18,3 + 3,6 = 21,9 \approx 22^{\circ}\text{C}.$$

Следовательно, температура воды при оборотном водоснабжении существенно выше, чем при охлаждении водой из естественного источника. Тогда $t_{w2} = 22 + 3 = 25^{\circ}\text{C}$; $t_k = 25 + 3 = 28^{\circ}\text{C}$.

Для испарительного конденсатора $t_{\text{н. р}}$, $\phi_{\text{н. р}}$ и t' определяют так же, как и для градирни. Задаваясь разностью температур $\Delta t_k = t_k - t' = 10\text{ K}$, можно найти

$$t_k = 18,3 + 10 = 28,3 \approx 28^{\circ}\text{C}.$$

Расчетную температуру воздуха для конденсатора с воздушным охлаждением принимают, как и при расчете теплопритоков $t_{\text{в1}} = t_{\text{н. р}}$, т. е. $t_{\text{н. р}} = 26^{\circ}\text{C}$. Тогда $t_{\text{в2}} = 26 + 5 = 31^{\circ}\text{C}$ и $t_k = 31 + 12 = 43^{\circ}\text{C}$, т. е. на 15 K выше, чем при водяном и испарительном охлаждении конденсатора.

§ 8.5. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОТЫ КОНДЕНСАЦИИ ХЛАДАГЕНТА И ЕСТЕСТВЕННОГО ХОЛОДА

Отвод теплоты конденсации хладагента к окружающей среде означает не только потерю низкопотенциальной теплоты, но и термическое загрязнение окружающей среды, приводящее к нарушению экологического равновесия в природе. Поэтому в целях экономии энергии и защиты окружающей среды теплоту хлад-

агента, в частности теплоту конденсации, целесообразно использовать, например, для обогрева полов камер холодильника, оттаивания охлаждающих приборов, отопления помещений и т. д.

Обычно для использования низкопотенциальной теплоты хладагента в схему холодильной установки включают теплообменные аппараты (поверхностные или контактные), работающие при малом температурном напоре. Так, для реализации теплоты горячего пара хладагента теплообменник включают на стороне нагнетания по возможности ближе к компрессору. В общем случае включение рекуперативного теплообменника на стороне нагнетания компрессора позволяет отвести тепловой поток $Q_{p. \tau} = (0,05 \div 0,15) Q_k$ и нагреть в нем воду до температуры $60-70^\circ\text{C}$. При наличии винтовых компрессорных агрегатов с водяным охлаждением маслоохладителя можно получать теплую воду с температурой $35-40^\circ\text{C}$, при этом доля утилизации теплоты составляет $10-25\%$. Схема включения теплообменника утилизатора теплоты конденсации на стороне нагнетания представлена на рис. 8.14. Теплообменник — утилизатор теплоты 2 установлен на обводной линии магистрального нагнетательного трубопровода компрессора. Его включают в работу, открыв вентили $1'$, $3'$ и закрыв вентиль $2'$. Схема позволяет нагреть воду, выходящую из конденсатора 1, и увеличить степень утилизации теплоты. Для этого открывают вентиль $5'$ и закрывают $4'$, $6'$.

В условиях, когда утечка хладагента в теплообменнике — утилизаторе теплоты недопустима (например, когда эту воду используют для отопления или мойки), применяют двухконтурную систему (рис. 8.15). Эта система имеет характеристики хуже, чем

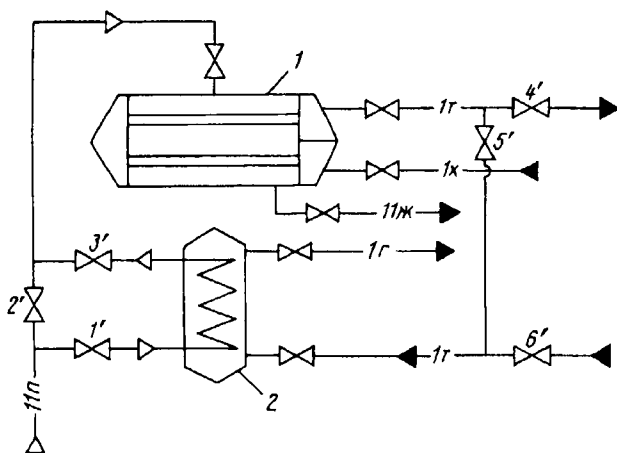


Рис. 8.14. Схема включения теплообменника — утилизатора теплоты конденсации:

1 — конденсатор; 2 — теплообменник; $1'-6'$ — вентили

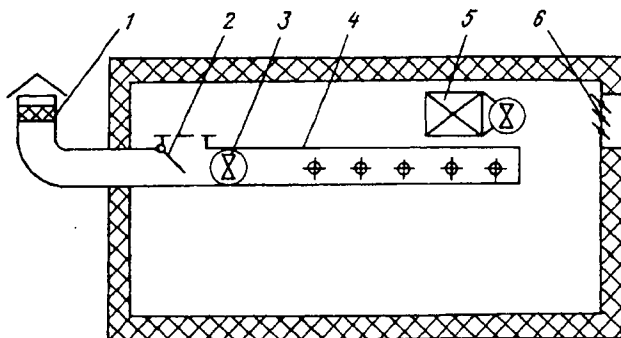


Рис. 8.16. Схема системы охлаждения камеры наружным воздухом:

1 — бактерицидный фильтр; 2 — регулирующая заслонка; 3 — осевой вентилятор; 4 — воздухоподогреватель; 5 — воздухоохладитель; 6 — жалюзи

Для отвода теплоты от хладагента к наружному воздуху используют поверхностные теплообменники, устанавливаемые на открытом воздухе. Такие теплообменники работают с конечной разностью температур, что несколько ухудшает характеристики таких систем охлаждения, но в целом эти системы дают экономический эффект. Так, на рис. 8.17 показана схема системы охлаждения с насосной подачей хладагента, позволяющая использовать естественный холод. При понижении температуры наружного воздуха ниже заданной температуры кипения хладагента (обычно на 5–9 К) отключается компрессор 3, открываются вентили на обводной линии, по которой пар из циркуляционного ресивера 6, минуя компрессор 3, поступает в воздушный конденсатор 2. Жидкий хладагент из конденсатора 2 стекает в линейный ресивер 1, из которого вспомогательным насосом 8 подается в циркуляционный ресивер 6, а из него штатным насосом 7 в охлаждающие приборы 5 камеры. Поскольку температура наружного воздуха может изменяться в широких пределах, то возникает необходимость регулирования температуры кипения хладагента в охлаждающих приборах. Для этой цели предусматривают возможность регулирования давления кипения хладагента с помощью регулятора давления «до себя» 4.

В ряде случаев целесообразна аккумуляция естественного холода в целях использования в теплое время года. Для этого обычно заготавливают водный лед в необходимом количестве и хранят его в льдохранилище. Например, для сезонного охлаждения овощей используют систему, работающую следующим образом. Холодная вода из льдохранилища подается насосом в воздухоохладители камеры хранения овощей, нагревается и возвращается в льдохранилище для охлаждения, которое происходит после разбрызгивания в процессе контакта стекающей водяной пленки

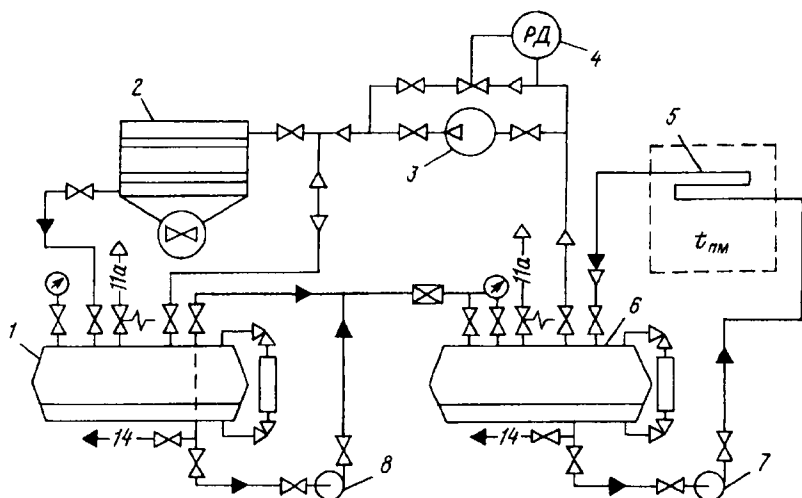


Рис. 8.17. Схема холодильной установки, использующей естественный холод:
 1 — линейный ресивер; 2 — воздушный конденсатор; 3 — компрессор; 4 — регулятор давления «до себя»; 5 — охлаждающие приборы; 6 — циркуляционный ресивер; 7 — штатный насос; 8 — вспомогательный насос

с поверхностью ледяного массива. Холодная вода собирается в поддоне, из которого насосом подается в воздухоохладители. Кроме того, известны системы, в которых вода, охлажденная льдом в льдохранилище, используется для переохлаждения жидкого хладагента, выходящего из линейного ресивера, а также охлаждения воды, поступающей в конденсатор и маслоохладитель.

Холодильная установка создается для использования в определенных условиях, поэтому она должна отвечать конкретным требованиям, изложенным в задании на проектирование. Указанные требования учитываются путем подбора оборудования с необходимыми характеристиками и размещения его определенным образом.

Методы подбора и размещения оборудования холодильных установок зависят от многих факторов, например от типа установки, вида хладоснабжения, способа отвода теплоты от охлаждаемых объектов и к окружающей среде.

В общем случае при подборе оборудования учитывают показатели основных его свойств: потребительских, отражающих полезный эффект от использования (холодопроизводительность, объемная подача, тепловой поток и др.); надежности, характеризующих безотказность, долговечность и ремонтпригодность; стандартизации и унификации; безопасности; экономические.

Соответствие выбираемого типа (марки) оборудования требованиям проекта оценивают качественно, а при наличии показателей свойств и количественно. Например, производительность выбранного оборудования может отличаться от требуемой. А учет надежности имеет качественный и количественный аспекты. Так, при учете качественного аспекта руководствуются следующими положениями. Структура выбираемой системы (объекта) должна быть проще, а ее элементы должны иметь более высокие и приблизительно одинаковые по значению показатели надежности. Объект должен быть защищен от вредных воздействий окружающей среды и иметь блочно-модульную конструкцию. Детали, узлы и сборочные единицы объекта должны быть унифицированными и стандартизированными. Количественная оценка предполагает выбор объекта с показателями надежности не ниже требуемых. Так, если требуемое значение показателя безотказной работы компрессорных агрегатов больше значения показателя выбираемых агрегатов, то необходим избыточный резерв, т. е. резервный агрегат или его доля.

Уровень автоматизации оценивают по доле ручных операций, необходимых при подготовке оборудования к работе и при использовании его по назначению. Уровень безопасности определяют по возможности возникновения ситуаций, опасных и вредных для производства, персонала и окружающей среды.

§ 9.1. ХОЛОДИЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ (МАШИНЫ) И ОБОРУДОВАНИЕ

Расчетные нагрузки на компрессор $Q_{\text{км}}$ по каждой из выбранных температур кипения, полученные при расчете теплопотоков, являются исходными для определения необходимой холо-

допроизводительности при рабочих условиях. Но на пути от охлаждаемых объектов к машинному отделению возникают потери давления и дополнительные теплопритоки через наружную поверхность холодных трубопроводов, аппаратов стороны низкого давления. В расчетах они учитываются коэффициентом потерь при транспортировании холода a . Тогда расчетная холодопроизводительность агрегатов

$$Q_{0p} = a Q_{км}. \quad (9.1)$$

Для промышленных установок при непосредственном охлаждении объектов $a = 1,05 \div 1,1$, а при косвенном охлаждении $a = 1,12$. При низких температурах эти потери возрастают: при температурах кипения ниже -40°C и непосредственном охлаждении $a = 1,15 \div 1,2$.

Расчетная холодопроизводительность должна быть в ряде случаев повышена и по другой причине. На установках с относительно равномерной в течение длительного времени суточной тепловой нагрузкой для осуществления кратковременных перерывов в работе холодильных агрегатов в целях их технического обслуживания нередко предусматривают продолжительность их работы только 16–22 ч в сутки. Так, ведомственные нормы проектирования распределительных холодильников рекомендуют принимать расчетное время работы компрессорных агрегатов не более 22 ч в сутки, судовых установок — 18 ч в сутки, а ряд зарубежных фирм принимают расчетное время 16 ч в сутки. По существу, такого рода условия означают, что работа агрегата составит в сутки от 16/24 до 22/24, другими словами, коэффициент рабочего времени агрегата $b = 0,67 \div 0,92$. Таким образом, создается резерв холодопроизводительности

$$Q_{0p} = a Q_{км} / b. \quad (9.2)$$

Для предприятий с неравномерным графиком нагрузки резерв создается самим характером нагрузки, поскольку теплопритоки рассчитаны для самого напряженного периода; если в таких случаях вести расчет на число часов работы в сутки меньше 24, то это может приводить к необоснованному дополнительному резерву оборудования.

Немаловажным является вопрос и о числе устанавливаемых холодильных агрегатов (машин) на каждую температуру кипения. Необходимую холодопроизводительность для данной температуры кипения можно сосредоточить в одном агрегате или разделить ее на несколько агрегатов. В первом случае число агрегатов будет соответствовать числу температур кипения. Однако и для каждой температуры кипения может иногда оказаться целесообразным устанавливать не один агрегат, а несколько. Общим правилом является выбор агрегатов возможно большей производительности, поскольку крупные агрегаты имеют не только лучшие объемные и энергетические коэффициенты, благодаря чему они работают экономичней, но и меньший расход металла. Уста-

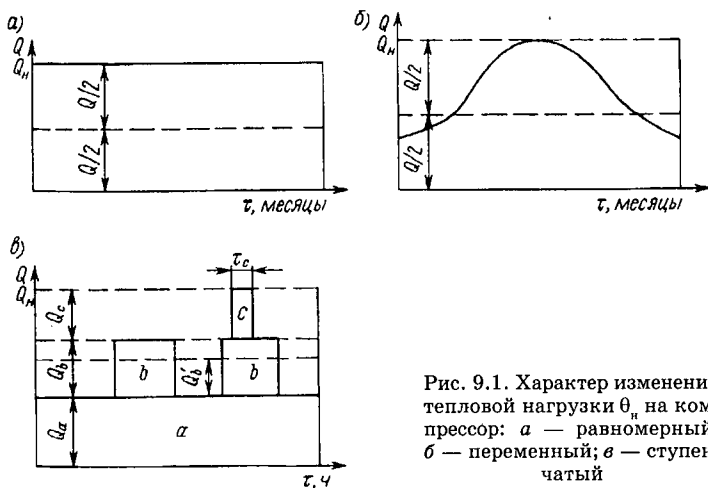


Рис. 9.1. Характер изменения тепловой нагрузки θ_n на компрессор: а — равномерный; б — переменный; в — ступенчатый

новка меньшего числа более крупных агрегатов уменьшает первоначальные затраты на строительство здания и установку оборудования, а также упрощает эксплуатацию. Правильный выбор числа агрегатов и необходимого резерва должен быть связан с характером изменения нагрузки в течение суток и года. На предприятиях с равномерным выпуском продукции (в случае относительно малой роли теплопритоков со стороны окружающей среды) суточные и годовые нагрузки для любой из температур кипения будут постоянными (рис. 9.1, а). Однако выбор для данной температуры кипения только одного агрегата может оказаться нецелесообразным. Выход из строя единственного агрегата может поставить под угрозу выпуск дорогостоящей продукции. В таких случаях может оправдать себя выбор нескольких агрегатов в зависимости от значения показателя их надежности и требуемого уровня надежности установки.

Возможным решением является резервирование с кратностью меньше единицы. Если требуемое значение безотказной работы компрессорных агрегатов выше показателя выбираемых агрегатов, то необходимо выбрать несколько одинаковых агрегатов, часть которых будут резервными. Рассмотренные положения относятся к выбору поршневых и винтовых компрессорных агрегатов.

Иначе следует подходить к выбору центробежных компрессорных агрегатов. Они могут быть выполнены так, что в одном корпусе находится несколько ступеней сжатия, и поэтому для поддержания нескольких температур кипения хладагента оказывается возможным выбрать один агрегат.

По другому выглядят графики нагрузки для предприятий, на которых холодильная установка имеет своей главной задачей поддержание низких температур в помещениях, вследствие чего тепло-

приток со стороны наружного воздуха оказывается значительно больше других. В связи с этим годовой график теплопритоков следует характеру изменения температуры наружного воздуха (рис. 9.1, б). Установленный в этом случае один агрегат, рассчитанный на всю нагрузку, оказался бы значительную часть года (особенно в зимнее время) сильно недогруженным. При таком характере графика нагрузку более целесообразно распределить между несколькими одинаковыми агрегатами. На крупных установках с винтовыми или центробежными компрессорами можно предусматривать один агрегат с автоматическим изменением холодопроизводительности.

На некоторых производствах нагрузка резко изменяется в течение суток в связи с периодической работой отдельных технологических аппаратов (рис. 9.1, в). Работе камер хранения соответствует более или менее равномерная потребность в холоде (часть а графика нагрузки), в то время как нагрузка от технологических аппаратов придает графику периодический (часть б), а иногда и пиковый (часть с) характер. Можно различно решать вопрос о выборе числа агрегатов в этом случае. Можно всю нагрузку распределить между тремя агрегатами холодопроизводительностью Q_a , Q_b и Q_c ; другим вариантом явилось бы распределение нагрузки между двумя агрегатами Q_a и $Q_b + Q_c$.

К существенному уменьшению установленной холодопроизводительности оборудования (Q'_b вместо $Q_b + Q_c$) может привести решение, позволяющее снимать пиковую нагрузку (и часть периодической нагрузки) при помощи аккумуляторов холода. За счет увеличения времени работы холодильного агрегата хладоноситель в аккумуляторе вместимостью $V_{ак}$ охлаждается до более низкой температуры, чем необходимая расчетная. Для того чтобы отвести только теплоприток Q_c в течение τ_c часов, должен быть подготовлен объем охлажденного хладоносителя

$$V_{ак} = \frac{Q_c \tau_c}{\rho_s c_s \Delta t_s}, \quad (9.3)$$

где Δt_s — предельное понижение температуры хладоносителя, которое можно допустить по условиям работы оборудования (обычно 5–10 К).

Если хладоноситель должен иметь всегда положительную температуру, то в аккумуляторе можно накапливать холод путем намораживания льда. Во всех случаях уменьшение первоначальных затрат связано с тем, что при использовании аккумулятора холода холодопроизводительность устанавливаемого оборудования определяется по среднесуточной нагрузке, в то время как обычно ее выбирают по максимальной нагрузке, встречающейся в течение суток. Применение аккумуляторов холода увеличивает энергетические затраты, поскольку холодильная установка при зарядке аккумуляторов должна работать при более низкой тем-

пературе кипения; поэтому целесообразность их использования и режим их работы должны быть обоснованы экономическим расчетом.

Подобные графики нагрузки отражают характер ее изменения для всех выбранных температур кипения. Если характер изменения нагрузок по температурам кипения не одинаков по времени, то неиспользуемая холодопроизводительность одной из температур кипения может использоваться для увеличения холодопроизводительности при другой температуре кипения, в частности, может обеспечить снятие пиковой нагрузки, что будет способствовать уменьшению капитальных затрат.

Желательно выбирать однотипное оборудование или возможно меньшее число типов оборудования, такой выбор упрощает эксплуатацию вследствие уменьшения ассортимента необходимых запасных частей, монтажных и ремонтных приспособлений и инструмента.

Наибольшее распространение получили одноступенчатые и многоступенчатые паровые компрессорные холодильные машины, прежде всего, вследствие их универсальности. Путем выбора хладагентов или их смесей, числа ступеней сжатия либо применения каскадных систем могут быть получены низкие температуры в интервале, необходимом для целей технологического процесса в промышленности, торговле и быту.

На рис. 9.2 показаны области целесообразного применения (по температуре кипения и холодопроизводительности) холодильных установок с компрессорами различных типов. Границы этих областей приближительны, так как определены из условия экономической целесообразности, поэтому они будут изменяться при изменении цен на оборудование, материалы, электроэнергию и т. д. Холодильные установки с поршневыми компрессорами оказываются целесообразными в диапазоне холодопроизводительности примерно до 200 кВт. В области холодопроизводительности от 200 до 1400 кВт применяют установки с винтовыми компрессорами, а в области более 1400 кВт — с центробежными компрессорами. Нижняя граница использования двухступенчатого сжатия примерно $-55...-70^{\circ}\text{C}$ в зависимости от типа компрессора и вида хладагента. Каскадные холодильные установки используют для поддержания более низких температур кипения.

Хладагенты. Выбор хладагента для конкретной холодильной установки в общем случае предполагает учет ее назначения, условий эксплуатации, структуры, а также свойств хладагента, включая влияние на глобальное потепление климата и разрушение озонового слоя Земли. В настоящее время в отечественной и зарубежной практике на промышленных холодильных установках пищевых производств используют в основном аммиак. На химических предприятиях, производящих капролактамы, азотно-туковые удобрения, естествен выбор аммиака как хладагента, а на предприятиях нефтехимической промышленности применяют

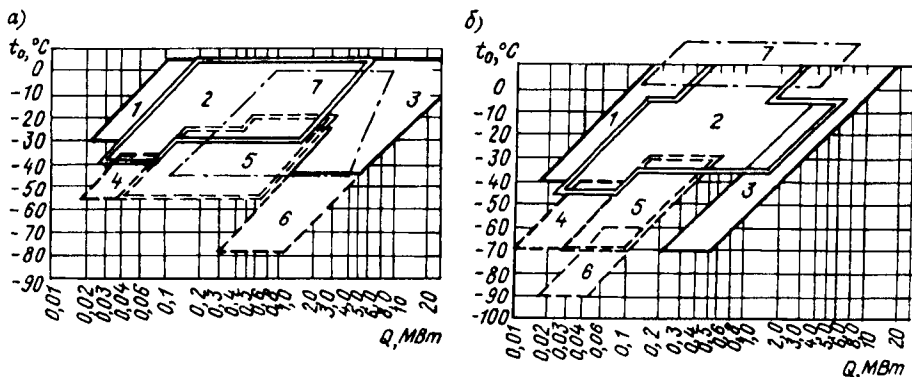


Рис. 9.2. Области целесообразного применения холодильных установок с компрессорами различных типов: а — при работе на R717 (для центробежных на R717 и R290);

1 — одноступенчатые поршневые; 2 — одноступенчатые винтовые; 3 — центробежные; 4 — двухступенчатые, включающие поршневые и бустерные винтовые; 5 — двухступенчатые, включающие винтовые; 6 — центробежные; 7 — абсорбционные водоаммиачные; б — при работе на хладоне: 1 — одноступенчатые поршневые на R22; 2 — одноступенчатые винтовые на R22; 3 — центробежные на R12 и R22; 4 — двухступенчатые, включающие поршневые и бустерные винтовые на R22; 5 — двухступенчатые, включающие винтовые на R22; 6 — каскадные, включающие винтовые на R13/R22; 7 — абсорбционные бромистолитиевые

пропан (R290) и пропилен (R1270) для получения температур кипения не ниже -40°C , а для более низких температур — этан (R170) или этилен (R1150), поскольку эти вещества являющиеся промежуточными или конечными продуктами производства. В данном случае ядовитость, пожаро- и взрывоопасность хладагента не являются определяющими, поскольку на таких предприятиях уже предусмотрены необходимые меры безопасности.

В транспортных, торговых и бытовых холодильных установках применяли в основном хладоны R12 для получения температур не ниже -25°C , R22 и R502 — для получения более низких температур.

В мировой практике наблюдается расширение применения R717 в областях, где нет ограничений по токсичности, и интерес к другим естественным для биосферы веществам — хладагентам: воздуху, азоту, углеводородам, диоксиду углерода и т. д. Пока, из-за отсутствия полноценных заменителей R12, R22 и R502, особенно в области бытовых и торговых холодильных установок, ведется поиск неазеотропных смесей из озонобезопасных хладагентов.

Неазеотропные смеси используют потому, что их температура повышается в процессе кипения и снижается в процессе конденсации, что соответствует характеру изменения охлаждающей среды, и тем самым уменьшаются необратимые потери. Кроме того, периодическое разделение и смешивание компонентов, осуществленные в различных фазах цикла, позволяют снизить степень сжатия и использовать одноступенчатое сжатие при более низких давлениях (температурах). Однако коэффициенты теплопередачи

в аппаратах на смесях меньше, чем при работе на чистом хладагенте; сложнее эксплуатировать холодильную установку, в частности поддерживать состав смеси.

Абсорбционные холодильные машины. Они позволяют утилизировать вторичные тепловые ресурсы, использовать теплоту ТЭЦ в неотапливаемый период, осуществлять комплексное хладотеплоснабжение в системах с котельными.

Промышленное применение в крупнотоннажных производствах химии и нефтехимии нашли два вида абсорбционных машин: бромистолитиевые для поддержания положительных температур и водоаммиачные для поддержания отрицательных температур (до -50°C при двух ступенях), где за счет использования теплоты технологических процессов их применение экономически целесообразно, несмотря на недостатки по сравнению с парокомпрессорными: большую металлоемкость и значительные габаритные размеры, большой расход охлаждающей воды, низкий тепловой коэффициент.

Рост цен на электроэнергию приводит к тому, что абсорбционные водоаммиачные холодильные машины начинают конкурировать с парокомпрессорными на мясокомбинатах и других пищевых производствах. Так, на основе технико-экономического анализа, включающего и варианты с холодильными машинами различных типов, была разработана для крупного мясокомбината (240 т мяса в смену) холодильная установка централизованного хладоснабжения с абсорбционными водоаммиачными холодильными машинами, включая двухступенчатые, с насосной подачей хладагента в испарительные системы с температурами кипения хладагента -12 , -25 и -43°C ; греющая генератор среда — насыщенный водяной пар давлением 0,8 МПа, охлаждающая среда — вода.

Известны примеры применения на пищевых предприятиях абсорбционных водоаммиачных холодильных машин с мазутным и газовым обогревом генератора, комбинированной машины, включающей одно- и двухступенчатые парокомпрессорные холодильные машины и двухступенчатую абсорбционную холодильную машину с мазутным обогревом генератора, а также парокомпрессорных холодильных машин с приводом компрессоров от газового двигателя внутреннего сгорания.

На пищевых предприятиях есть потребность и в горячей воде. Поэтому возможно применение абсорбционных водоаммиачных машин как термотрансформаторов. Они позволяют осуществлять комплексную выработку холода и теплоты в виде горячей воды (до 80°C) за счет отвода теплоты абсорбции.

Насосы. Насосы хладагента, как и связанные с ними циркуляционные ресиверы, разделяют по испарительным системам, а их минимальное количество должно соответствовать числу температур кипения. В действительности на каждую температуру кипения выбирают несколько насосов, учитывая, что один насос должен подавать хладагент в две-три камеры с общим числом

охлаждающих приборов не более 10 единиц. Рабочие насосы принято дублировать. Тип насоса выбирают, как правило, герметичный.

Насосы, подающие хладоноситель, связаны с испарителями, и их минимальное количество должно быть не меньше, чем число групп испарителей с одинаковыми температурами кипения. Но обычно число насосов выбирают не меньше числа испарителей. При таком разделении резкие колебания нагрузки или отказы в работе оборудования у одного из потребителей меньше отражаются на других объектах; при выключении одного потребителя или части потребителей не приходится работать одним, более мощным насосом, что вызвало бы излишний расход энергии. Помимо основных рабочих насосов предусматривают резервный насос с возможностью его включения в циркуляционный контур любого испарителя. Обычно выбирают консольные насосы.

Водяные насосы для системы оборотного водоснабжения выбирают в количестве двух-трех рабочих и одного резервного.

Конденсаторы. Тип конденсатора выбирают с учетом климатологических данных района. Так, конденсаторы водяного охлаждения применяют при достаточном количестве относительно чистой и мягкой воды. Кроме того, горизонтальные кожухотрубные и кожухомеевиковые конденсаторы требуют более чистой и мягкой воды, чем вертикальные, так как теплопередающую поверхность горизонтальных аппаратов труднее очищать от накипи и загрязнений. Вертикальные кожухотрубные конденсаторы менее чувствительны к загрязнениям; их можно устанавливать на открытой площадке, не опасаясь замерзания воды в холодное время года.

Испарительные конденсаторы благодаря малому расходу свежей воды, небольшому потреблению электроэнергии, малой вместимости по хладагенту применяют во всех климатических зонах, но они наиболее эффективно работают в районах с низкой влажностью.

Воздушные конденсаторы применяют во всех климатических зонах, кроме зоны с сухим и жарким климатом. Считается, что их целесообразно применять при среднегодовой температуре, не превышающей 9°C , и расчетной температуре воздуха не более 30°C . Но следует иметь в виду, что ограничением является не столько температура воздуха, сколько продолжительность ее стояния, кроме того, есть возможность снизить температуру поступающего в конденсатор воздуха на $5\text{--}10\text{ K}$ путем его адиабатического охлаждения.

Конденсаторы отводят теплоту от хладагента к общей для установки окружающей среде, поэтому устанавливается единая температура конденсации. В связи с этим количество устанавливаемых конденсаторов принципиального значения (как испарителей) не имеет, но для улучшения характеристик (исходя из требований обеспечения надежности, проведения технического обслуживания

и ремонта и изменения производительности) следует выбирать не менее двух аппаратов. Количество параллельно устанавливаемых конденсаторов должно быть минимальным и по возможности одного типа и марки, поскольку это может влиять на эффективность их работы. Так, чем больше параллельно включенных аппаратов, тем труднее обеспечить номинальную производительность каждого аппарата, поскольку в этой ситуации она зависит от внутреннего гидравлического сопротивления аппарата Δp_i . Аппарат с меньшим значением Δp_i будет подтапливаться конденсатом с плотностью ρ на высоту h_i [$h_i \approx (\Delta p_{\max} - \Delta p_i) / (\rho g)$], где $\Delta p_{\max}$ — максимальное внутреннее сопротивление аппарата из числа параллельно включенных]. Кроме того, при параллельной работе большого количества (более восьми) испарительных конденсаторов возможно образование микроклимата с повышенными значениями температуры и влажности воздуха.

Градири. Тип градирни выбирают в зависимости от тепловой нагрузки: вентиляторные капельные или пленочные при большой нагрузке; вентиляторные капиллярные или эжекторные при небольшой. Обычно число устанавливаемых градирен (как и испарительных конденсаторов) должно быть не менее двух и не более восьми. Соблюдение этих условий обеспечивает требуемые уровень надежности, степень регулирования температуры охлаждаемой воды при относительно небольшой площади, требуемой для размещения градирен.

Линейные ресиверы. Выбор типа линейного ресивера — проходной или буферный — существенного значения не имеет. В отечественной практике применяют только ресиверы проходного типа горизонтального исполнения сосуда. Линейный ресивер является общим элементом для холодильной установки, и количество их должно быть минимальным.

Испарители. При их выборе предпочтение обычно отдают аппарату закрытого типа, а открытый тип испарителя применяют или в системе с охлаждающими приборами открытого типа, расположенными на разных уровнях, или же при необходимости охлаждать жидкости до температуры, близкой к температуре замерзания, так как в испарителях закрытого типа (за исключением специально для этой цели выпускаемых кожухотрубчатых испарителей с внутритрубным кипением) трудно избежать вредных последствий от возможного замерзания жидкости в трубах. Испарители всегда разделяют по температурам кипения, и поэтому минимальное их число соответствует числу температур кипения, имеющихся в системе охлаждения хладоносителем. Если для данной температуры кипения предусматривается несколько достаточно крупных потребителей, то для удобства работы целесообразно выбирать число испарителей по числу таких потребителей холода, например на отдельные этажи, на охлаждение однотипных аппаратов (с образованием относительно независимых узлов схем хладоносителя).

Емкостные аппараты. Отделители жидкости, защитные, циркуляционные и компаундные ресиверы разделяют по температурам кипения, и их минимальное количество должно соответствовать числу температур кипения. Параллельное соединение аппаратов нежелательно, так как при этом трудно обеспечить соотношение их внутренних гидравлических сопротивлений таким, при котором распределение подачи двухфазного потока между аппаратами, позволяет каждому аппарату выполнять свои функции.

Тип аппарата по исполнению сосуда — вертикальный или горизонтальный — влияет на площадь, необходимую для размещения и технического обслуживания, и размеры аппарата. Так, циркуляционный ресивер вместимостью 5 м³ имеет площадь поверхности в плане (м²): 6,2 горизонтальный и 1,5 вертикальный, а с учетом площади для обслуживания соответственно 16,1 и 6. Длина аппарата свыше 5 м, поэтому для обслуживания вертикального ресивера нужна еще одна площадка приблизительно того же размера, что и нижняя. Следовательно, различие в требуемой для обслуживания площади (16,1 м² против 12 м²) незначительно. У горизонтального сосуда в работе полнее используется его вместимость; есть и другие эксплуатационные достоинства, например допустимая скорость движения пара через аппарат в 1,5–2,8 раза больше в зависимости от вместимости (и размеров), меньше колебание уровня жидкости при одинаковой ее подаче. Поэтому предпочтение отдается аппаратам в горизонтальном исполнении.

§ 9.2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ МАШИННЫХ ОТДЕЛЕНИЙ

Оборудование холодильных установок, обеспечивающих централизованное хладоснабжение, размещают в основном в одном помещении, называемом машинным отделением. Иногда аппараты располагают в другом помещении, именуемом аппаратным отделением, которое может быть смежным с машинным отделением или находиться на некотором расстоянии; например, если охлаждаемый объект расположен на значительном расстоянии от машинного отделения, то для уменьшения диаметра всасывающего трубопровода циркуляционные ресиверы с насосами устанавливают рядом с объектом в отдельном помещении — аппаратном отделении.

Машинное (аппаратное) отделение должно располагаться по возможности ближе к охлаждаемым объектам и отвечать определенным требованиям, зависящим от свойств хладагента и хладоносителя — токсичности, горючести и взрывоопасности. Наиболее жесткие требования предъявляют к помещениям аммиачной холодильной установки. Так, машинное (аппаратное) отделение аммиачной холодильной установки может располагаться в отдельно стоящем здании, в пристройке к зданию холодильника или одноэтажному производственному зданию (мясокомбинату, молоч-

ному заводу). Оно может быть встроенным в холодильник или в одноэтажное производственное здание, от помещений которых оно должно быть отделено противопожарными стенами, не имеющими проемов. Над машинным отделением может располагаться аппаратное отделение, но не помещения с постоянными рабочими местами, бытовые и административные.

Машинное (аппаратное) отделение должно иметь не менее двух выходов, максимально удаленных друг от друга, один — обязательно непосредственно наружу, а второй возможен через тамбур-шлюз с подпором воздуха в помещение пульта управления (если оно имеет выход наружу) или в коридор подсобно-бытовых помещений компрессорного цеха, имеющий выход наружу. Звукоизолированное помещение пульта управления для дежурного персонала, смежное с машинным отделением, оборудуют проемом с герметичным остеклением площадью не более 3 м² в стене, разделяющей их. При этом в помещении пульта поддерживают избыточное давление воздуха, препятствующее проникновению в него воздуха из машинного отделения. Общая длина пути по проходам из любой точки машинного (аппаратного) отделения до двери должна быть не более 30 м. Аппаратное отделение, смежное с машинным, должно иметь (помимо выхода в последнее) еще выход наружу.

Машинное отделение обычно объединяют со вспомогательными помещениями, обеспечивающими работу холодильной установки и санитарно-бытовые условия работы персонала компрессорного цеха. Эти помещения, отделенные несгораемой стеной, имеют выход через отдельный коридор, связанный дверью с машинным (аппаратным) отделением через тамбур-шлюз и имеющий выход наружу. При машинном отделении может находиться блок электрооборудования цеха, отделенный несгораемой стеной; помещения для трансформаторов, электrorаспределительных устройств и электроцита должны иметь выход непосредственно наружу.

Строительные размеры однопролетного здания (пристройки) в плане: шаг колонн 6 м и пролет 12 м (иногда 18 м). Высота машинного отделения до низа несущих конструкций должна быть не менее 4,8 м, а аппаратного — не менее 3,6 м.

Ограждающие конструкции здания машинного (аппаратного) отделения должны иметь легкосбрасываемые элементы (окна, двери и др.) общей площадью не менее 0,05 м² на 1 м³ отделения. Оконные переплеты должны быть застеклены обычным оконным стеклом, а высота подоконников не должна превышать 1,2 м. Двери должны открываться в сторону выхода. Отметка пола машинного (аппаратного) отделения и сообщающихся с ним через коридор помещений не должна быть ниже уровня прилегающей территории. Если эта отметка выше уровня территории, то на выходе из отделения выполняют площадку со ступенями.

При размещении холодильного оборудования в помещении контейнерного типа (т. е. в помещении, масса, габаритные размеры и каркас которого позволяют перевозить его автомобиль-

ным и железнодорожным транспортом) высота его от пола до низа выступающих частей оборудования и трубопроводов над проходом и на пути эвакуации должна быть не менее 2 м (рис. 9.3).

При размещении оборудования холодильной установки и технологических трубопроводов необходимо: максимально сокращать площадь, объем помещений, длину трубопроводов, обеспечивая при этом условия безопасного проведения работ по монтажу, техническому обслуживанию и ремонту оборудования и трубопрово-

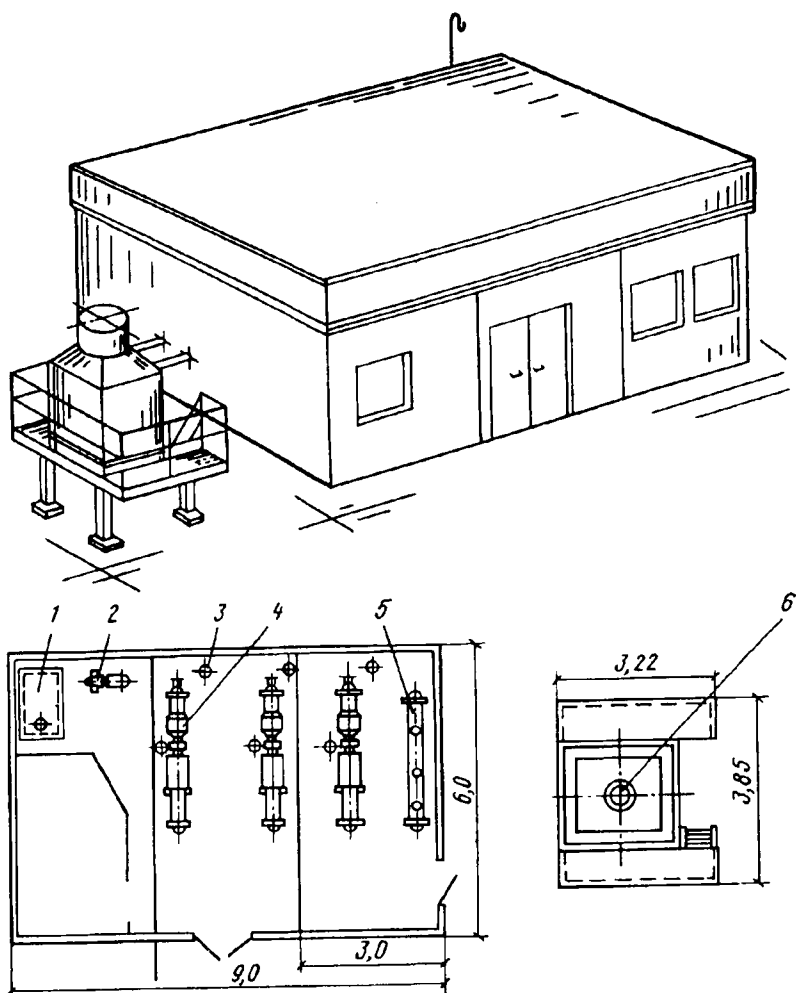


Рис. 9.3. Машинное отделение контейнерного типа с вентиляторной градирей:

1 — бак для воды; 2 — насос; 3 — маслосборник; 4 — компрессорный агрегат; 5 — ресивер для хранения аммиака; 6 — вентиляторная градирня

дов; предусматривать возможность расширения установки. Сокращение площади и объема помещений для холодильного оборудования достигается рациональным его размещением с учетом возможности работы оборудования на открытом воздухе, минимальных размеров проходов между выступающими частями оборудования, а также между ними и элементами здания, установленных правилами техники безопасности. Например, ширина основного прохода или расстояние от регулирующей станции до выступающих частей агрегата должны быть не менее 1,5 м; ширина прохода между выступающими частями агрегатов допускается не менее 1 м; ширина неосновного прохода между гладкой стеной и аппаратом (агрегатом) должна быть не менее 0,8 м; расстояние от внутренней колонны до выступающих частей оборудования допускается 0,7 м при наличии других проходов требуемой ширины. Некоторые аппараты могут устанавливаться вплотную к стене, если это не препятствует их техническому обслуживанию и ремонту.

Машинное отделение контейнерного типа аммиачной холодильной установки (рис. 9.3) не рассчитано на постоянное присутствие обслуживающего персонала, поэтому в них ширина основного прохода должна быть не менее 0,8 м при длине прохода до выхода не более 5 м; ширина неосновного прохода между гладкой стеной и оборудованием должна быть не менее 0,6 м.

Оборудование аммиачных холодильных установок принято размещать следующим образом: в машинном и аппаратном отделениях — компрессорные агрегаты, горизонтальные кожухотрубные конденсаторы, защитные, циркуляционные, компаундные и дренажные ресиверы, промежуточные сосуды, насосы, центральную распределительную (регулирующую) станцию; на открытой площадке (в климатических зонах с температурой воздуха зимой не ниже -40°C) вблизи машинного (аппаратного) отделения — конденсаторы, линейные ресиверы, центральные маслоотделители, маслосборители, градирни; в охлаждаемых помещениях — батареи и воздухоохладители; в производственных помещениях — льдогенераторы, скороморозильные аппараты, фризеры. Водяные насосы оборотной системы водоснабжения размещают в машинном (аппаратном) отделении, а на крупных установках — в насосном отделении совместно с пожарными и хозяйственными насосами в блоке с конденсаторами и градирнями. Распределительные коллекторы камер могут располагаться не только в машинном отделении, но и в одноэтажных холодильниках на антресоли в грузовых коридорах, в многоэтажных на каждом этаже в специальных отопляемых помещениях.

При определении площади, необходимой для размещения изолируемых аппаратов, следует соответствующие размеры аппарата увеличивать на толщину теплоизоляционного слоя и размер отступа от стен, позволяющего выполнять изоляционные работы. Сокращение площади машинного (аппаратного) отделения мо-

жет быть достигнуто в результате более рационального использования объема помещения. Некоторые аппараты можно устанавливать друг над другом в несколько ярусов, например: линейный ресивер — непосредственно под конденсатором; воздухоотделитель — непосредственно над ресивером; циркуляционные и компаундные ресиверы — над насосами; в несколько ярусов можно размещать различные теплообменные и емкостные аппараты, в которые поток вещества поступает под действием разности давлений. Взаимное расположение по вертикали циркуляционных и компаундных ресиверов с насосами зависит от значения кавитационного запаса насосов, изменяющегося в общем случае в широких пределах от 0,5 до 4 м. Поэтому с целью уменьшения требуемой высоты помещения, особенно при использовании вертикальных сосудов, в машинном (аппаратном) отделении устраивают приямок для размещения насосов, жидкостных стояков циркуляционных ресиверов, вспомогательного ресивера для сбора жидкости из всасывающего и нагнетательного трубопроводов компрессоров, из аппаратов и охлаждающих приборов. Приямок имеет ограждение высотой не менее 1,1 м и две лестницы.

В соответствии с правилами техники безопасности для обслуживания оборудования и арматуры на высоте 1,8 м от пола должна быть устроена площадка с ограждением и лестницей. Если имеется несколько единиц оборудования, расположенных рядом, то устраивают общую антресоль (часто на двух уровнях) с ограждением и лестницами.

Значительно сокращает строительную площадь машинного (аппаратного) отделения и повышает безопасность эксплуатации холодильной установки размещение части оборудования на открытой площадке около машинного отделения (рис. 9.4).

Кроме аппаратов, указанных ранее, на открытом воздухе под навесом могут устанавливаться винтовые и центробежные компрессорные агрегаты, если такая возможность предусмотрена при их изготовлении. Для уменьшения диаметра и протяженности трубопроводов открытые площадки должны максимально приближаться к машинному отделению; при этом учитывают характер застройки территории, назначение соседствующих сооружений, направление господствующих ветров летом и зимой, возможные последствия аварий, характеристики оборудования. Например, градирни, испарительные и воздушные конденсаторы должны обдуваться ветром, чтобы не создавалась зона с повышенной влажностью и температурой, при этом ветер не должен препятствовать движению воздуха, создаваемому вентиляторами. Унос капель воды не должен влиять на состояние расположенных по соседству объектов. При размещении нескольких единиц градирен, испарительных и воздушных конденсаторов расстояние между аппаратами должно быть не менее 2–3 м; аппараты располагают в шахматном порядке на расстоянии не менее 2 м.

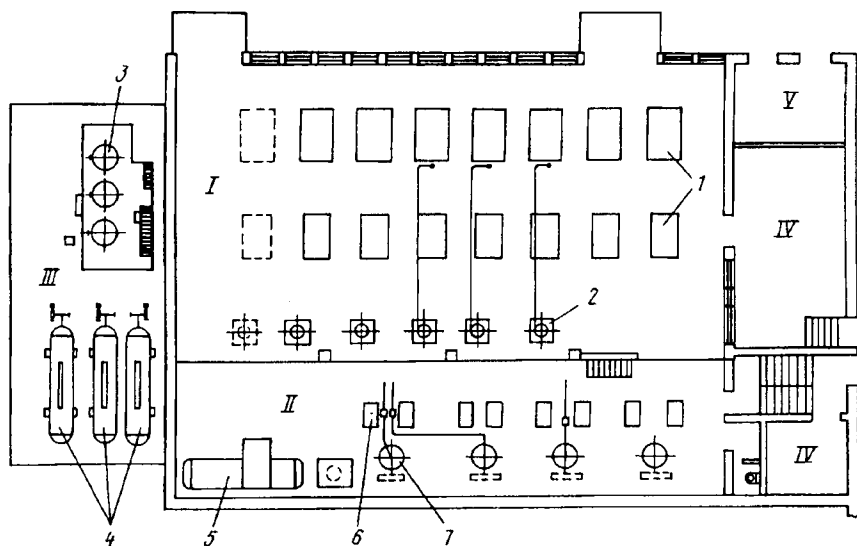


Рис. 9.4. Планировка машинного и аппаратного отделений аммиачной холодильной установки холодильника:

I — машинное отделение; *II* — аппаратное отделение; *III* — открытая площадка; *IV* — подсобно-бытовые и административно-хозяйственные помещения; *V* — блок электроснабжения; 1 — компрессорные агрегаты; 2 — промежуточные сосуды; 3 — вертикальные кожухотрубные конденсаторы; 4 — линейные ресиверы; 5 — дренажный ресивер; 6 — аммиачные насосы; 7 — вертикальные циркуляционные ресиверы

Открытую площадку лучше располагать со стороны глухой стены, чтобы повысить уровень безопасности при работе на токсичном и пожароопасном хладагенте.

Градири, испарительные и воздушные конденсаторы могут размещаться на кровле машинного (аппаратного) или насосного отделения.

На рис. 9.4 дана планировка машинного *I*, аппаратного *II* отделений и открытой площадки *III*, расположенной вблизи глухой стены машинного отделения аммиачной холодильной установки холодокомбината. Насосное отделение, сблокированное с градириями, расположено на большем расстоянии, чем открытая площадка, и они не показаны на рисунке. С машинным и аппаратными отделениями сблокированы подсобно-бытовые, административно-хозяйственные помещения *IV* и помещения блока электроснабжения *V*. В машинном отделении расположены только компрессорные агрегаты 1, промежуточные сосуды 2 и центральная регулирующая станция; в аппаратном отделении находятся вертикальные циркуляционные ресиверы 7 с насосами 6 и дренажный ресивер 5; на открытой площадке установлены вертикальные кожухотрубные конденсаторы 3, линейные ресиверы 4, маслоотделитель и маслосорбник. В машинном и аппаратном отделениях предусмотрена площадь для установки оборудования (его контуры показаны штриховой линией) при расширении.

На предприятиях химической промышленности все закрытые аппараты (включая испарители, отделители жидкости, ресиверы) выносят на открытую площадку; кроме экономии на строительстве здания при этом существенное значение имеет уменьшение возможности и последствий взрывов (при работе на взрывоопасных хладагентах). Разрез машинного отделения, размещенного в отдельном здании, и открытой площадки, расположенной вблизи глухой стены машинного отделения, пропановой холодильной установки гелиевого завода, показан на рис. 9.5. В данном случае в машинном отделении находятся только пропановые центробежные компрессоры 1, установленные на цокольном этаже, а аппараты 3, 4 вынесены и установлены на двух уровнях открытой площадки.

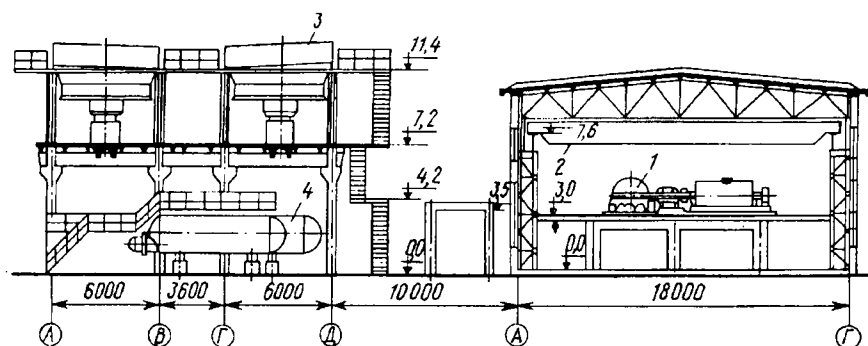


Рис. 9.5. Разрез машинного отделения и открытой площадки пропановой холодильной установки:

1 — центробежный компрессор; 2 — мостовой кран; 3 — воздушный конденсатор; 4 — аппарат

В машинном отделении имеется мостовой кран 2 для выполнения монтажа и ремонта крупноразмерных агрегатов.

Сокращение площади машинного отделения возможно в результате выбора способствующего этому оборудования и схемы холодильной установки, например агрегатированного оборудования, винтовых компрессорных агрегатов с подводом пара хладагента при промежуточном давлении, компаундной холодильной установки.

Для технического обслуживания оборудования необходимо предусмотреть доступ к обслуживаемым местам и достаточные проходы. Оборудование, требующее непрерывного или периодического наблюдения, должно быть легко доступно, не должно устанавливаться на высоте, затрудняющей обслуживание. Следует обеспечить необходимую естественную освещенность элементов, требующих более внимательного обслуживания. Также достаточно хорошо должны быть освещены контрольно-измерительные приборы. Для обеспечения удобства монтажа и ремонта оборудования необходимо учитывать возможность его разборки, в связи с чем следует предусматривать место, достаточное для того, чтобы извлечь из

компрессора или аппарата наиболее длинную деталь и чтобы этому не мешали ни соседнее оборудование, ни элементы строительных конструкций здания. Трубчатые аппараты нужно располагать таким образом, чтобы со стороны одной из крышек имелась возможность вынуть и заменить любую из труб, а также периодически очищать трубы. Для этого не обязательно иметь здесь свободную площадь. Если кожухотрубный аппарат установлен против окна, то через него возможны и чистка труб, и их замена. Возле машин и аппаратов должны быть свободные площадки, достаточные для размещения отдельных крупных частей при монтаже или снятых при ремонте. Такие монтажные площадки могут быть общими для группы аппаратов.

Для обеспечения возможности расширения холодильника (производства) или перспективного строительства нового потребителя холода в машинном (аппаратном) отделении предусматривают резервную площадь для установки оборудования (рис. 9.4), а на генплане предусматривают свободное место. Таким образом, выбранное оборудование размещают в соответствии со схемой установки в помещении и на открытой площадке, при этом соблюдая требования правил техники безопасности и обеспечивая возможность проведения технического обслуживания и ремонта, расширения установки, а также добиваясь экономичности. В результате находят требуемые размеры помещений и открытой площадки. Площадь подсобно-бытовых помещений определяется численностью персонала компрессорного цеха, административно-хозяйственных — количеством и холодопроизводительностью компрессорных агрегатов, блока электроснабжения — электрической мощностью оборудования. Затем komponуют здание, учитывая размеры стандартных элементов конструкций здания.

Выполнение всех требований при проектировании машинных отделений оказывается нелегкой задачей, тем более что путем размещения оборудования находят размеры самих помещений. При выполнении вариантных расчетов показателей холодильных установок требуемую строительную площадь $F_{\text{стр}}$ для размещения оборудования находят, используя значения площади f_i , занимаемой i -м элементом установки, и коэффициенты b_i , учитывающие дополнительную площадь, в том числе и для подсобно-бытовых помещений. Тогда требуемая строительная площадь для размещения холодильной установки

$$F_{\text{стр}} = \sum (f_i b_i).$$

Лучшее решение обычно выявляется путем сравнения нескольких вариантов расположения оборудования. Определение лучшего варианта возможно при использовании метода геометрического моделирования (плоскостного или объемного). Лучшее планировочное решение является основой для выполнения чертежей и схем холодильной установки.

§ 9.3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ТРУБОПРОВОДОВ

Проектирование предполагает создание документации (проектной), состав, содержание и объем которой обеспечивает централизованное изготовление большей части трубопроводов и проведение всех операций, связанных с монтажом трубопроводов.

К технологическим трубопроводам относятся трубопроводы, по которым транспортируются хладагент, хладоноситель, вода и другие среды, обеспечивающие функционирование холодильной установки. Технологические трубопроводы являются ответственной и сложной частью холодильной установки. В общем случае они включают прямые участки труб, фасонные детали, арматуру, компенсаторы температурных деформаций, соединения, крепления, уплотняющие прокладки. Фасонные детали предназначены: для изменения направления движения потока (отвод) и диаметра трубопровода (переход); для разделения потока на части (тройник); для перекрытия торцов труб (заглушка). Для трубопроводов хладагента применяют только штампованные (бесшовные) фасонные детали.

Арматура подразделяется на запорную, регулирующую, контрольную, предохранительную и защитную. Арматура предназначена: запорная (вентиль, задвижка, кран) для управления движением потока вещества путем открытия или закрытия затвора; регулирующая (вентиль, клапан) для изменения количества протекающего вещества путем изменения площади проходного сечения; контрольная (указатель уровня, смотровое стекло) для наблюдения за уровнем жидкости или ее протоком; предохранительная (предохранительный клапан) для предотвращения повышения давления сверх допустимого значения давления путем открытия затвора для удаления вещества; защитная (обратный клапан) для предотвращения движения потока вещества в обратном направлении путем автоматического закрытия затвора.

Соединения трубопроводов бывают разъемные и неразъемные. Выбор вида соединения трубопровода зависит от их категории, диаметра, материала и условий эксплуатации. Аммиачные и хладонные трубопроводы соединяют в основном сваркой (хладонные небольшого диаметра пайкой), обеспечивающей высокий уровень прочности и герметичности, оставляя минимум разъемных соединений. Для уплотнения разъемных соединений применяют прокладки, например, из паронита, или из другого материала с требуемой твердостью и стойкостью в среде хладагента с маслом.

Опоры и подвески служат для крепления горизонтальных и вертикальных линий к конструкциям здания, сооружения или оборудования. Опоры могут быть подвижными и неподвижными. Неподвижные опоры в отличие от подвижных опор и подвесок предназначены удерживать трубопровод, не допуская его перемещения относительно поддерживающих конструкций. При выборе опор и подвесок для трубопроводов учитывают действующие нагрузки (массы трубы, транспортируемого вещества и тепловой

изоляции), диаметр и способ прокладки трубопроводов. Для трубопроводов с отрицательной температурой транспортируемой среды применяют опоры с теплоизолирующими прокладками. Расположение опор и расстояние между ними регламентируются НТД. Максимально допустимый прогиб трубопроводов не должен превышать $1/400$ длины пролета.

В процессе эксплуатации температура трубопроводов изменяется, что вызывает изменение длины трубопровода; например, на участке длиной 100 м при изменении температуры на 100 К оно составит: 120 мм для трубы из стали 20 и 130 мм из стали 10Г2. Чтобы предотвратить разрушение трубопровода используют самокомпенсацию (осуществляемую благодаря изгибам и отводам) или компенсаторы, если нельзя использовать самокомпенсацию, а возникающее напряжение превышает 50 МПа. На прямых участках межцеховых трубопроводов с $d_y = 50$ мм и более и длиной свыше 100 м должны быть применены П-образные компенсаторы, выполненные гнутыми из одной трубы, которые устанавливаются в горизонтальной плоскости.

Трубопроводы характеризуются рабочими давлением p_p (расчетное максимальное избыточное давление, допустимое в процессе эксплуатации), температурой t_p (расчетная температура для определения толщины теплоизоляции, расчета компенсатора) и условным диаметром прохода d_y [внутренний диаметр (мм), округленный до размера, установленного стандартом].

В зависимости от свойств (токсичность, пожаро- и взрывоопасность), рабочих параметров и концентрации транспортируемых веществ трубопроводы подразделяют на категории; к трубопроводам каждой из категорий предъявляют разные требования в отношении материалов и методов испытаний трубопроводов после изготовления, монтажа и в процессе эксплуатации.

Материал трубопроводов, фасонных деталей, арматуры и крепежных деталей выбирают с учетом изменения их механических свойств под действием низких температур. Так, аммиачные и хладоновые трубопроводы изготавливают из материала: стали 20 при работе в диапазоне температур от -40 до 150°C ; стали 10Г2 при работе в диапазоне температур от -70 до -40°C , а хладоновые трубопроводы небольшого диаметра ($d_y \leq 40$ мм) независимо от температуры — из красной меди марки М3. При этом используют стальные бесшовные холоднодеформированные (при $d_y \geq 40$ мм) или бесшовные горячедеформированные (при $d_y \geq 50$ мм) трубы.

Для аммиачных и хладоновых трубопроводов применяют фланцы, выполненные в зависимости от рабочей температуры из стали: 10 и 20 при $t_p \geq -40^\circ\text{C}$; 10Г2 при $t_p < -40^\circ\text{C}$. Фланцевые соединения должны иметь уплотнительные поверхности «шип—паз» или «выступ—впадина», причем фланцы арматуры должны выполняться со впадиной.

Запорные вентили и другую арматуру из ковкого чугуна допускается применять при $t_p \geq -30^\circ\text{C}$, а при более низких темпе-

ратурах применяют арматуру из углеродистых и коррозионно-стойких сталей.

Трубопроводы прокладывают в соответствии с требованиями нормативных документов и со схемой холодильной установки по ходу движения хладагента, хладоносителя, воды. Технологические трубопроводы подразделяют на внутрицеховые, соединяющие оборудование в пределах машинного (аппаратного) отделения и открытой площадки, и межцеховые, соединяющие оборудование машинного отделения с охлаждаемыми объектами (аппаратным отделением), расположенными на значительном расстоянии друг от друга. Внутрицеховые и межцеховые трубопроводы, транспортирующие среду с постоянными параметрами (температура, давление, массовая подача), принято называть линией. Различают нагнетательные, всасывающие, паровые, жидкостные, дренажные и другие линии по названию транспортируемого вещества (аммиачная, водяная и т. д.).

Существенную роль при проектировании машинных отделений играет выбор способа прокладки (разводки) паровых трубопроводов в машинном отделении. Разводка трубопроводов может быть верхней или нижней. При верхней разводке трубопроводы проходят или под потолком помещения (что лучше), или на высоте (не менее 2,2 м), достаточной для прохода людей и не препятствующей проведению монтажных и ремонтных работ. Трубопроводы при нижней разводке приходится прокладывать под полом машинного отделения и в траншеях в полу, если оборудование не размещается на цокольном этаже (рис. 9.5). Специфическим недостатком нижней разводки является возможность образования так называемых «мешков» на наиболее низких участках трубопровода, в которых скапливается жидкий хладагент с маслом, что нередко создает опасность гидравлического удара.

В современных схемах, защищенных от влажного хода, возможность появления жидкости в мешках резко уменьшается, но в некоторых ситуациях не исключена конденсация пара во всасывающих магистралях. В период зимних морозов температура наружного воздуха может оказаться ниже температуры насыщения при рабочем давлении кипения, что приводит к конденсации пара в трубах и создает опасность гидравлического удара. В таких схемах необходимо делать отвод в специальный ресивер из самой низкой точки каждого из «мешков». Этот ресивер должен размещаться ниже «мешка» для самотечного стока образовавшейся жидкости.

Верхнюю разводку применяют наиболее часто; она требует меньшего объема строительных и монтажных работ. В то же время при верхней разводке машинное отделение несколько загромождается и затемняется трубопроводами, а в машинных отделениях с подъемными механизмами (например, с мостовыми кранами) трубопроводы затрудняют перемещение частей оборудования этими механизмами при монтажных и ремонтных работах. При

верхней разводке трубопроводов всасывающие и нагнетательные трубопроводы должны присоединяться к магистральным сверху, чтобы в трубопроводах неработающих компрессоров не накапливалась жидкость (масло, хладагент). А магистральные трубопроводы должны иметь уклон не менее 0,005: всасывающие в сторону защитных или циркуляционных (компаундных) ресиверов, а нагнетательные в сторону конденсатора. Всасывающий и нагнетательный трубопроводы компрессоров при нижней и верхней разводке должны иметь в нижних точках вентили для выпуска после длительной стоянки скопившейся жидкости в маслособирабель.

Весьма вероятна конденсация пара в холодное время года в нагнетательных трубопроводах, проходящих вне помещений. В этом случае необходимо для всех хладагентов прокладывать трубопровод только поверху с уклоном к конденсатору, чтобы не допустить попадание конденсата в компрессоры и защитить их от гидравлического удара.

На обвязочных трубопроводах должна быть запорная арматура, обеспечивающая отключение каждого компрессорного и насосного агрегата, а также другого оборудования. Для уменьшения вибрации обвязочных трубопроводов, вызванной работой компрессорных агрегатов, они должны иметь минимальное количество отводов. Обвязочные трубопроводы должны обеспечивать возможность быстрого удаления жидкого хладагента из аппаратов, его содержащих, через дренажный отвод в дренажный или другой ресивер, а также парообразного хладагента из любого элемента установки. Трубопроводы располагают с уклоном, обеспечивающим их опорожнение в аппараты, значение которого для трубопроводов не менее: 0,002 для жидкостного, 0,003 для парового и 0,02 для масляного, рассольного, водяного.

Аммиачные трубопроводы не должны прокладываться через бытовые, подсобные и административно-хозяйственные помещения, помещения КИПа, электрораспределительные и вентиляционные камеры.

Внутрицеховые трубопроводы с $d_y < 100$ мм можно прокладывать по наружной поверхности глухих стен вспомогательных помещений, а с $d_y < 200$ мм — по несгораемым капитальным стенам производственных зданий. Расстояние между параллельно прокладываемыми трубопроводами, между трубопроводами и строительными конструкциями должны обеспечивать возможность прокладки, нанесения теплоизоляции, технического обслуживания и ремонта. Трубопроводы, проходящие через стены или перекрытия, заключают в специальные гильзы или футляры, в которых не должны размещаться сварные стыки. Трубопроводы от охлаждающих приборов к распределительным устройствам, размещенным на антресолях или в специальных помещениях, следует прокладывать внутри камер, транспортных коридоров, грузовых вестибюлей.

Трубопроводную арматуру стремятся сосредоточивать в местах, доступных для технического обслуживания и ремонта. При этом арматуру с ручным приводом устанавливают на высоте не более 1,6 м от уровня пола при частом ее использовании и не более 1,8 м — при редком использовании. Если арматура размещается выше, то предусматривают специальные площадки с лестницами и ограждением. Единичная, редко используемая арматура, расположенная на высоте не более 3 м, может обслуживаться с переносных лестниц и стремянок.

Межцеховые аммиачные трубопроводы прокладывают по территории на опорах высотой, обеспечивающей движение транспорта вдоль проездов со стороны, противоположной устройству тротуаров. При выборе геометрической схемы трассы предусматривают возможность самокомпенсации трубопровода за счет использования поворотов трассы обычно под углом 90° .

§ 9.4. РАЗМЕЩЕНИЕ ОБОРУДОВАНИЯ ПРИ ДЕЦЕНТРАЛИЗОВАННОМ ХЛАДОСНАБЖЕНИИ

Децентрализованное (автономное) хладоснабжение характеризуется тем, что в каждом охлаждаемом объекте температура кипения поддерживается одной или несколькими блочными холодильными машинами. Например, для поддержания температуры воздуха -30°C в камере площадью $1000\text{--}1500\text{ м}^2$ требуются 2–3 машины. Поэтому выбор компрессора требуемой холодопроизводительности однозначно решает вопрос о числе и типе всех элементов, входящих в состав блочной холодильной машины полной заводской готовности.

Расчетная холодопроизводительность блочной машины находится по значению расчетной нагрузки на компрессор (в данном случае равной нагрузке на оборудование охлаждаемого помещения), поскольку блочная холодильная машина поддерживает температуру только в одном помещении и смежные охлаждаемые помещения не будут уменьшать нагрузку на компрессор, обслуживающий данное помещение. В отличие от холодильных установок централизованного хладоснабжения, недостатками которых

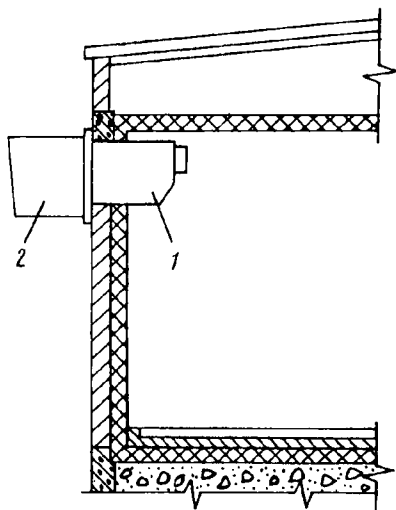


Рис. 9.6. Размещение блочной холодильной машины:

1 — часть блока с воздухоохладителем; 2 — часть блока с остальными элементами

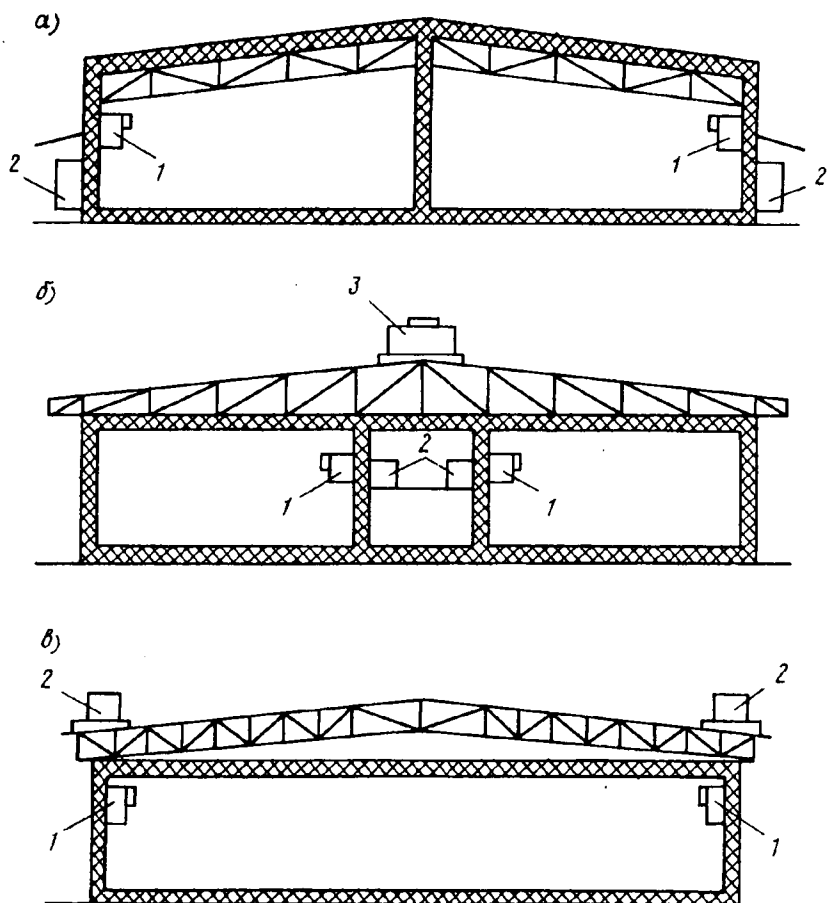


Рис. 9.7. Размещение блочных холодильных машин в камерах одноэтажного холодильника: а — под навесом; б — на техническом этаже; в — на кровле;

1 — воздухоохладительный блок; 2 — компрессорный или компрессорно-конденсаторный блок; 3 — конденсаторный блок

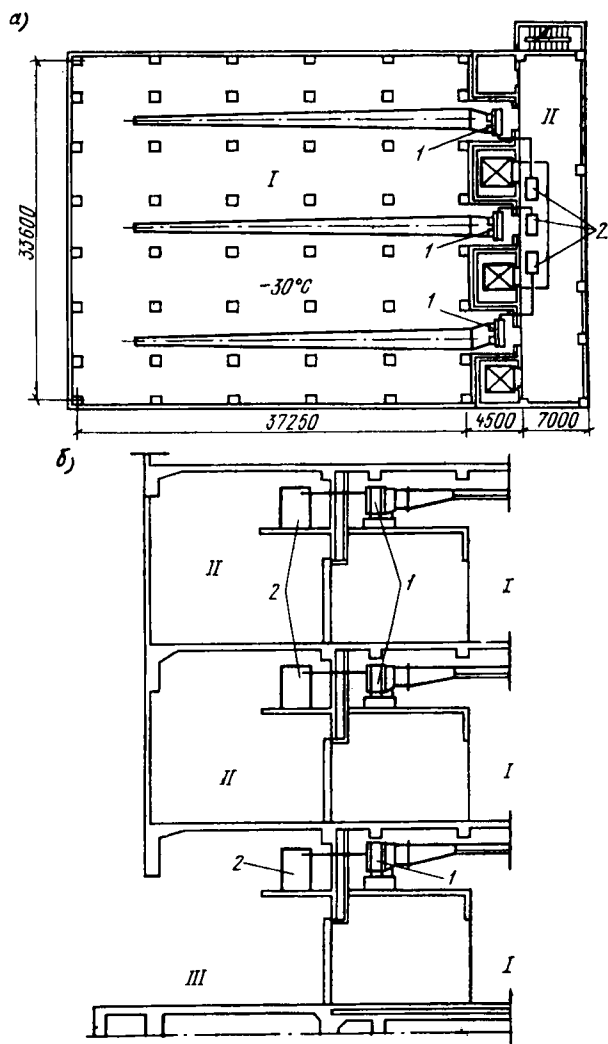


Рис. 9.8. Размещение блочных холодильных машин в многоэтажном холодильнике: *а* — план этажа; *б* — разрез холодильника;

I — камера хранения; *II* — вестибюль; *III* — платформа; *1* — воздухоохлаждающий блок с воздухопроводом; *2* — компрессорно-конденсаторный блок

являются значительная протяженность и разветвленность трубопроводов, наличие большого количества арматуры и хладагента, большой объем монтажных и пусконаладочных работ, сложность автоматизации, при децентрализованном хладоснабжении блочные холодильные машины располагают непосредственно около своего охлаждаемого объекта в вестибюле, в транспортном коридоре, на техническом этаже, на кровле, на открытом воздухе под навесом, благодаря чему отпадает необходимость в машинном отделении.

Холодильные машины могут быть выполнены в виде одного или нескольких блоков (не более трех). Моноблочную холодильную машину устанавливают в проеме, сделанном в наружной стене, так, чтобы часть 1 с воздухоохладителем находилась в камере, а часть 2 с остальными элементами машины — со стороны наружного воздуха (рис. 9.6).

Размещение двухблочной и трехблочной холодильных машин в камерах одноэтажных холодильников показано на рис. 9.7. Довольно часто компрессорно-конденсаторный блок 2 блочной холодильной машины устанавливают на открытом воздухе под навесом (рис. 9.7, а), что упрощает техническое обслуживание. Установка блочной холодильной машины на техническом этаже имеет один существенный недостаток, связанный с охлаждением конденсатора. Дело в том, что водяное охлаждение конденсатора осуществить трудно из-за опасности замерзания воды в трубопроводе, проходящем через низкотемпературные помещения холодильника, а воздушное охлаждение конденсатора нежелательно вследствие поступления теплоты конденсации в коридор холодильника. Здесь лучшим решением является установка компрессорного блока 2 на техническом этаже, а конденсаторного блока 3, охлаждаемого воздухом, на кровле (рис. 9.7, б). Размещение компрессорно-конденсаторного блока 2 на кровле (рис. 9.7, в) рекомендуют в районах с умеренным климатом, поскольку в условиях континентального климата низкая температура воздуха зимой, большое количество снега, а также высокая температура воздуха летом, дополнительно подогреваемого от поверхности покрытия, создают большие проблемы при эксплуатации.

Децентрализованное хладоснабжение камер многоэтажного холодильника применяют редко. На рис. 9.8 показано размещение блочных холодильных машин в многоэтажном распределительном холодильнике. Грузовая платформа III встроена в контур здания холодильника в целях экономии площади земельного участка. Блоки смонтированы на антресолях: воздухоохладительный 1 в камере I, а компрессорно-конденсаторный 2 в вестибюле II и на платформе III первого этажа. Конденсатор охлаждается водой, поступающей из градирни (она не показана на рисунке), расположенной на кровле.

Г л а в а 10. ПРОИЗВОДСТВО И ПРИМЕНЕНИЕ ВОДНОГО ЛЬДА И ДИОКСИДА УГЛЕРОДА

Водный лед и диоксид углерода широко применяют для охлаждения объектов при небольшой тепловой нагрузке. Достоинства систем с этими охлаждающими веществами являются простота структуры и реализации, надежность, возможность работать без потребления энергии. К существенному недостатку таких систем относится потребность в запасе непрерывно расходуемого охлаждающего вещества.

Температуры, которые могут быть получены при использовании водного льда, оказываются достаточными для охлаждения и хранения охлажденных пищевых продуктов. В случае использования льдосоляной смеси достигаются более низкие температуры, позволяющие замораживать и хранить мороженые продукты. Еще более низкие температуры можно получить с помощью диоксида углерода.

§ 10.1. ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ВОДНОГО ЛЬДА

Лед — твердое вещество с кристаллической структурой, образующееся при затвердевании воды. Особенностью процесса затвердевания воды является ее расширение при переходе в твердое состояние, вследствие чего на фазовой диаграмме (рис. 10.1) линия *II* зависимости давления от температуры, характеризующая одновременное существование жидкой и твердой фаз, имеет отрицательный наклон. В направлении по стрелке осуществляется плавление, в противоположном направлении — затвердевание. Для двухфазной равновесной системы вода—лед давление плавления льда p связано с температурой T уравнением Клапейрона—Клаузиуса

$$\frac{dp}{dT} = \frac{r}{T(v_{\text{ж}} - v_{\text{т}})}. \quad (10.1)$$

Здесь r — теплота плавления; $v_{\text{ж}}$ и $v_{\text{т}}$ — удельные объемы жидкой и твердой фаз.

Так как для воды $v_{\text{ж}} < v_{\text{т}}$, $v_{\text{ж}} - v_{\text{т}} < 0$, то $\frac{dp}{dT} < 0$, что и определяет аномальный характер направлений линии *II*, т. е. температура плавления

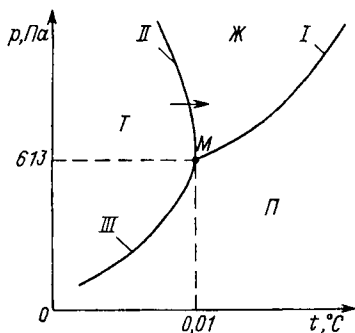


Рис. 10.1. Фазовая диаграмма для воды:

I — линия равновесия жидкости и пара; *II* — линия равновесия твердой и жидкой фаз; *III* — линия равновесия твердой и паровой фаз; Ж — жидкость; Т — твердое тело; П — пар; М — тройная точка

ния льда понижается при увеличении давления и наоборот. При умеренных давлениях $\frac{dp}{dT} \approx 12,7$ МПа/К, именно поэтому можно кататься на коньках по водному льду, брикетировать снежный лед при околонулевой температуре. При нормальном давлении 0,101 МПа лед плавится при 0 °С (273,15 К), теплота плавления при этой температуре $r = 335$ кДж/кг. При замерзании вода увеличивается в объеме на 9 %. Плотность льда $\rho_{\text{л}} \approx 917 (1 - 0,00015t)$ кг/м³, удельная теплоемкость льда $c_{\text{л}} \approx 2,12 + 0,008t$ кДж/(кг · К), а теплопроводность $\lambda_{\text{л}} \approx 2,22 (1 - 0,0015t)$ Вт/(м · К). По сравнению с водой у льда средняя диэлектрическая проницаемость меньше в 30 раз, а электропроводность в 500 раз, что используют для контроля процесса льдообразования. Теплопередача при кристаллизации и плавлении льда, связанная с тепломассообменом в двухфазной системе, определяет интенсивность процессов в теплообменных аппаратах.

§ 10.2. ЗАГОТОВКА И ХРАНЕНИЕ ЛЬДА

Климатические условия в нашей стране позволяют на значительной части территории (расположенной северо-восточнее линии Санкт-Петербург—Волгоград) проводить заготовку естественного льда. В зависимости от климатических и других условий применяют главным образом два способа заготовки естественного льда: заготовку льда из водоемов и послойное намораживание льда. Лед из водоемов заготавливают вырезанием (выпиливанием) блоков из ледяного покрова, образующегося в зимнее время на поверхности естественных водоемов. Этот способ теперь распространен мало из-за ряда недостатков, свойственных ему: трудоемкости нарезки, выкалывания, погрузки и транспортирования, загрязненности льда. Способ послойного намораживания льда наиболее распространен. При послойном намораживании лед на площадках наращивается в монолитный массив, называемый бунтом, путем постепенного замораживания тонких слоев воды. Применяют этот способ в местностях, где в зимнее время сравнительно устойчиво и длительно удерживается температура наружного воздуха $t_{\text{н}} = -5$ °С.

Послойное намораживание и хранение бунта льда во временных хранилищах рядом с потребителем позволяют получать лед более высокого качества и с меньшими затратами, чем заготовленный из водоемов. Основными недостатками льдохранилищ такого типа являются: большие потери льда вследствие таяния, загрязнения; трудоемкость выкалывания льда из монолита в теплое время года и трудность соблюдения санитарных требований. Однако необходимость экономии энергоресурсов и охраны окружающей среды поддерживает интерес к использованию естественного холода и, в частности, льдохранилищ. В соответствии с современными требованиями

ми льдохранилище должно быть стационарным, заглубленным в грунт на 1,5–2 м, иметь изоляционные ограждающие конструкции с термическим сопротивлением более $2 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$, а также должно быть оборудовано системами подачи очищенного наружного воздуха в зону намораживания льда. Ледяной бунт должен располагаться в грунте и иметь форму параллелепипеда с отношением соответственно высоты, ширины и длины $1 : (3 \div 4) : (8 \div 9)$.

Часто лед заготавливают для охлаждения воды. В таких случаях интерес представляет заготовка пористого льда. Пористый лед имеет меньшую объемную массу (приблизительно $500 \text{ кг}/\text{м}^3$) по сравнению со льдом, полученным традиционным послойным намораживанием (не менее $800 \text{ кг}/\text{м}^3$), но поверхность единицы его объема несравненно больше. Теплопередача при плавлении пористого льда характеризуется большей (как минимум в 10 раз) интенсивностью, так как теплообмен происходит в тонкой пленке, стекающей по поверхности льда.

Пористый лед намораживают в заглубленном в грунт и изолированном от атмосферного воздуха сооружении, которое имеет несущую металлическую конструкцию (например, арочного типа), легко открывающуюся наружную ограждающую конструкцию (например, из пластика), оснащенном льдогенератором, системами подачи теплой и отвода холодной воды (рис. 10.2). При понижении температуры наружного воздуха до -2°C начинают намораживать лед. Для этого открывают участки покрытия 1 из пластика, ближайшие к зоне намораживания, для подачи холодного воздуха. С помощью льдогенератора 2 получают поток гранул льда небольшого размера 0,1–0,5 мм, которые смерзаются на поверхности бунта 4. Полученный в результате такого намораживания бунт покрывают теплоизоляцией 3.

Количество намороженного льда зависит от необходимой тепловой нагрузки и потерь льда. В качестве характеристики потерь может быть применен так называемый коэффициент использова-

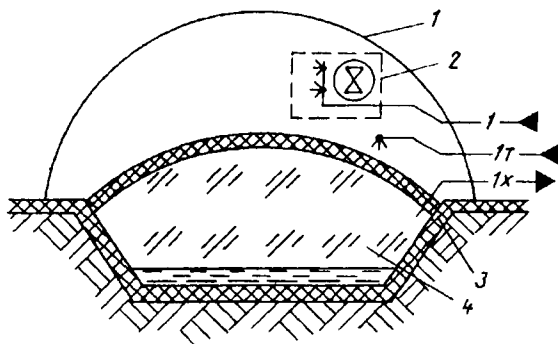


Рис. 10.2. Хранилище пористого льда:

1 — пластиковое покрытие; 2 — льдогенератор; 3 — слой теплоизоляционного материала; 4 — бунт льда

ния льда $\eta_{\text{исп}}$, представляющий собой отношение массы полезно израсходованного льда $G_{\text{л}}$ к массе заготовленного льда $G_{\text{л.з}}$. Тогда объем заготовленного льда

$$V_{\text{л.з}} = \frac{G_{\text{л.з}}}{\rho_{\text{л.з}}} = \frac{G_{\text{л}}}{\eta_{\text{исп}} \rho_{\text{л.з}}}, \quad (10.2)$$

где $\rho_{\text{л.з}}$ — объемная масса заготовленного льда, кг/м³.

§ 10.3. ЛЕДНИКИ

Ледниками называются простейшие холодильные сооружения, предназначенные для хранения пищевых продуктов и охлаждаемые льдом. Заготовленный и загруженный в зимнее время лед должен обеспечить поддержание низких температур в течение всего теплого времени года. В леднике предусматривают одно или несколько помещений (камер) для хранения продуктов и помещение для размещения льда (льдохранилище). Камеры и льдохранилище должны быть связаны друг с другом так, чтобы создать естественную циркуляцию воздуха между ними. Необходимо также обеспечить удобную загрузку льда в хранилище и отвод воды, образующейся при таянии льда.

Эти условия соблюдаются в конструкции ледника с боковым расположением льдохранилища (рис. 10.3). Как камеры для продуктов, так и льдохранилище размещены здесь на уровне земли, что обеспечивает удобную погрузку продуктов и льда. В стене, отделяющей охлаждаемое помещение 7 от льдохранилища, внизу устроены окна 2 для поступления холодного воздуха в камеру, а вверх — окна 3 для отвода нагретого воздуха из камеры в льдохранилище. Чтобы усилить циркуляцию воздуха, льдохранилище

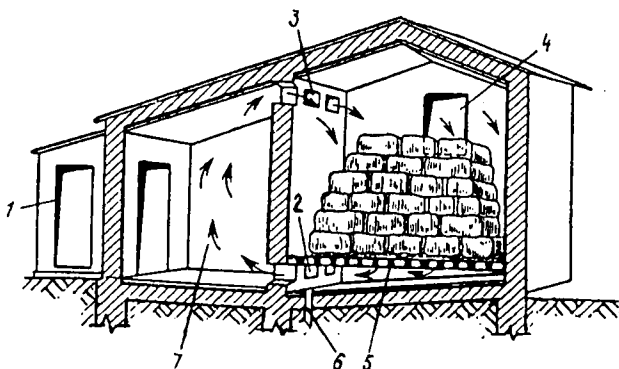


Рис. 10.3. Ледник с боковым расположением льда:

1 — тамбур; 2 — окно для поступления холодного воздуха; 3 — окно для отвода теплого воздуха; 4 — лок для загрузки льда; 5 — решетчатый пол; 6 — отвод воды; 7 — охлаждаемое помещение

ще делают несколько большей высоты, чем камеру. В камере обычно достигается температура от 4 до 6 °С. Вода из льдохранилища отводится в сборник, а затем через гидравлический затвор, препятствующий поступлению теплого воздуха в льдохранилище, дренируется.

При расчете ледника необходимо определить размеры льдохранилища, достаточные для того, чтобы заложить в него лед в таком количестве, которое обеспечит нужные условия в камерах в течение всего сезона. Для этого прежде всего следует найти полное количество теплоты Q_n , поступающей ко льду от всех источников за сезон с положительными температурами наружного воздуха. Тогда необходимая масса льда

$$G_{\text{л}} = \frac{Q_n n}{335}, \quad (10.3)$$

где n — коэффициент запаса, равный 1,2–1,3.

Объем льдохранилища

$$V_{\text{лх}} = \frac{G_{\text{л}}}{\rho_{\text{л}} \beta_v}, \quad (10.4)$$

где β_v — коэффициент заполнения объема хранилища, равный 0,85–0,95.

Введение коэффициента запаса n предусматривает наличие остатка льда в льдохранилище в конце сезона в размере 20–30 % от действительно необходимого количества, чтобы обеспечить достаточную охлаждающую поверхность и тем самым поддержать заданную температуру в камерах в последние дни сезона с положительными температурами.

§ 10.4. ЛЬДОСОЛЯНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ

Физические основы льдосоляного охлаждения. Льдосоляное охлаждение применяют в тех случаях, когда температуры, получаемые при помощи льда, оказываются недостаточно низкими для определенных технологических целей. Добавление соли ко льду понижает температуру плавления смеси по сравнению с температурой плавления чистого льда. Применением различных солей в различных количествах в смеси могут быть получены низкие температуры в довольно широких пределах.

Понижение температуры при образовании растворов может быть вызвано одним из двух совершенно различных физико-химических явлений. Так, при растворении некоторых солей в воде или кислотах понижается температура раствора в результате проявления эндотермического эффекта растворения этих солей. С поглощением теплоты растворяются в воде, например, такие соли, как хлорид натрия NaCl , нитрат натрия (селитра) NaNO_3 , сульфат натрия

Na_2SO_4 , хлорид аммония NH_4Cl . Однако растворение в воде безводного хлорида кальция CaCl_2 вызывает повышение температуры раствора, в то время как кристаллический $\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ растворяется с понижением температуры раствора. В качестве примера могут быть приведены составы некоторых так называемых охлаждающих смесей. При растворении в 100 г воды наблюдается понижение температуры раствора в зависимости от состава охлаждающей смеси:

	Масса, г	Понижение температуры, К
Поваренная соль	36	2,5
Нашатырь	30	18,4
Нитрат аммония	60	27,2

Промышленного применения этот способ получения низких температур не имеет из-за малой удельной холодопроизводительности таких растворов и сравнительно высокой стоимости компонентов. Совершенно иное физическое явление лежит в основе понижения температуры плавления смеси льда с солью или понижения температуры обратного процесса (замораживания водного раствора соли) по сравнению с температурой замерзания воды. В этом случае температура смеси понижается даже при смешении льда с солями, растворение которых в воде сопровождается выделением теплоты. Так, прибавление ко льду безводного хлорида кальция в количестве 29,9 % от массы смеси может понизить температуру плавления этой смеси до -55°C .

Понижение температуры плавления льдосоляных смесей является следствием понижения давления пара над растворами по сравнению с давлением пара над чистым растворителем. На фазовой диаграмме для воды (рис. 10.4) линия I является графиком зависимости давления насыщенного пара над чистым растворителем, т. е. при массовой доле растворенной соли $\xi_c = 0$.

Растворение в воде соли в количестве ξ_{c1} вызывает при той же температуре t_0 понижение давления пара над раствором в соответствии с законом Рауля, пропорциональное количеству растворенного вещества. Новый график давления пара над раствором показан на рисунке штриховой линией I' .

Так как плавление происходит тогда, когда давление пара над твердой фазой оказывается равным давлению над жидкой фазой, то такое равенство давлений может быть в точке a ,

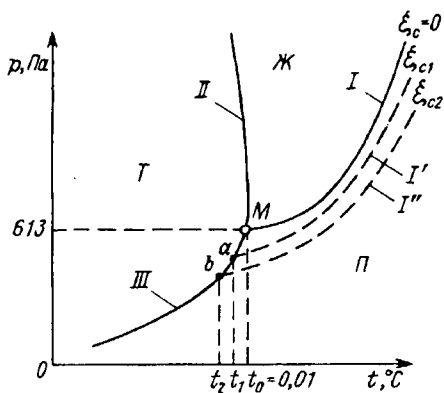


Рис. 10.4. Понижение температуры плавления льдосоляной смеси (обозначения см. на рис. 10.1)

где сходятся линии III и I' . Этой точке, как видно на рисунке, соответствует более низкая температура плавления (t_1), чем для чистого вещества (t_0). Если массовая доля соли ξ_{c2} больше, чем ξ_{c1} , то давление пара над таким раствором будет еще ниже (линия I'') и температура плавления смеси тоже понизится (температура t_2 , соответствующая точке b). Такое понижение температуры плавления смеси может происходить только до криогидратной (эвтектической) температуры t_3 , являющейся низшей температурой замерзания водного раствора данной соли.

Характер изменения температуры плавления льдосоляной смеси или температуры замерзания раствора солей в воде показан линией A на рис. 10.5 на диаграмме $t - \xi$. Линия A называется линией выпадения льда, так как при охлаждении раствора, имеющего массовую долю меньше, чем эвтектическая $\xi_{c, 3}$, до температуры начала замерзания (например, раствора состояния 1 до температуры t_1) начинается выпадение кристаллов чистого льда. Линия B является линией растворимости соли в воде или линией выпадения кристаллов соли, так как при охлаждении раствора, более концентрированного, чем эвтектический раствор (например, состояния 2), до состояния, характеризуемого точкой на линии B (до температуры t_2), начинается выпадение соли из раствора.

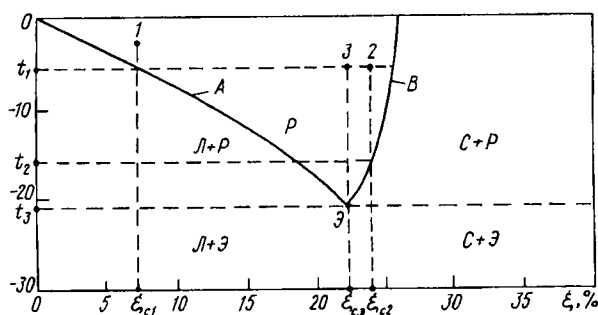


Рис. 10.5. Фазовая диаграмма для раствора хлорида натрия в воде

Область диаграммы выше линий A и B (область P) характеризует состояние однородного (однофазного) раствора. Ниже этих линий находятся области неоднородных, двухфазных растворов. При замораживании раствора, для которого $\xi_c < \xi_{c, 3}$, массовая доля соли в жидкой фазе увеличивается, и это вызывает понижение температуры замерзания оставшегося раствора. Таким образом, замерзание растворов солей, а следовательно, и плавление льдосоляных смесей происходят при переменной температуре, значение которой связано с массовой долей соли в жидкой фазе. Только раствор состояния 3, имеющий эвтектическую концентрацию $\xi_{c, 3}$, при достаточном охлаждении замерзает при постоянной температуре t_3 , а замороженный раствор, имеющий эвтектическую

массовую долю, называется эвтектическим льдом или эвтектиком и плавится при этой же постоянной и наиминишей температуре для смесей льда и данной соли. Так, смесь льда и хлорида натрия, содержащая 23,1 % по массе соли, представляет собой эвтектическую смесь, плавящуюся при температуре $-21,2^{\circ}\text{C}$; эвтектическая смесь льда и хлорида кальция, в составе которой 29,9 % соли, плавится при температуре -55°C .

На рис. 10.5 область $L + P$ между линией A и изотермой эвтектической температуры t_3 — это зона существования двух фаз: льда и раствора. Соотношение между массами отдельных фаз определяется, как в любых двухфазных системах, по правилу рычага. В свою очередь, область $S + P$ соответствует двухфазному состоянию смеси соли и раствора. При температурах ниже эвтектической смеси льда и соли могут существовать только в твердом состоянии. Область $L + Э$ является зоной существования смеси льда и эвтектика.

При расчетах систем льдосоляного охлаждения всегда необходимо знать удельную холодопроизводительность смеси льда и соли. Основной величиной, от которой зависит холодопроизводительность смеси, является теплота плавления льда. Однако и условия составления смеси, и условия ее использования определенным образом отражаются на ее холодопроизводительности. Смеси льда и соли, используемые в качестве охлаждающих средств, могут быть двух различных видов: собственно льдосоляная смесь, температура которой понижается естественным путем при смешении компонентов; так называемый рассольный лед, представляющий собой искусственно замороженный водный раствор соли. Поскольку смесь плавится при постоянном давлении, ее холодопроизводительность в обоих случаях может быть вычислена как разность энтальпий:

$$q_{\text{лс}} = i_{\text{см}} - i_{\text{р}}, \quad (10.5)$$

где $i_{\text{см}}$ — энтальпия смеси до начала плавления при температуре $t_{\text{см}}$; $i_{\text{р}}$ — энтальпия раствора, образовавшегося после плавления смеси.

За начальное состояние можно принять состояние компонентов при 0°C и считать их энтальпию при этой температуре равной нулю. При определении холодопроизводительности рассольного льда можно допустить, что при охлаждении раствора до 0°C вся вода из раствора превращается в лед, а затем лед (массой $1 - \xi_{\text{с}}$ кг на 1 кг смеси) и соль (массой $\xi_{\text{с}}$ кг на 1 кг смеси) как бы отдельно искусственно охлаждаются от начальной температуры до температуры конца замерзания раствора. Предполагается также, что при последующем плавлении льда соль растворяется в образовавшейся воде и выделение или поглощение теплоты растворения $r_{\text{рас}}$ соли в воде соответственно изменяет энтальпию смеси. Поэтому энтальпия рассольного льда $i_{\text{р. л}}$ (кДж/кг смеси) определяется так:

$$i_{\text{см}} = i_{\text{р. л}} = (1 - \xi_{\text{с}})(335 - 2,1t_{\text{см}}) - \xi_{\text{с}}c_{\text{с}}t_{\text{см}} - r_{\text{рас}}, \quad (10.6)$$

где $c_{\text{с}}$ — удельная теплоемкость соли.

Образовавшийся холодный рассол имеет энтальпию $i_p = c_p t_p$, где c_p — удельная теплоемкость раствора. Если его используют для охлаждения и его температура повышается до t_p , то его энтальпия будет $i_p = c_p t_p$. В частном случае, когда рассол, образующийся после плавления эвтектического льда, не используют для охлаждения, т. е. когда $t_p = t_{см} = t_3$, то разность энтальпий $i_{р.л} - i_p$ определяет теплоту плавления r_3 эвтектического льда:

$$r_3 = (1 - \xi_{с. 3})(335 - 2,1t_3) - \xi_{с. 3} c_c t_3 - r_{рас} + c_p t_3. \quad (10.7)$$

Общее выражение для удельной холодопроизводительности рассольного льда (если иметь в виду, что $t_{см}$ и t_p отрицательны)

$$q_{р. л} = (1 - \xi_c)(335 - 2,1t_{см}) - \xi_c c_c t_{см} - r_{рас} + c_p t_p. \quad (10.8)$$

Это выражение может быть применено для рассольного льда с массовой долей соли, отличающейся от эвтектической, только с некоторым приближением в связи с непостоянством температуры в процессе плавления. Иначе должна определяться холодопроизводительность льдосоляной смеси. В процессе понижения температуры смеси происходит как бы самоохлаждение компонентов смеси и полезная холодопроизводительность уменьшается на количество теплоты, необходимой для охлаждения компонентов смеси до температуры $t_{см}$. При этом предполагается, что лед целиком плавится при 0°C , в дальнейшем образовавшаяся вода переохлаждается до $t_{см}$ и в ней растворяется соль. Теплота растворения соли в случае эндотермической реакции увеличивает холодопроизводительность смеси, а в случае экзотермической — уменьшает ее. Кроме того, чем больше используется рассол для целей охлаждения, т. е. чем больше он нагревается в охлаждающих приборах (до $t_p > t_{см}$), тем выше холодопроизводительность смеси. С учетом этих предпосылок удельную холодопроизводительность льдосоляной смеси (кДж/кг смеси) можно приблизительно определить следующим образом:

$$q_{лс} = (1 - \xi_c)(335 + 4,19t_{см}) + \xi_c c_c t_{см} - r_{рас} + c_p t_p. \quad (10.9)$$

Для наиболее распространенной смеси льда с поваренной солью при массовой доле 23,1 % теплота растворения составляет 10,13 кДж/кг. Средняя теплоемкость поваренной соли в интервале температур от -20 до 20°C $c_c = 0,855$ кДж/(кг · К). Расчет теплоты плавления эвтектического льда хлорида натрия и льдосоляной смеси этой же соли эвтектической концентрации по зависимостям (10.7) и (10.9) при условии, что лед и соль имеют первоначальную температуру 0°C и что в случае льдосоляной смеси рассол не используется и отводится с температурой смеси $t_{см}$, показывает существенную разницу между значениями удельной холодопроизводительности двух видов смесей: $r_3 = 236$ кДж/кг смеси и $q_{р. л} = 125,1$ кДж/кг смеси. А если рассол льдосоляной смеси использовать до температуры $t_p = 0^\circ\text{C}$, то $q_{лс} = 195,3$ кДж/кг смеси.

Системы льдосоляного охлаждения. Применяют следующие системы льдосоляного охлаждения: непосредственное охлаждение воздуха соприкосновением с льдосоляной смесью, находящейся в решетчатых ящиках (карманах), — так называемая система карманного охлаждения; охлаждение льдосоляной смесью, находящейся в стальных баках (танках), — так называемая система танкового охлаждения; рассольная система с искусственной циркуляцией рассола; охлаждение эвтектическим льдом. Первые три системы могут применяться и для охлаждения чистым льдом, поскольку оно является частным случаем льдосоляного охлаждения. В системе карманного охлаждения (рис. 10.6) охлаждающими приборами являются карманы 1 — узкие решетчатые ящики, размещаемые возле наружных стен. Для усиления циркуляции воздуха перед карманами ставят направляющий щит 2. Лед и соль погружают в карман через загрузочный люк 3. Под карманом находится поддон 4 для сбора и отвода образовавшегося рассола.

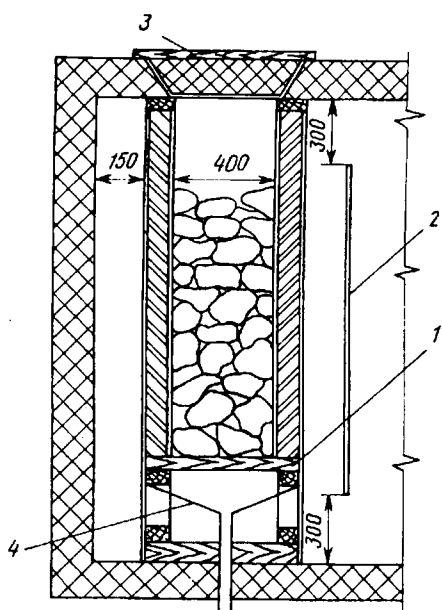


Рис. 10.6. Система карманного льдосоляного охлаждения:

1 — карман; 2 — щит, направляющий воздух;
3 — загрузочный люк; 4 — поддон

ддона рассол дренируется через гидравлический затвор. В системе карманного охлаждения воздух охлаждаемого помещения, проходя между решетками карманов, непосредственно соприкасается со льдом, находящимся в кармане. Таким образом, действительную поверхность теплообмена образует поверхность кусков льда. Так как определение площади этой поверхности затруднено, то за расчетную величину обычно принимают площадь поверхности самих карманов по внутренним размерам F_p . В большинстве случаев льдосоляную смесь погружают в карманы один раз в сутки, в связи с чем для определения количества погружаемой смеси следует найти полный теплоприток в помещение за сутки $Q_{сут}$ (кДж/сут) в наиболее напряженный период.

При использовании смеси льда и поваренной соли в камерах достигается температура до -15°C . Температура льдосоляной смеси для обеспечения необходимой температуры в камере должна быть такой: $t_{см} = t_{пм} - (6 \div 8)$. По температуре льдосоляной смеси в

таблице раствора соли может быть найдена массовая концентрация соли в смеси ξ_c , а по выражению (10.8) вычислена удельная холодопроизводительность для 1 кг смеси. Суточная загрузка смеси $G_{\text{лс}} = Q_{\text{сут}}/q_{\text{лс}}$, в том числе льда $G_{\text{л}} = (1 - \xi_c) G_{\text{лс}}$ и соли $G_{\text{с}} = \xi_c G_{\text{лс}}$. Особенностью работы льдосоляных карманов является уменьшение теплопередающей поверхности по мере таяния льда в кармане. Практические данные о работе системы карманного охлаждения указывают на то, что при уменьшении площади охлаждаемой поверхности относительно полной на 20 % начинает резко повышаться температура в камере. Поэтому расчетную площадь поверхности карманов увеличивают на 20 %, чтобы уменьшить влияние указанного явления. Тогда площадь поверхности карманов

$$F_p = \frac{1,2 Q_{\text{сут}}}{\alpha_{\text{усл}}(t_{\text{пм}} - t_{\text{см}}) 24 \cdot 3,6}, \quad (10.10)$$

где $\alpha_{\text{усл}}$ — условный коэффициент теплоотдачи от воздуха ко льду, отнесенный к площади поверхности кармана, $\alpha_{\text{усл}}$ находится в интервале 5,8 ÷ 8,1 Вт/(м² · К).

При определении размеров карманов следует обеспечить не только расчетную площадь поверхности, но и соответствующую вместимость карманов, так как ежедневно погружаемая смесь должна занимать в кармане всего 40 %.

В системе танкового охлаждения охлаждающими приборами служат танки из оцинкованной стали толщиной до 2 мм, в которые погружают льдосоляную смесь. Таким образом, теплопередающей поверхностью является наружная поверхность танков. Танки могут быть пристенными и потолочными. Чтобы лед находился в рассоле и не образовывались воздушные зазоры между кусками льда и стенками танка, устанавливают переливную трубу на уровне не менее 2/3 высоты танка. Это улучшает теплообмен между стенкой и льдом. Лучшие показатели свойственны системе с потолочными танками. В потолочных танках в общей площади теплопередающей поверхности сравнительно малую долю составляет боковая по-

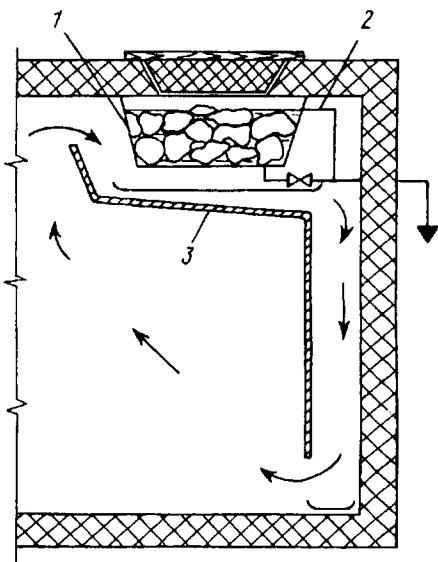


Рис. 10.7. Система льдосоляного охлаждения потолочными танками:

1 — танк; 2 — переливная труба; 3 — щит, направляющий воздух

верхность бака и значительно большую — поверхность дна. По этой причине малое влияние оказывает даже значительное стайвание льда, что позволяет производить очередную загрузку бака смесью при наличии ее в танке в количестве всего 20–25 % вместимости танка. Поэтому можно или уменьшить вместимость танка по сравнению с карманом, или удлинить срок между очередными погрузками смеси, например до 2 сут. Размещение потолочных танков показано на рис. 10.7. Для создания направленной циркуляции воздуха поставлены щиты 3. Уровень рассола в танке 1 удерживается переливной трубой 2. Как карманы, так и танки занимают большой объем в охлаждаемом помещении; карманы и пристенные танки отнимают примерно 25 % площади камер, потолочные танки существенно уменьшают полезную высоту помещения.

Достоинством рассольных систем льдосоляного охлаждения является, прежде всего, то, что холодный рассол можно получать за пределами охлаждаемого помещения, благодаря чему более целесообразно используется объем последнего. Кроме того, лед и соль погружают не в каждый охлаждающий прибор, а в общий бак для приготовления смеси и получения холодного рассола, что существенно упрощает процесс. На рис. 10.8 приведена система льдосоляного охлаждения и искусственной циркуляции рассола. Лед крупными кусками погружают в бак 1 на решетку 13. Нижняя часть бака служит для сбора холодного рассола. Соль погружают в солеконцентратор 6, который отделен от бака 1 сеткой 4. Рассол насосом 9 забирается из бака и подается в охлаждающие приборы 8, которые находятся в охлаждаемых помещениях 7, откуда рассол направляется в бак 1 через перфорированную трубку 3 и, разбрызгиваясь,

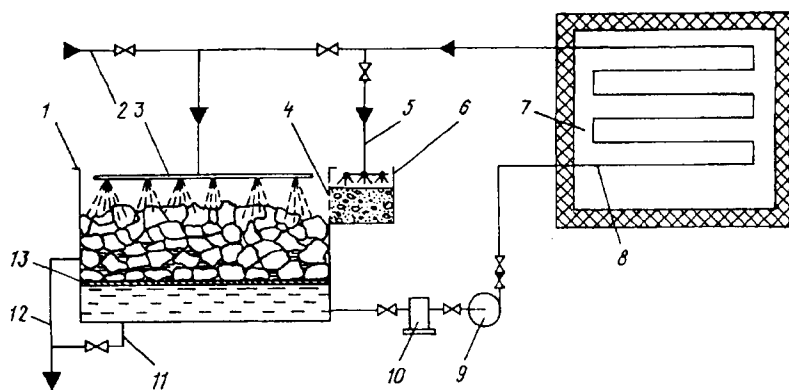


Рис. 10.8. Рассольная система льдосоляного охлаждения с искусственной циркуляцией рассола:

1 — бак; 2 — водопровод; 3 — перфорированная трубка; 4 — сетка; 5 — трубопровод подачи рассола; 6 — солеконцентратор; 7 — охлаждаемое помещение; 8 — охлаждающие приборы; 9 — насос; 10 — фильтр; 11 — сливная линия; 12 — переливная труба; 13 — решетка

орошает лед. Часть рассола через вентиль на трубе 5 отводится в солеконцентратор, благодаря чему можно поддерживать и изменять массовую долю соли в льдосоляной смеси, а тем самым и температуру в охлаждаемых помещениях. Избыток рассола сливается в канализацию через переливную трубу 12. Для слива рассола из бака при ремонте и промывке системы служит сливная труба 11. Первоначально бак и система заполняются водой из водопровода 2. Перед насосом поставлен фильтр 10 для очистки рассола от загрязнений. Вместимость бака 1 рассчитывают на погрузку льда один или два раза в сутки. Температура рассола, подаваемого насосом, на 2–3 К выше температуры смеси.

В качестве охлаждающих приборов в системе охлаждения эвтектическим льдом служат сосуды, заполненные примерно на 85–90 % вместимости эвтектическим раствором соли, отвечающей определенным условиям. Раствор замораживают, и полученный эвтектический лед является аккумулятором холода. Сосуды, содержащие эвтектический лед, могут быть переносными (раньше они назывались зероторами) и стационарными.

Зероторы изготавливают чаще всего из листовой оцинкованной или коррозионно-стойкой стали толщиной до 2 мм в виде прямоугольных параллелепипедов и треугольных призм. Эти закрытые сосуды имеют отверстия, через которые их заполняют эвтектическим раствором соли (например, NaCl, KCl) примерно на 85 % вместимости, чтобы обеспечить расширение раствора при его замерзании. Выбор вида раствора зависит от температуры воздуха, которую поддерживают с помощью зероторов. Считается, что температура замерзания эвтектического раствора должна быть на 10–15 °C ниже требуемой температуры воздуха в охлаждаемом объекте.

Важными достоинствами эвтектического льда являются постоянство температуры плавления и более низкое ее значение по сравнению с температурой плавления чистого водного льда. Зероторы можно применять для охлаждения торгового оборудования и транспортных средств. Недостатком зероторного охлаждения является, прежде всего, необходимость создания специальных зарядных станций для замораживания зероторов и организации транспортировки замороженных зероторов к месту их использования, а растаявших зероторов — вновь на замораживание. Существенным недостатком этого способа является также корродирующее действие рассолов, требующее периодически заменять вышедшие из строя зероторы. Для снижения скорости коррозии в раствор вводят ингибитор коррозии.

Стационарные эвтектические аккумуляторы изготавливают из коррозионно-стойкой стали, сплавов алюминия и пластика в виде плиты, внутри которой находится змеевиковая батарея. В нее в период зарядки аккумулятора подается хладагент. В системе охлаждения транспортных средств плиты используют как потолочные и пристенные батареи, а также как батареи воздухоохладителей.

При расчете зероторного охлаждения необходимо определить массу эвтектического льда в зероторах $G_э$ и площадь поверхности охлаждения $F_э$. В основном зероторы рассчитывают на ежедневную смену. Поэтому необходимую массу эвтектического льда (кг/сут) определяют по суточному теплопритоку: $G_э = Q_{сут}/r_э$. Расчетную площадь поверхности танков и зероторов можно определить, если известен коэффициент теплопередачи $k = 6,5 \div 7,5$ Вт/(м² · К). В системе охлаждения постоянными эвтектическими аккумуляторами охлаждающие приборы выбирают обычно так, чтобы после 10 ч замораживания (зарядки) раствора аккумулялированного холода было бы достаточно для поддержания заданной температуры в течение 14 ч. Рекомендуемый температурный напор (температура замерзания раствора и температура кипения хладагента) составляет 7–8 К.

Масса эвтектического льда, необходимая для работы системы охлаждения в течение времени τ_p при теплопритоке Q_t ,

$$G_э = \frac{Q_t \tau_p}{r_э}. \quad (10.11)$$

Массогабаритная характеристика аккумуляционных плит: толщина 25–67 мм, площадь поверхности 0,9–3,1 м², масса 11–42 кг.

§ 10.5. ЛЕДЯНОЙ СКЛАД КРЫЛОВА

Ледяной склад является холодильником, построенным из льда путем его намораживания. В таком холодильнике лед используется не только как аккумулятор холода и, следовательно, средство для охлаждения, но и как строительный материал, поскольку все основные строительные элементы здания выполнены из льда. Лед оказывается хорошим строительным материалом, если он работает на сжатие. Предел прочности на сжатие у льда 1–7 МПа (у буттовой кладки 5–8 МПа). Допускаемое напряжение может быть повышено в три-четыре раза, если лед армировать деревянной или бетонной арматурой. При температурах около 0 °С предел прочности на сжатие у льда значительно понижается. Поэтому необходимо, чтобы температура склада не поднималась выше –1...–0,5 °С. В ледяных складах целесообразно хранить овощи, охлажденную рыбу, консервы, соленья, молочные и другие продукты. В этих складах продукты защищаются не только от действия высоких температур в теплое время года, но и от низких температур зимой. Достоинством ледяных складов являются, прежде всего, низкие капитальные затраты. Срок службы таких складов 5–8 лет.

Построить ледяной склад можно за срок около месяца при температуре наружного воздуха –8 °С и ниже. При строительстве склада предварительно (в теплое время года) откапывают котлован глубиной 0,8–1,2 м на площади, соответствующей размерам будущего склада. Зимой в котловане послойно намораживают ледя-

ную плиту — фундамент. Для возведения стен и сводчатого потолка на ледяную плиту ставят опалубку и послойно намораживают лед. Боковые стены и сводчатый потолок намораживают толщиной 2 м, а торцевые и внутренние стены — до 3 м, поскольку на них опираются своды. Покрытие склада делают сводчатым (с пролетом 4–6 м), так как в арочной конструкции материал работает на сжатие. Обычно склад имеет продольный коридор, по сторонам которого находятся камеры площадью по 25–35 м².

На рис. 10.9 показан ледяной склад с четырьмя камерами. Вместимость склада рассчитывают по норме загрузки на 1 м² площади камер: $g_f = 500 + 700$ кг/м². Таким образом, в каждой камере может храниться до 20 т грузов.

Снаружи склад изолируется слоем (толщиной до 1 м) засыпного теплоизоляционного материала, например древесными опилками, торфяной крошкой и т. п. Применяют интересный способ защиты ледяного массива склада от таяния в летнее время. Как известно, любая тепловая изоляция может только уменьшить тепловой поток, и поэтому всегда наблюдалось бы подтаивание ледяных ограждений, уменьшающее их прочность и сокращающее срок службы склада. В складе Крылова изоляционный материал при укладке обильно увлажняется водой и промораживается.

В теплое время года теплота, идущая от наружного воздуха к ледяному массиву, задерживается внутри промороженного изоляционного материала и целиком в нем поглощается, так как за счет этой теплоты происходит таяние льда в изоляции. Поэтому нулевая изотерма при достаточной толщине промороженного слоя изоляционного материала до конца теплого сезона не подойдет к поверхности ледяного массива, что исключает возможность теплопритока к этой поверхности, поскольку ее температура тоже 0 °С. В зимнее же время оттаявший слой изоляции вновь промерзает. Такое своеобразное защитное действие изоляции предохраняет наружную поверхность ледяных ограждений от подтаивания и обеспечивает сохранение ледяного сооружения в течение нескольких лет. Необходимая толщина промораживаемого слоя может быть найдена из теплового баланса в элементарном слое теплоизоляционного материала толщиной dH (рис. 10.9), который в определенный момент времени τ (от начала теплового сезона) отделяет слой уже оттаявшего материала толщиной H от неоттаявшего материала. Элементарный теплоприток dq (на 1 м² поверхности) со стороны наружного воздуха с температурой t_n , проникающий через оттаявший материал за время $d\tau$, если пренебречь термическим сопротивлением теплоотдачи к наружной поверхности изоляции, определяют по формуле $dq = (\lambda/H) t_n d\tau$, где λ — теплопроводность влажного теплоизоляционного материала. За этот же промежуток времени $d\tau$ растает лед в слое изоляционного материала толщиной dH , на что будет израсходована вся теплота dq . Если обозначить через s содержание воды в 1 м³ увлажненного теплоизоляционно-

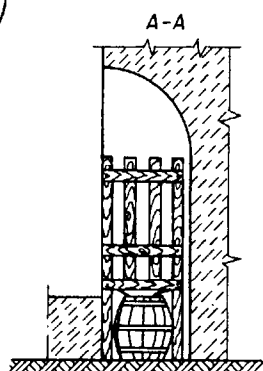
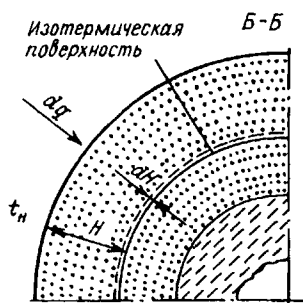
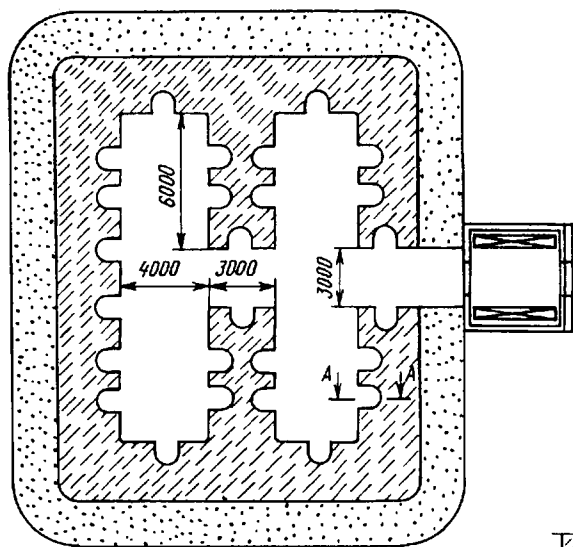
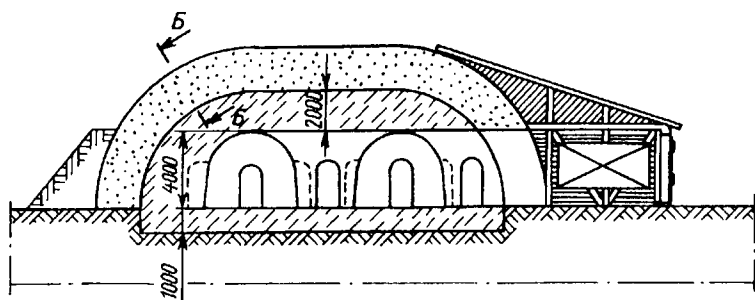


Рис. 10.9. Ледяной склад Крылова

го материала, то количество теплоты, необходимой для плавления льда на поверхности слоя площадью 1 м^2 , $dq = r \, sdH$. Тогда по условию защитного действия изоляции

$$\frac{\lambda}{H} t_n d\tau = r \, sdH.$$

Разделяя переменные, можно получить $d\tau = [rs/(\lambda/t_n)]HdH$. Интегрирование этого уравнения позволяет установить время, за которое расплавится лед в слое материала толщиной H при средней температуре наружного воздуха $t_{н.ср}$:

$$\tau = \frac{rs}{\lambda t_{н.ср}} \frac{H^2}{2}.$$

Постоянная интегрирования равна нулю, поскольку в начальный момент времени $\tau = 0$ таяние льда еще не начиналось и $H = 0$. Поэтому толщина растаявшего слоя

$$H = \left(\frac{2\lambda t_{н.ср} \tau}{rs} \right)^{0,5}. \quad (10.12)$$

Ледяной склад может работать продолжительное время только в том случае, если слой изоляции, оттаявший за летний период ($H_{лет}$), вновь замерзнет в зимнее время на глубину ($H_{зим}$), не меньшую толщины слоя, оттаявшего в теплое время года. Процесс восстановления (замораживания) изоляции описывается теми же уравнениями, что и процесс оттаивания. Поэтому условием сохранения ледяного массива должно быть неравенство $H_{зим} > H_{лет}$. Так как в выражении (10.12) величины r и s не зависят от времени, то предыдущее неравенство можно расшифровать в виде

$$\lambda_{зим} t_{ср. зим. сез} \tau_{зим} > \lambda_{лет} t_{ср. лет. сез} \tau_{лет}, \quad (10.13)$$

где $\lambda_{зим}$, $\lambda_{лет}$ — теплопроводность изоляционного материала соответственно в замороженном и оттаявшем состояниях; $t_{ср. зим. сез}$, $t_{ср. лет. сез}$ — средние температуры периодов года соответственно с отрицательными и положительными температурами наружного воздуха; $\tau_{зим}$, $\tau_{лет}$ — продолжительность этих периодов, ч.

Так как $\tau_{зим} = 24z_{зим. сез}$ и $\tau_{лет} = 24z_{лет. сез}$, где $z_{зим. сез}$, $z_{лет. сез}$ — число дней в году соответственно с отрицательными и положительными температурами, то неравенство (10.13) может быть преобразовано путем введения в него числа положительных и отрицательных градусо-дней:

$$\lambda_{зим} \Sigma t_{ср. сут} z_{i зим} > \lambda_{лет} \Sigma t_{ср. сут} z_{i лет}, \quad (10.14)$$

где $z_{i зим}$, $z_{i лет}$ — число дней с данной отрицательной или положительной среднесуточной температурой $t_{ср. сут}$.

Неравенство (10.14) является как условием длительной работы ледяного склада, так и условием, определяющим возможность его постройки в конкретной местности, поскольку в неравенство входят климатические данные, характеризующие географический район. Так как соотношение $\lambda_{\text{зим}}$ и $\lambda_{\text{лет}}$ близко к соотношению теплопроводности льда и воды, то ледяные склады можно ставить там, где число положительных градусо-дней не больше, чем в четыре раза, превышает число отрицательных градусо-дней. Слой замороженной изоляции покрывают тонким слоем сухой изоляции, а затем дерном. Так как температура внутри склада должна быть не выше $-1 \dots -0,5$ °С, то для охлаждения применяют льдосоляную смесь. Соответствующие охлаждающие приборы устанавливают в нишах, вырубленных в стенах склада. При помощи льдосоляного охлаждения в складе может поддерживаться температура до -6 °С, а в северных районах — до -12 °С. Идею, положенную в основу работы изоляции склада Крылова, используют и для изоляции временных льдохранилищ с целью уменьшить таяние заготовленного льда.

§ 10.6. ПРОИЗВОДСТВО ИСКУССТВЕННОГО ВОДНОГО ЛЬДА

Искусственный лед обладает существенными достоинствами по сравнению с естественным льдом. Он может быть получен в любое время года и в любом географическом пункте независимо от его климатических особенностей. Искусственный лед можно производить любого желаемого и даже гарантируемого качества, необходимых формы и размеров (от крупных плит массой несколько тонн до снежинок). Производство искусственного льда — менее трудоемкий процесс, чем заготовка естественного льда, если иметь ввиду получение конечного продукта в виде частиц определенной формы и заданных размеров. Оно может быть полностью автоматизировано, в результате чего резко сокращается потребность в ручном труде. Лед можно производить непосредственно у мест потребления. Недостатком искусственного льда является его более высокая стоимость, связанная с расходом энергии на его производство и значительными первоначальными затратами на оборудование.

ВИДЫ ИСКУССТВЕННОГО ЛЬДА

Прежде всего искусственный лед различают по назначению, в зависимости от этого можно назвать следующие виды искусственного льда.

Технический лед. Он обычно мутный, что обусловлено наличием в нем включений, перешедших в лед из замерзающей воды. Эти включения могут быть газообразными, жидкими и твердыми. Вода растворяет составляющие воздух газы до 3 % по объему. При замерзании воды растворенные в ней газы полностью

выделяются из раствора, образуя пузырьки газообразных включений на границах между кристаллами льда. Хотя воздух более прозрачен, чем лед, присутствие воздушных пузырьков уменьшает проницаемость льда для световых лучей вследствие отражения и рассеивания лучей на поверхности раздела льда с воздушными пузырьками. В большинстве случаев вода содержит растворенные в ней соли, главным образом кальция и магния. Замерзание такого раствора начинается (см. рис. 10.5) с образования кристаллов чистого, т. е. совершенно прозрачного льда. Остающийся раствор все больше и больше концентрируется, и, так как температура его замерзания понижается, он может вмерзать в лед в виде пленок и отдельных жидких включений между образующимися кристаллами льда. Твердые примеси, например песок, ил, которые находились в воде во взвешенном состоянии, также вмерзают в лед. При большом количестве различных включений лед получается белесоватого и даже молочно-белого цвета.

Прозрачный лед. В процессе кристаллизации льда происходит своеобразное самоочищение воды от примесей, заключающееся в выделении примесей на поверхности чистых и, следовательно, прозрачных кристаллов льда. Если эти примеси немедленно по их выпадению удалять (смывать) с поверхности кристаллов, то лед при любой его толщине будет прозрачным.

Пищевой лед. Он производится из воды, качество которой соответствует стандарту на питьевую воду. Кроме того, при его изготовлении и хранении должны выполняться все санитарно-гигиенические мероприятия, требующиеся для пищевых производств. Желательно, чтобы это был прозрачный лед.

Антисептический лед. Лед, полученный из воды, в которую добавлен антисептик (вещество, препятствующее развитию бактерий), например аскорбиновая кислота, нитрат натрия, разрешенные Госсанинспекцией, называется антисептическим. Получают также лед с антибиотиком, например биомицином (хлортетрациклином) массовой концентрацией $(1 \div 5) 10^{-4} \%$. Антисептический лед используют для увеличения срока хранения рыбы.

Лед из морской воды. Такой лед изготавливают из соленой воды (морской или рассола) и применяют при перевозке и хранении свежевывловленной рыбы. Благодаря присутствию соли и более низкой температуре таяния такого льда длительнее сохраняется рыба.

Искусственный лед различают также по форме. В зависимости от этого можно назвать следующие виды.

Блочный лед. Такой лед производят в виде прямоугольного параллелепипеда или усеченной пирамиды. В большинстве случаев блочный лед получают путем замораживания воды в открытых сосудах, называемых формами и вмещающих от 12 до 50 кг льда.

Плиточный лед. Такой лед намораживают на плоской вертикальной поверхности длиной 3–6 м и высотой 2–3 м слоем толщиной 0,2–0,3 м. Масса таких плит 1,5–5 т.

Цилиндрический лед. Его производят в виде сплошных или чаще полых цилиндров, которые получают путем намораживания воды на внутренней поверхности труб обычно диаметрами 57×3,5 или 38×3 мм. Цилиндрический лед диаметром 50 или 32 мм нарезают на куски длиной 30–100 мм.

Чешуйчатый лед. Такой лед производят в виде пластинок различной конфигурации толщиной 0,5–5 мм. Намораживают такой лед обычно на поверхности труб или барабанов (дисков).

Скорлупчатый лед. Его получают на цилиндрической поверхности толщиной от 3 до 20 мм в зависимости от потребности, он легко транспортируется и не смерзается при хранении.

Снежный лед. Это влажные, рыхлые снежные хлопья, срезаемые ножами с охлаждаемых плоских или цилиндрических поверхностей, обильно орошаемых водой.

ЛЬДОГЕНЕРАТОРЫ

Устройства, предназначенные для производства искусственного льда, называются льдогенераторами. Они подразделяются: по способу производства льда на аппараты периодического и непрерывного действия; по виду производимого в них льда на аппараты блочного, трубчатого льда и т. д.

В льдогенераторах периодического действия весь цикл производства льда состоит из двух периодов намораживания и оттаивания. В первый период на охлаждаемой поверхности аппарата намораживают слой льда необходимой толщины, причем лед прочно примерзает к этой обычно металлической поверхности. Адгезия льда к стали при -15°C составляет 0,4–0,5 МПа, что довольно близко к пределу прочности льда на скалывание. Во второй период поверхность, к которой примерз лед, нагревают, в результате чего у нее подтаивает слой льда небольшой толщины (0,5–2 мм), что позволяет отделить лед от поверхности и удалить из аппарата.

В льдогенераторах непрерывного действия лед отрывают (срезают) от поверхности, к которой он примерз, при помощи механического воздействия, что не требует затрат времени на оттаивание и энергии на периодическое нагревание и охлаждение тех элементов аппарата, на поверхности которых намораживается лед.

Льдогенераторы блочного льда. Они могут быть рассольными или непосредственного охлаждения. Рассольные льдогенераторы, обладающие многими недостатками, вытесняются более интенсивными и экономичными аппаратами непосредственного охлаждения.

Основным недостатком рассольного льдогенератора является низкая интенсивность производства льда, вследствие низкой скорости замерзания воды в формах. Например, время замораживания воды в форме вместимостью 50 кг составляет 16–24 ч.

Приближенное время замораживания τ слоя льда толщиной δ может быть определено по формуле Р. Планка, которой для замораживания воды можно придать следующий вид:

$$\tau = \frac{q_{\text{л}} \rho_{\text{л}} \delta}{t_{\text{а}}} \left(\frac{R \delta}{\lambda_{\text{л}}} + P \alpha \right),$$

где R и P — коэффициенты формы; $q_{\text{л}}$ — количество теплоты, отводимой при получении 1 кг льда.

Для плоскопараллельной пластины (плиты) толщиной δ бесконечной протяженности при одностороннем отводе теплоты $P = 1$ и $R = 0,5$, при двухстороннем отводе теплоты $P = 0,5$ и $R = 0,125$. Количество теплоты, отводимой от 1 кг воды с начальной температурой t_w для получения льда со средней конечной температурой $t_{\text{л}}$,

$$q = 4,19 t_w + 335 - 2,1 t_{\text{л}}.$$

Лед при замораживании следует охлаждать до температуры $-5 \dots -4$ °С, при которой он будет храниться в льдохранилище. Скорость замораживания воды зависит больше всего от толщины замораживаемого слоя δ , коэффициента теплоотдачи α к охлаждающей среде и температуры охлаждающей среды $t_{\text{а}}$. Роль коэффициента теплоотдачи наиболее заметна при малой толщине замораживаемого слоя. Влияние α на время замораживания при $\delta > 10$ см мало. При больших α время замораживания практически пропорционально квадрату толщины слоя. При малых α относительное влияние δ уменьшается.

Общим для всех современных конструкций льдогенераторов является интенсификация процесса производства льда главным образом за счет значительного уменьшения толщины замораживаемого слоя. В современных интенсивных льдогенераторах используют непосредственное охлаждение, что уменьшает расход энергии и увеличивает их долговечность. Наконец, в таких льдогенераторах производство льда полностью автоматизировано, что резко повышает производительность и снижает затраты.

Из многих различных по конструкции льдогенераторов блочного льда с непосредственным охлаждением в ка-

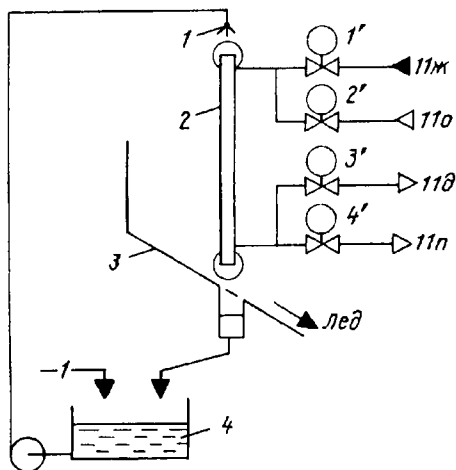


Рис. 10.10. Льдогенератор плиточного льда:

1 — водораспределитель; 2 — плита; 3 — поддон; 4 — бак; 1' — 4' — соленоидные вентили

честве примера можно привести аппарат, в котором блоки льда намораживаются на пучках вертикальных охлаждающих труб, расположенных на дне глубокого бака, заполненного водой. Здесь блоки массой, например, 50 кг намораживаются за 3 ч. После намораживания автоматически проводится оттаивание блоков горячим паром хладагента, подаваемым в пучки труб. Блоки всплывают, захватываются конвейером и подаются на ленточный транспортер.

Льдогенераторы плиточного льда. Плиточный лед получают в льдогенераторах (рис. 10.10) на вертикальных плитах 2, в которых кипит хладагент, орошаемых водой из водораспределителей 1. В момент, когда толщина льда достигнет заданного значения (обычно 8–15 мм), прекращается охлаждение пластин (закрываются соленоидные вентили 1' и 4') и начинается их нагревание горячим паром хладагента (открываются вентили 2' и 3'). Плиты, подтаявшие на поверхности контакта с пластинами, сползают на наклонный поддон 3 и далее в дробилку, производящую лед заданных размеров. Избыток воды отводится в бак 4, пополняемый из водопровода, откуда насосом подается на замораживание.

Затем прекращается нагревание и начинается режим замораживания. Лед производится непрерывно, так как в аппарате несколько пластин, работающих со смещенными режимами.

Льдогенераторы цилиндрического льда. Цилиндрический лед производят в льдогенераторах (рис. 10.11), представляющих собой вертикальный кожухотрубный аппарат, в межтрубном пространстве которого кипит хладагент, а на внутренней поверхности труб намораживается лед. Корпус 1 аппарата установлен над поддоном 5 для воды, которая забирается насосом 6 из поддона и подается на верх аппарата в водораспределительное устройство, аналогичное устройству, применяемому в вертикальных кожухотрубных конденсаторах. В верхние отвер-

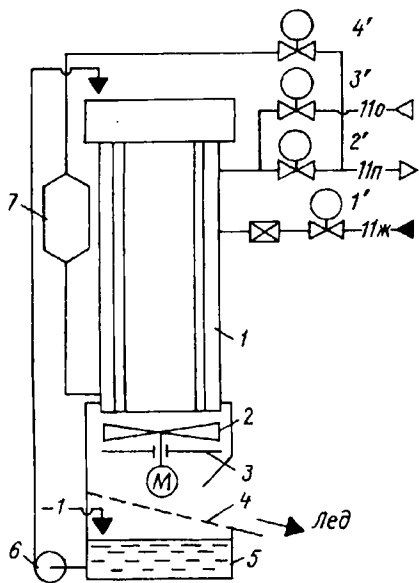


Рис. 10.11. Льдогенератор цилиндрического льда:

1 — корпус; 2 — вращающийся нож; 3 — упорный стол; 4 — ледоскат; 5 — поддон; 6 — насос; 7 — резервуар; 1'–4' — соленоидные вентили

стия каждой трубы вставлены насадки, благодаря которым вода, поступающая в трубу, получает вращательное движение и стекает пленкой по ее внутренней поверхности. Часть воды, движущейся

по трубе, замерзает на ее поверхности, а оставшаяся часть стекает в поддон, откуда подается в водораспределительное устройство. Эта вода при большой ее подаче смывает примеси, выделяющиеся на поверхности льда, поэтому лед получается прозрачным. Постепенно нарастающий слой льда заполняет сечение трубы, и можно получить полые или сплошные цилиндры льда внутри трубы. По окончании намораживания льда, которое длится от 7 до 45 мин в зависимости от толщины льда, происходит автоматическое оттаивание. При этом прекращаются подача жидкого хладагента и отсасывание пара (закрываются вентили 1' и 2'), а также отключается водяной насос. Подается с нагнетательной стороны горячий пар (открываются вентили 3' и 4') и жидкий хладагент из межтрубного пространства выдавливается в ресивер 7. Подтаявшие у поверхности труб ледяные цилиндры теряют сцепление с ними и опускаются вниз, упираясь в стол 3. Вращающийся нож 2 отрезает цилиндрики льда у трубной решетки, и они скатываются по перфорированному ледоскату 4 на транспортер, направляющий их в льдохранилище. Лед из труб опять опускается на стол и срезается ножом до тех пор, пока весь ледяной столб не будет разрезан на цилиндрики. Расстояние между столом и трубной решеткой можно менять и получать цилиндрики желаемой длины. По окончании оттаивания, которое длится до 10 мин, происходит переключение режима на замораживание. Льдогенератор может производить лед любой толщины, и, казалось бы, чем тоньше лед, тем больше производительность аппарата. На самом же деле существует некоторая целесообразная толщина слоя, которой отвечает наибольшая производительность льдогенератора периодического действия. Это объясняется тем, что при малой толщине слоя льда потери его при оттаивании могут оказаться соизмеримыми с количеством намороженного льда. Считается, что толщина цилиндрического льда должна составлять 4–6 мм.

Льдогенераторы чешуйчатого, скорлупчатого и снежного льда. Они характеризуются наиболее интенсивным производством льда. Например, автоматические роторные (ротационные) льдогенераторы непосредственного охлаждения имеют механическое отделение льда скребками (ножами), шнеками, фрезами, что целесообразней, чем оттаивание, связанное с потерей льда и дополнительным расходом энергии на нагревание. Наиболее распространены льдогенераторы чешуйчатого льда непрерывного действия с намораживанием льда на поверхности полого цилиндра. Вода с помощью вращающихся форсунок наносится на охлаждаемые хладагентом поверхности полого цилиндра и замерзает. Образующийся тонкий слой льда срезается вращающимися ножами. Срезанные чешуйки льда падают на ледоскат и выводятся из льдогенератора. Излишек воды стекает в поддон и дренируется из аппарата.

Льдогенераторы, как правило, укомплектовывают холодильной машиной, возможно, и льдохранилищем, а также системами механизации и автоматизации. Комплекс оборудования льдогенераторной установки комплектуют в виде одного или нескольких

блоков. Например, льдогенераторные установки плиточного льда в зависимости от производительности представляют собой: 2 т/сут один блок, до 10 т/сут два блока (в одном холодильная машина, а в другом льдогенератор) и свыше 25 т/сут три блока (холодильные компрессорные агрегаты, циркуляционный ресивер с насосами и льдогенератор). Изготовленный лед хранят в льдохранилище, выполненном из стандартизированных теплоизолированных контейнеров. Например, установку производительностью до 4 т/сут комплектуют обычно одним контейнером вместимостью 28 м³ (вмещающем 10 т льда), на котором и монтируют блок, а установку производительностью 10 т/сут комплектуют четырьмя контейнерами вместимостью по 28 м³ каждый.

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ

Исходной величиной при расчете установок по производству искусственного льда является требуемая производительность $G'_л$ (т/сут или т/ч). Тип устанавливаемого оборудования связан с видом производимого льда и, прежде всего, обусловлен целевым назначением льда. Разновидностям выбранных льдогенераторов сопутствуют некоторые особенности расчетов.

Льдогенераторы периодического действия. В таких льдогенераторах часть производимого льда теряется при оттаивании. Если обозначить через y относительную массу потеряннного льда, то действительная производительность, на которую следует проектировать установку,

$$G'_л = G_л(1 + y).$$

Доля стаявшего льда при оттаивании единичного образца продукции (блока или плиты массой $g_{бл}$, цилиндрического или чешуйчатого льда, намороженного в количестве g_l на длине трубы 1 м, и т. п.) может быть определена по толщине стаявшего слоя льда, которая составляет 0,5–2 мм в зависимости от размера оттаиваемой поверхности и ее состояния. Для установок блочного льда число льдоформ, одновременно находящихся в работе,

$$m = \frac{10^3 G'_л \tau_{ц}}{z g_{бл}},$$

где $\tau_{ц}$ — продолжительность цикла замораживания, ч; z — число часов работы льдогенератора в сутки.

Продолжительность цикла замораживания включает в себя время замораживания единичного образца τ и время $\tau_{в}$, необходимое для выполнения вспомогательных операций (оттаивание, удаление льда, заполнение водой и т. п.). Таким образом, $\tau_{ц} = \tau + \tau_{в}$. Полученное число форм для блочного льда распределяют по льдогенераторам, что дает возможность подобрать их необходимое ко-

личество. При расчете льдогенераторов трубчатого и чешуйчатого льда может быть определена необходимая эффективная длина труб $L_{эф}$, на поверхности которой должен намораживаться лед. Выбрав диаметр труб, толщину намораживаемого слоя, вычислив время намораживания и τ_b , можно найти часовое количество льда, намораживаемого на длине трубы 1 м: $g'_l = g_l / \tau_{ц}$. Тогда эффективная длина труб $L_э = 10^3 G'_l / (zg'_l)$. Всю эффективную длину труб конструкционно распределяют по льдогенераторам и определяют их число. Полное количество теплоты, подводимой к охлаждающей среде, должно включать не только полезный теплоприток, но и различные потери, что позволяет определить необходимую холодопроизводительность

$$Q_0 = Q_l + Q_m + Q_t + Q_{дв},$$

где Q_l — теплоприток от воды при образовании из нее льда; Q_m — теплоприток от периодически охлаждаемых форм и других элементов конструкции льдогенератора; Q_t — теплоприток через поверхность льдогенератора из окружающей среды; $Q_{дв}$ — теплоприток от работы мешалок и насосов.

Все составляющие этой суммы могут быть вычислены по отдельности. При образовании льда отводится теплоприток

$$Q_l = \frac{G'_l q_l}{24 \cdot 3,6z}.$$

В это выражение следует внести поправку для льдогенераторов, у которых вода, образовавшаяся при оттаивании, стекает в поддон (льдогенератор трубчатого льда) или остается в баке. Эта охлажденная вода вновь идет на производство льда. Для подобных льдогенераторов величину Q_l следует определять по зависимости

$$Q_l = \frac{G_l [t_w + (r - c_l t_l)(1 + y)]}{24 \cdot 3,6z}.$$

Во всех случаях надо стремиться к охлаждению воды до значения, возможно более близкого к 0 °С, для чего следует применять отдельные аппараты (охладители воды), работающие при более высокой температуре кипения. Теплоприток от периодически охлаждаемых элементов льдогенератора

$$Q_m = \frac{G_m c_m (t_2 - t_a)}{\tau_{ц}},$$

где G_m — масса охлаждаемых элементов; c_m — удельная теплоемкость этих элементов при оттаивании; t_2 — температура охлаждающей среды в конце процесса замораживания.

Теплоприток в льдогенераторах периодического действия составляет 80–85 % от общей тепловой нагрузки, в связи с чем на 1 кг производимого льда он достигает 505–545 кДж. Расчет предпо-

лагает создание сравнительно равномерной по времени нагрузки на холодильное оборудование путем применения нескольких льдогенераторов со смещенными циклами или путем секционирования отдельного льдогенератора. При работе установки, состоящей из одного несекционированного льдогенератора, основные теплопритоки поступают в период замораживания, и поэтому холодопроизводительность установки должна быть увеличена пропорционально отношению периодов $\tau_{\text{ц}}/\tau$, т. е.

$$Q_o = (Q_{\text{л}} + Q_{\text{м}} + Q_{\text{дв}}) \frac{\tau_{\text{ц}}}{\tau} + Q_{\text{т}}.$$

Льдогенераторы непрерывного действия. Производительность льдогенераторов непрерывного действия приходится вычислять в соответствии с особенностью аппарата. Так, производительность чешуйчатого льдогенератора, в котором лед намораживается на вращающемся барабане, может быть вычислена по выражению

$$G_{\text{л}} = 60 \pi D_{\text{б}} b \delta \rho_{\text{л}} n,$$

где $D_{\text{б}}$ — диаметр барабана; b — длина барабана; δ — толщина слоя льда; n — частота вращения барабана.

В льдогенераторах непрерывного действия отсутствуют потери льда на таяние ($y=0$) и связанные с этим дополнительные теплопритоки, а поэтому

$$Q_o = Q_{\text{л}} + Q_{\text{т}} + Q_{\text{дв}}.$$

Теплоприток, отнесенный к 1 кг льда, в таких льдогенераторах меньше и составляет 430–460 кДж.

СНЕГОГЕНЕРАТОРЫ

Лед может быть получен путем замораживания воды не только на охлаждаемой поверхности, но и в потоке охлажденного воздуха. Причем в зависимости от режима распыления воды и охлаждения могут быть получены снег ($\rho_{\text{л}} < 200 \text{ кг/м}^3$) или гранулированный лед ($\rho_{\text{л}} \approx 500 \text{ кг/м}^3$). Устройство для получения снега и гранул называется снегогенератором. Для получения снега и льда используют как холодный наружный воздух ($t_{\text{н}} \leq -2 \text{ }^\circ\text{C}$), так и охлажденный с помощью холодильной машины. Снег производят для различных целей: подавления и увеличения осадков инициированием образования кристаллов льда; борьбы с пожарами, защиты почвы и сельскохозяйственных культур от заморозания; засыпки снегом лыжных трасс; охлаждения выловленной рыбы и собранных плодов.

Гранулированный лед заготавливают в основном в целях аккумуляции холода. Интенсивность производства льда таким методом выше, чем намораживанием на поверхности, при несколько меньших энергетических затратах.

Лед в массиве можно получить пористым, что интенсифицирует теплоотдачу, увеличивает площадь единицы объема, сокращает потери льда вследствие разрушения замороженного блока в процессе таяния. Существуют различные по конструкции снегогенераторы. Относительно распространенный тип снегогенератора (рис. 10.12), используемого для получения гранулированного льда в потоке холодного наружного воздуха ($t_n \leq -2^\circ\text{C}$), состоит из осевого вентилятора 1, основных разбрызгивающих форсунок 2 и вспомогательных форсунок 3. Осевой вентилятор обеспечивает подачу требуемого количества холодного воздуха G_B , в поток которого подаются водяные капли диаметром менее 10 мкм, мгновенно замерзающие и являющиеся центрами образования гранул льда из капель воды (диаметром менее 100 мкм) основного потока G_w . Вода подается в основные форсунки центробежным насосом, а во вспомогательные — сжатым воздухом.

Производительность снегогенератора без учета доли испарившейся воды, обычно не превышающей 5 % от G_w , можно выразить так:

$$G_{\text{сн}} = f_{\text{сн}} G_w,$$

где $f_{\text{сн}}$ — коэффициент, учитывающий образование снега в зависимости от t_n и G_w , $f_{\text{сн}} = 1 \div 0,45$ при $t_n = -8^\circ\text{C}$ и $G_w = 1,5 \div 4$ кг/с; $f_{\text{сн}} = 0,83 \div 0,31$ при $t_n = -4^\circ\text{C}$ в том же диапазоне изменения G_w .

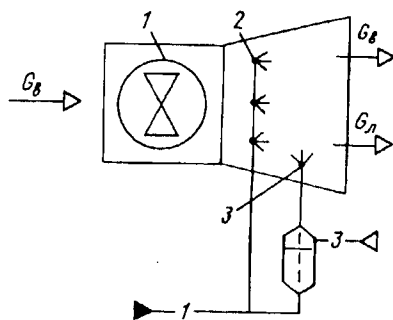


Рис. 10.12. Снегогенератор:

1 — осевой вентилятор; 2 — основные форсунки; 3 — вспомогательные форсунки

АККУМУЛЯТОРЫ ХОЛОДА

Применение аккумулятора холода позволяет сгладить пиковый характер суточной тепловой нагрузки на холодильную установку и уменьшить ее холодопроизводительность. Наряду с водяными аккумуляторами холода все более широкое распространение получают льдоаккумуляторы в пищевой, химической промышленности и спортивно-зрелищной индустрии. Есть различные льдоаккумуляторы, различающиеся и по способу получения льда, и по конструкции. Чаще всего применяют два способа получения льда: путем намораживания на охлаждаемой поверхности и путем накопления в объеме аппарата льда (в виде суспензии), полученного посредством льдогенератора. Достоинствами первого способа являются простота и компактность аппарата, а второго — высокая интенсивность теплопередачи при таянии льда, возможность непрерывной работы.

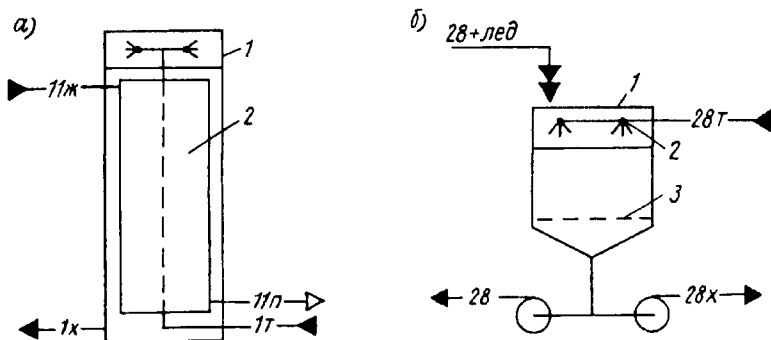


Рис. 10.13. Аккумулятор холода: а — с намораживанием льда на поверхности змеевиков;

1 — корпус бака; 2 — змеевик;

б — с накоплением льда:

1 — бак-льдоаккумулятор; 2 — форсунки; 3 — сетчатая перегородка

В льдоаккумуляторах, в которых лед намораживается, охлаждающая поверхность выполнена из панельных или змеевиковых элементов. Более интенсивны и компактны льдоаккумуляторы с испарителем (рис. 10.13, а), состоящим из группы коаксиальных змеевиков 2, расположенных в несколько ярусов в корпусе 1 бака, выполненного в виде башни.

В период, когда тепловая нагрузка меньше холодопроизводительности установки, на поверхности испарителя намораживается лед толщиной обычно 2–4 см. А в период, когда тепловая нагрузка превышает холодопроизводительность, лед тает.

Холодопроизводительность компрессорных агрегатов определяют по значению средней суточной нагрузки с учетом его работы в течение 15–17 ч.

Площадь поверхности аккумулятора, необходимая для намораживания массы льда $G_{\text{л}}$ толщиной $\delta_{\text{л}}$,

$$F_{\text{ак1}} = \frac{Q_{\text{л}}}{r_{\text{л}} \rho_{\text{л}} \delta_{\text{л}}}, \quad (10.15)$$

где $Q_{\text{л}}$ — максимальное количество аккумулированного холода, необходимого для отвода пиковой тепловой нагрузки, кДж.

В период намораживания тепловая нагрузка $Q_{\text{нм}}$ определяется теплопритоком от работающего охлаждаемого объекта и намораживаемого льда. Тогда, площадь охлаждающей поверхности аккумулятора с учетом намораживания

$$F_{\text{ак2}} = \frac{Q_{\text{нм}}}{q_{\text{нм}}}. \quad (10.16)$$

где $q_{\text{нм}}$ — плотность теплового потока при намораживании льда, $q_{\text{нм}} = 1,4 \div 2,5$ кВт/м².

В период плавления льда тепловой поток наибольший — $Q_{\text{нб}}$. Для его передачи нужна площадь поверхности

$$F_{\text{акз}} = \frac{Q_{\text{нб}}}{q_{\text{пл}}}, \quad (10.17)$$

где $q_{\text{пл}}$ — плотность теплового потока при плавлении льда.

Расчетная площадь охлаждающей поверхности аккумулятора должна быть не менее наибольшей, найденной по зависимостям (10.15)–(10.17).

Льдоаккумуляторы, в которых накапливается чешуйчатый лед, полученный с помощью льдогенератора, применяют в различных системах охлаждения и различаются конструкцией. Так, в системах с двухфазным хладоносителем (рис. 10.13, б), представляющим собой смесь раствор соли — лед, в бак-льдоаккумулятор 1 (он же является теплообменным аппаратом) поступает двухфазный хладоноситель из льдогенератора, производящего лед из циркулирующего раствора соли, лед в нем накапливается, так как имеется сетчатая перегородка 3. Часть однофазного хладоносителя возвращается в льдогенератор, а другая подается в охлаждающие приборы и возвращается в аппарат через форсунки 2. Расчет льдоаккумулятора предполагает определение вместимости, занимаемой накапливаемым льдом ($\rho_{\text{л}} = 400 \text{ кг/м}^3$), с учетом кратности циклов таяния (по графику изменения тепловой нагрузки) и резерва вместимости на 15–20 %.

§ 10.7. ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ДИОКСИДА УГЛЕРОДА

Зависимость между температурой и давлением диоксида углерода во всех агрегатных состояниях приведена на рис. 10.14. Параметры тройной точки M для CO_2 : давление 0,518 МПа, температура -56°C . В связи с этим CO_2 в жидком состоянии может существовать только при давлениях выше 0,518 МПа, а при более низких давлениях, в том числе при атмосферном, может быть или в твердом, или в газообразном состоянии. Температура сублимации CO_2 при атмосферном давлении $-78,5^\circ\text{C}$. На фазовой диаграмме линия II равновесия твердой и жидкой фаз имеет, как и подавляющее большинство веществ, положительный наклон, т. е. $dp/dT > 0$. Это означает, что с повышением давления повышается и температура плавления твердого CO_2 . Причиной такой зависимости является уменьшение объема CO_2 при его затвердевании, причем этот процесс происходит с довольно значительным изменением объема.

Кривая I равновесия парообразной фазы заканчивается в критической точке K , параметры которой для CO_2 следующие: давление 7,351 МПа и температура 31°C . Кривая III соответствует равновесию твердой и парообразной фаз.

Твердый диоксид углерода (сухой лед) имеет различную плотность в зависимости от метода получения: при замораживании жидкого CO_2 в среднем 1560 кг/м^3 ; в льдогенераторах $1000\text{--}1200 \text{ кг/м}^3$;

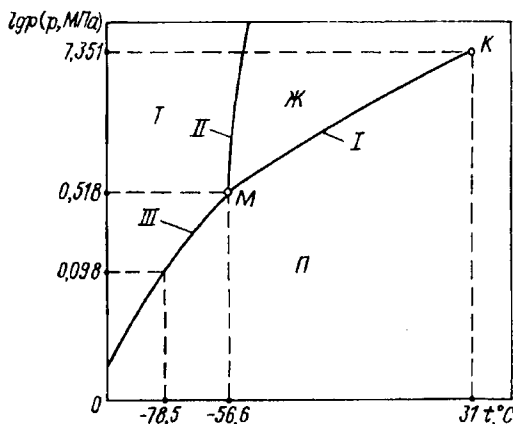


Рис. 10.14. Фазовая диаграмма для диоксида углерода:

Ж — жидкость; Т — твердая фаза; П — пар

прессованием снега 1300–1600 кг/м³; вымораживанием 900–1700 кг/м³.

Теплота сублимации CO₂ при атмосферном давлении $r = 574$ кДж/кг. Если для сравнения с водным льдом считать, что для охлаждения объекта до 0 °С можно использовать также и холодный пар, образующийся при сублимации сухого льда, то удельная холодопроизводительность при 0 °С, если считать, что средняя удельная теплоемкость газо-

образного CO₂ $c = 0,794$ кДж/(кг · К), будет $q = 636,3$ кДж/кг.

Таким образом, удельная холодопроизводительность сухого льда в 1,9 раза больше, чем водного. Если же сравнить объемную холодопроизводительность этих веществ, то у сухого льда при $\rho = 1400$ кг/м³ она будет в три раза больше, чем у водного льда. При объемной массе 1400 кг/м³ и температуре -78,5 °С удельная теплоемкость твердого CO₂ $c_{сл} = 1,17$ кДж/(м · К). Газообразный CO₂ хорошо растворяется в жидкостях, в том числе и в воде. Твердый CO₂ растворяется в спирте, ацетоне, эфире и других жидкостях, имеющих низкую температуру замерзания. Например, его смешение с другими жидкостями позволяет получить при атмосферном давлении следующие температуры: хлористый метил -82 °С; ацетон -78 °С; этиловый спирт -72 °С; эфир до -98 °С. Отсутствие при сублимации сухого льда влаги, которая может вызвать коррозию оборудования, нейтральность CO₂ по отношению к металлам, бактерицидность ее газовой атмосферы выгодно отличает сухой лед от водного льда. Существенным недостатком сухого льда, ограничивающим его более широкое применение, является сравнительно высокая стоимость, поскольку его производство требует достижения значительно более низких температур и применения гораздо более сложных технических средств. По этой причине там, где можно успешно применять водный лед, нет нужды использовать сухой лед.

§ 10.8. ПРОИЗВОДСТВО ДИОКСИДА УГЛЕРОДА

Процесс производства сухого льда состоит из трех последовательных стадий: получения чистого газообразного CO₂; получения жидкого CO₂ из газообразного; получения твердого CO₂ из

жидкого. На стоимость сухого льда очень большое влияние оказывает именно первая стадия, сложность осуществления которой зависит от состава газовой смеси в источнике получения CO_2 .

Источники сырья. В качестве сырья для промышленного производства могут быть использованы газовые смеси из естественных или искусственных источников, содержащие в более или менее значительных количествах CO_2 . Основными сырьевыми искусственными источниками CO_2 являются газообразные отходы различных производств, технологические процессы которых связаны с выделением CO_2 как продукта брожения, разложения, горения и т. п. Одним из лучших источников сырья для сухого льда является CO_2 спиртового брожения, получающийся в качестве побочного продукта на спиртовых и гидролизных заводах при производстве спирта. При разложении глюкозы на 1 кг получаемого спирта образуется 0,92 кг CO_2 . В газообразных отходах содержится до 98 % по массе CO_2 ; примесями к нему являются водяной пар, воздух, сивушные масла и альдегиды. Последние примеси придают сухому льду неприятный запах. В результате обработки, имеющей целью освобождение CO_2 от примесей, его доля может быть доведена до 99,5 %.

Другим перспективным источником CO_2 с высоким его содержанием являются так называемые экспанзерные газы — отходы заводов синтетического аммиака и азотно-туковых. В экспанзерных газах содержится 85–90 % CO_2 , остальные 10–15 % составляют азот, водород, метан, CO и небольшие количества сернистого ангидрида и сероуглерода (2–4 г/м³). Сероводород придает сухому льду неприятный запах.

Источником со средним содержанием CO_2 являются дымовые газы известково-обжигательных печей известковых и цементных заводов. В дымовых газах печей для обжига известки содержится до 40 % по объему CO_2 . Из всех применяемых источников сырья наименьшее количество CO_2 (9–16 %) содержат дымовые газы промышленных котельных, сжигающих различное топливо. Однако этот источник CO_2 , несмотря на его относительную бедность, используют больше других. Дымовые газы твердых топлив содержат значительные количества примесей, водяного пара и сернистых соединений (сероводорода, сернистого ангидрида). Распространенность этого способа объясняется тем, что CO_2 может производиться в местах потребления.

Получение чистого газообразного диоксида углерода. Все технологические схемы получения чистого газообразного CO_2 можно разделить на три основные группы в зависимости от его содержания в исходной газовой смеси и от качественного состава примесей. Если содержание CO_2 относительно небольшое и отсутствует необходимость в удалении других компонентов смеси, то CO_2 отделяют от смеси путем поглощения его веществами (сорбентами) при атмосферном давлении. По такому принципу выделяют CO_2 из дымовых газов котельных и известково-обжигательных печей.

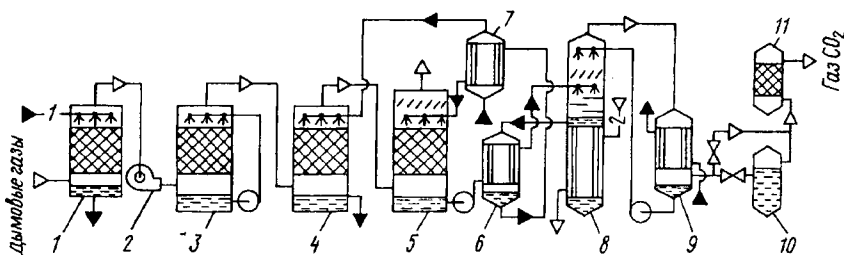


Рис. 10.15. Схема технологического процесса выделения диоксида углерода из дымовых газов:

1, 4 — водяной скруббер; 2 — воздуходувка; 3 — содовый скруббер; 5 — абсорбер; 6, 7, 9 — теплообменники; 8 — десорбер; 10 — колонка с жидким сорбентом; 11 — колонка с активированным углем

Функциональная схема технологического процесса очистки CO_2 показана на рис. 10.15. Дымовые газы, имеющие температуру $150\text{--}200^\circ\text{C}$, поступают из дымохода котла в скруббер 1, где при контакте с водой они охлаждаются и очищаются от механических примесей (зола, топливо) и частично от сернистых соединений. Затем дымовые газы засасываются воздуходувкой 2 и подаются в содовый скруббер 3 для очистки от оксида серы и сероводорода. Циркулирующий в этом скруббере водный раствор карбоната натрия Na_2CO_3 после насыщения сернистыми соединениями заменяют свежим. Последнюю промывку дымовые газы проходят в водяном скруббере 4, где газы, кроме того, подогреваются теплой водой до температуры абсорбции $40\text{--}50^\circ\text{C}$. Затем дымовые газы поступают в абсорбер 5, где применяется сорбент — водный раствор (12–15 %) моноэтаноламина $(\text{CH}_2\text{CH}_2\text{OH})\text{NH}_2$. Раствор сорбента, стекая вниз по насадке, насыщается CO_2 . Непоглощенная часть дымовых газов удаляется в атмосферу через выходное отверстие в верхней части абсорбера. Насыщенный раствор сорбента забирается насосом и через теплообменник 6, где раствор подогревается жидкостью, направляется в верхнюю часть десорбера 8. Пройдя ректификационную насадку и нагревшись до $100\text{--}105^\circ\text{C}$ за счет теплоты поднимающейся парогазовой смеси, раствор попадает в нижнюю часть аппарата, представляющую собой кожухотрубный кипятильник, обогреваемый водяным паром, подаваемым в межтрубное пространство. Десорбция обычно ведется под избыточным давлением около 70 кПа и при температуре примерно 125°C .

Обедненный раствор сливается по переливной трубе в теплообменник 6, откуда выдавливается через теплообменник 7 в абсорбер 5. Выпаренный в кипятильнике CO_2 вместе с водяным паром проходит через ректификационную часть десорбера, где освобождается от парообразного поглотителя и поступает в теплообменник 9, в котором парогазовая смесь охлаждается водой и значительная часть влаги конденсируется. Конденсат насосом

возвращается в ректификационную часть десорбера. Диоксид углерода, насыщенный водяным паром, далее направляется или в колонку 10 с водным раствором перманганата калия (до 1 %), или непосредственно в колонку 11 с активированным углем для осушки и дезодорации. Очищенный CO_2 накапливается в газгольдере, откуда направляется, например, в первую ступень компрессора.

Вторую группу способов получения газообразного CO_2 применяют при большом содержании CO_2 в исходной газовой смеси, как, например, в естественных источниках или отходах спиртового производства. В этих случаях необходима только очистка CO_2 от небольшого количества примесей.

В третьей группе способов получения чистого газообразного CO_2 из источников со средним его содержанием используется более высокая растворимость CO_2 в воде, чем других газов. Так, при 20 °С его растворимость в воде в 30 раз больше, чем метана, и в 50 раз больше, чем водорода. Однако этот способ целесообразно применять там, где по ходу основного технологического процесса смесь газов уже находится под относительно высоким давлением (при синтезе аммиака) или где основным продуктом является газ, конденсирующийся также при высоком давлении (при получении жидкого метана). В таких случаях можно использовать также свойство газов увеличивать свою растворимость в жидкостях примерно пропорционально давлению газа над жидкостью. Это важно потому, что растворимость CO_2 в воде все же невелика и при 0,1 МПа и 20 °С составляет всего 1,6 г/дм³.

Две последние группы способов получения CO_2 значительно выгоднее первой группы.

Получение жидкого CO_2 из газообразного. Вторая стадия производства сухого льда — сжижение CO_2 — осуществляется сжатием газа в компрессорах и конденсацией его в конденсаторах, в которых теплота обычно отводится водой. Так как CO_2 является хладагентом высокого давления, то при водяном охлаждении конденсатора из-за большого отношения давлений приходится прибегать к трехступенчатому сжатию. Этот процесс носит название способа высокого давления. При высокой температуре охлаждающей воды (свыше 25 °С) давление в конденсаторе становится неприемлемо высоким. В связи с этим приходится прибегать к каскадным системам: в которых конденсат CO_2 охлаждается аммиачной или хладоновой холодильной установкой. Применяют две каскадные системы: среднего и низкого давления. В системе среднего давления CO_2 конденсируется при давлении 2,4–2,8 МПа, что соответствует температуре конденсации –16...–8 °С. Такая система требует применения двухступенчатых компрессоров для сжатия CO_2 , но одноступенчатой холодильной установки. В системе низкого давления конденсация CO_2 происходит при давлении 0,7–0,8 МПа, что соответствует температуре – 50...– 46 °С,

но зато здесь необходима двухступенчатая холодильная установка. В итоге обе системы примерно одинаковы по металлоемкости и расходу энергии.

Получение твердого CO_2 из жидкого. Третья стадия производства — получение твердого CO_2 из жидкого — могла быть осуществлена путем замораживания жидкого CO_2 в формах подобно тому, как это выполняется при производстве водного льда. Однако такой способ оказался бы нецелесообразным, так как потребовалась бы дополнительная холодильная установка, поддерживающая температуру кипения более низкую, чем температура тройной точки для CO_2 . В связи с этим превращение жидкого CO_2 в твердый обычно производят, понижая его температуру ниже температуры тройной точки, путем самоохлаждения в результате испарения части жидкости, причем теплота, необходимая для этого, отводится от самого охлаждаемого объекта. Применяют два основных способа получения твердого CO_2 : медленное испарение жидкого CO_2 , находящегося в льдогенераторе под давлением 0,7–0,8 МПа, в среду с давлением ниже тройной точки; дросселирование жидкого CO_2 до давления немного ниже давления тройной точки, при котором образуется рыхлый снег, подвергающийся последующему прессованию в специальных прессах.

Первый способ — замораживание CO_2 в льдогенераторах — применяют на заводах небольшой производительности (до 8 т/сут).

Второй способ получения сухого льда путем прессования получил распространение на заводах производительностью более 8 т в сутки. При таком способе жидкий CO_2 из ресивера дросселируется до давления 0,6–0,7 МПа и поступает в камеру пресса. Образувавшийся при дросселировании пар отсасывается компрессором. В камере остается снегообразный CO_2 , который прессуется в блоки массой от 25 до 100 кг. Существуют установки, вырабатывающие сухой лед в гранулированном виде, что позволяет расширить области его применения.

Получение твердого CO_2 вымораживанием из газовых смесей. Твердый CO_2 можно получать вымораживанием на металлической охлаждаемой поверхности или в потоке охлажденной газовой смеси. Достоинством этого способа является то, что не требуется металлической и сложной химической аппаратуры, дорогого топлива, а также не загрязняется окружающая среда. Вымораживание CO_2 на металлической поверхности предполагает, что поверхность охлаждается хладагентом до температуры $t_{\text{вым}}$, которая не выше температуры насыщения при данной концентрации CO_2 в исходной газовой смеси. Естественно, чем меньше концентрация CO_2 в газовой смеси, тем меньше будет его парциальное давление и тем самым ниже должна быть температура вымораживания $t_{\text{вым}}$, которая ниже температуры насыщения CO_2 , характер изменения которой в зависимости от объемной доли при атмосферном давлении представлен на рис. 10.16. Сжатие исходной газовой смеси позволяет несколько повысить температуру $t_{\text{вым}}$.

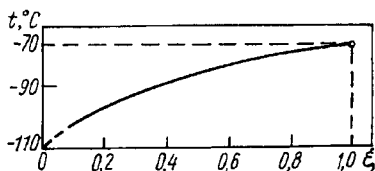


Рис. 10.16. Изменение температуры сублимации диоксида углерода в зависимости от его объемной доли

Работа установки с одним теплообменником-вымораживателем осуществляется так. Дымовые газы после промывки в скруббере и очистки охлаждаются сначала водой, а затем газовой смесью, выходящей из теплообменника-вымораживателя, поступают в теплообменник-вымораживатель, охлаждаемый с помощью холодильной установки, в котором вымораживается CO_2 . Газовая смесь удаляется в атмосферу через теплообменник, а твердый CO_2 извлекается после окончания цикла вымораживания.

Установки, использующие этот способ производства, имеют лучшие показатели, чем установки с абсорбционно-десорбционным способом извлечения CO_2 , при концентрации CO_2 в дымовых газах более 20 %.

Вымораживание CO_2 из газовой смеси в потоке производится следующим образом. Так же как и в установке вымораживания CO_2 на охлаждаемой поверхности, газовая смесь промывается, очищается, сжимается в компрессоре, охлаждается водой и газовой смесью, выходящей из теплообменника-вымораживателя, далее поступает в детандер, где расширяется, охлаждается до состояния насыщения CO_2 , и в потоке смеси образуются кристаллы CO_2 . Затем в сепараторе кристаллы CO_2 отделяют, их прессуют, а газовая смесь проходит через теплообменник и отводится в атмосферу.

§ 10.9. ПРИМЕНЕНИЕ ДИОКСИДА УГЛЕРОДА

Диоксид углерода применяют в системах охлаждения как охлаждающее вещество (в твердом и жидком состояниях), полученное при работе холодильной установки по разомкнутому циклу, а также как хладагент (R744) и хладоноситель.

Диоксид углерода как охлаждающее вещество обеспечивает получение температур до -78°C , обладает консервирующим свойством, обеспечивает сохранение вкусовых свойств и товарного вида продуктов, является естественным для биосферы Земли веществом, может быть получен в любом районе в большом количестве при невысокой стоимости. Поэтому его применяют для охлаждения и замораживания пищевых продуктов в скороморозильных аппаратах, а также в системах охлаждения транспортных средств.

Сухой лед используют наиболее широко, так как он имеет высокую удельную холодопроизводительность, а его применение не требует сложного оборудования. Так, для хранения, транспортирования и

реализации мороженого торговыми предприятиями, не оборудованными холодильными установками, используется около 60 % производимого сухого льда. Только на реализацию 1 кг мороженого требуется 0,1 кг сухого льда. Сухой лед в виде крупных блоков, небольших прессованных блоков или снегообразной массы применяют: для охлаждения и замораживания овощей, ягод, птицы, кулинарных изделий; охлаждения транспортных средств; охлаждения изделий (промышленных) при типовых испытаниях; получения газообразного CO_2 высокой чистоты, используемого для проведения экспериментальных работ и при электрической сварке деталей турбин и аппаратов.

Сухой лед транспортируют в изотермических контейнерах и хранят в теплоизолированных льдохранилищах и контейнерах. При этом вследствие сублимации теряется 1–3 % массы льда за сутки. Скорость сублимации блока сухого льда ($0,15 \times 0,15 \times 0,5$ м) при комнатной температуре и свободной конвекции воздуха составляет в среднем $0,2 \text{ ч}^{-1}$ [масса газообразного CO_2 (кг), образовавшегося в течение часа, отнесенная к 1 кг первоначально загруженного твердого CO_2]. При небольшой концентрации CO_2 в окружающем воздухе температура поверхности льда может быть существенно ниже $-78,5^\circ\text{C}$, что видно на рис. 10.16. Поэтому сухой лед хранят в отсеках небольшой вместимости, загружаемых через верхние люки, в атмосфере которых доля CO_2 быстро повышается и составляет почти 100 %.

Жидкий низкотемпературный диоксид углерода (имеющий отрицательную температуру и соответствующее ей низкое давление) применяют в ситуациях, когда требуется с высокой точностью регулировать температуру среды в охлаждаемом объекте. Жидкий CO_2 дешевле, чем сухой лед, но он имеет меньшую удельную холодопроизводительность (примерно в два раза), его использование предполагает наличие стального теплоизолированного сосуда, масса которого составляет 0,4 массы CO_2 , и других элементов.

Жидкий низкотемпературный CO_2 транспортируют в теплоизолированных цистернах и хранят в сосудах при температурах $-30 \dots -18^\circ\text{C}$ и давлениях 1,4–2,1 МПа, вместимостью 1–19 т,

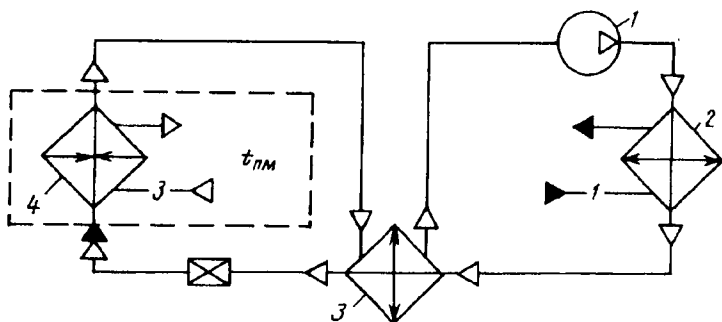


Рис. 10.17. Функциональная схема холодильной установки на R744:

1 — компрессор; 2,3 — теплообменники; 4 — охлаждающий прибор

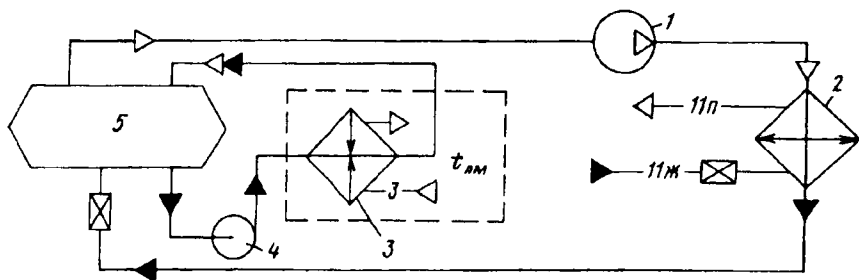


Рис. 10.18. Функциональная схема нижней ветви каскада на R744:

1 — компрессор; 2 — конденсатор-испаритель; 3 — охлаждающий прибор; 4 — насос;
5 — циркуляционный ресивер

оборудованных предохранительными клапанами, указателем уровня, манометром, а при большой вместимости еще газификатором, насосом. Термическое сопротивление тепловой изоляции цистерны и рабочее давление выбирают из условия хранения CO_2 без потерь при нормативном заполнении не менее 50 %.

Хладагент R744 становится перспективным рабочим веществом (телом), так как является экологически чистым, неядовитым, невоспламеняемым и невзрывоопасным. Он характеризуется высоким значением объемной холодопроизводительности, низким отношением давлений в цикле, совместимостью с минеральными маслами и конструкционными материалами. Ввиду низкой критической температуры (31°C) одноступенчатый цикл на R744 осуществляется в около- и закритической областях (рис. 10.17), что обуславливает большие термодинамические потери и ухудшает условия эксплуатации. Однако эффективность работы можно повысить при использовании R744 в составе зеотропной смеси (R744/R134a), а также при осуществлении комбинированного цикла. Конечно, R744 применяют в каскадном цикле, например в паре с R717, R134a, R22. Функциональная схема каскадной холодильной установки с нижней ветвью каскада на R744 показана на рис. 10.18. Жидкий хладагент (R717, R22) двухступенчатой верхней ветви каскада поступает в конденсатор-испаритель 2 и кипит, обеспечивая конденсацию R744 при давлении менее 2,5 МПа. Жидкий R744 дросселируется и поступает в циркуляционный ресивер 5, откуда насосом 4 подается в охлаждающий прибор 3 объекта с температурой $t_{\text{ам}} = -50^\circ\text{C}$. Пар с жидкостью из охлаждающего прибора поступают в циркуляционный ресивер, где и разделяются. Пар всасывается компрессором 1 и нагнетается в конденсатор-испаритель.

Хладоноситель CO_2 имеет ряд достоинств: низкую вязкость (на порядок ниже, чем у воды), существенную теплоотдачу, не вызывает коррозию металлов. В результате сокращается расход энергии на перекачивание хладоносителя и уменьшается диаметр трубопроводов.

§ 11.1. БЫТОВЫЕ ХОЛОДИЛЬНИКИ И МОРОЗИЛЬНИКИ

Бытовые (домашние) холодильники, холодильники-морозильники и морозильники являются последним звеном непрерывной холодильной цепи и обеспечивают: холодильники — хранение пищевых продуктов в охлажденном и замороженном состоянии, морозильники — замораживание и хранение в замороженном состоянии пищевых продуктов при температуре не выше $-18...-12^{\circ}\text{C}$ в домашних условиях до момента потребления.

Классификация и основные технические характеристики холодильников и морозильников. Современные бытовые холодильники и морозильники — это сложные бытовые приборы, работающие в специфических условиях — в жилых (кухонных) помещениях, поэтому к ним предъявляют высокие требования: функционирование в автоматическом режиме, пользователь, если и выполняет, то только простейшие операции по уходу за ними; минимальный уровень шума; высокий уровень надежности; полная безопасность функционирования; возможно малые габаритные размеры при определенной полезной вместимости, небольшая стоимость и малые эксплуатационные расходы.

По типу холодильной машины бытовые холодильники бывают компрессорными (охлаждаемые компрессорной холодильной машиной), абсорбционными (охлаждаемыми абсорбционной холодильной машиной) и полупроводниковыми (охлаждаемые полупроводниковыми батареями), а морозильники — компрессорными и абсорбционными.

Компрессорные холодильники составляют значительную долю в ассортименте бытовой холодильной техники — свыше 90 %. Объем выпуска абсорбционных холодильников не превышает 10 %. Термоэлектрические холодильники выпускают в незначительном количестве в основном встроенными в мебель и для транспортных средств (автомобилей, прогулочных катеров, яхт), имеющих источник электроэнергии. Термоэлектрические холодильники потребляют электроэнергии приблизительно в четыре раза больше, чем компрессорные при сопоставимых условиях.

В зависимости от вида используемой энергии различают электрические и газовые холодильники, последние могут быть только абсорбционными. Холодильники обозначаются: компрессорные буквой К, абсорбционные — А, абсорбционные с газовым нагревом — АГ, морозильники — М. По месту возможной установки или по исполнению бытовые холодильники делят на следующие типы: Ш — в виде шкафа (наиболее распространенная форма); С — в виде стола или шкафа-стола с сервировочной плоскостью; (высота такого холодильника 850–900 мм, что позволяет использовать его в качестве кухонного стола); Н — настенные; Б —

блочно-встраиваемые (объединенные с какой-либо мебелью или встраиваемые в нее).

Бытовые холодильники и морозильники различают по числу камер, имеющих различные температуры воздуха и отделенные друг от друга теплоизолированными перегородками и дверцами. Для каждой камеры предусматривается отдельная дверь. Выпускают однокамерные, двухкамерные (Д), трехкамерные (Т) холодильники.

В зависимости от выполняемых функций холодильники подразделяются на шесть групп сложности (0–5), морозильники — на две (0, 1), в число которых входят, например, температуры замораживания и хранения мороженных продуктов, уровень автоматизации и другие. В зависимости от максимальной температуры окружающего воздуха, при которой могут функционировать, холодильники классифицируются по виду исполнения: *SN*, *N* не выше 32 °С; *ST* не выше 38 °С, *T* не выше 43 °С, а морозильники и холодильники-морозильники: *N* не выше 32 °С, *T* не выше 43 °С.

В зависимости от целевого назначения различают камеры: морозильную (МК) 1 для замораживания и хранения мороженных продуктов; низкотемпературную (НТК) для хранения мороженных продуктов; холодильную (ХК) 2; универсальную (УК) 3 для хранения продуктов в свежем, охлажденном и замороженном состояниях; высокотемпературную (ВТК) 4 для хранения свежих овощей и фруктов (рис. 11.1).

Однокамерные холодильники могут иметь низкотемпературное отделение (НТО) или быть без него. В зависимости от температуры $t_{\text{пм}}$ в НТО выделяют три вида холодильников: с температурой $t_{\text{пм}} < -6$ °С (у такого холодильника на дверку НТО наносят маркировку — одну звездочку); с температурой $t_{\text{пм}} < -12$ °С (две звездочки); с температурой $t_{\text{пм}} < -18$ °С (три звездочки на дверке НТО или НТК). Морозильники маркируют четырьмя звездочками. Большая звездочка свидетельствует о том, что можно замораживать продукты.

Основные размеры холодильников, морозильников и методы испытаний регламентированы стандартами. Так, вместимость должна быть в пределах: холодильников абсорбционных 80–320 дм³, компрессорных 120–450 дм³, морозильников 80–300 дм³ и холодильников-морозильников 200–450 дм³. Размеры шкафа в плане 600 × 600 мм, а высота задается в виде ряда: 850, 1050, ..., 2100 мм.

Техническими характеристиками являются: общая вместимость $V_{\text{х.к.}}$ и отдельных камер (НТО, НТК, МК, ВТК); высота; температура хранения мороженных продуктов; производительность устройства для замораживания продукта (кг/сут); температура в камере для хранения свежих овощей и фруктов; относительная масса $m_{\text{х}} = M_{\text{х}} / V_{\text{х.к.}}$, где $M_{\text{х}}$ — масса холодильника; суточный относительный расход электроэнергии $e_{\text{х}}$ (кВт · ч/дм³), рассчитываемый по формуле

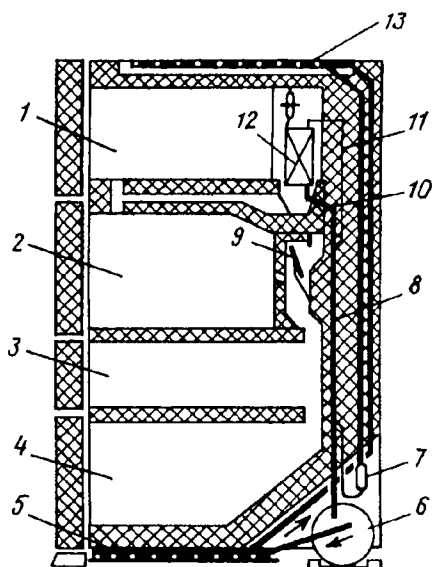


Рис. 11.1. Разрез холодильника-морозильника:

1 — морозильная камера; 2 — холодильная камера; 3 — универсальная камера; 4 — высокотемпературная камера; 5 — вспомогательный конденсатор; 6 — компрессор; 7 — фильтр-осушитель; 8 — теплообменник; 9 — заслонка; 10 — всасывающая трубка; 11 — капиллярная трубка; 12 — воздухоохладитель; 13 — основной конденсатор

$$e_x = [E_x (1 - V_m/V_{x.k})] / V_{x.k},$$

где E_x — расход электроэнергии, кВт · ч; V_m — вместимость НТО или МК. Например, рекомендуются такие значения e_x при $t_H = 25^\circ\text{C}$ и $t_{\text{пм}} = -18^\circ\text{C}$:

Тип	КШ-280	КШД-300/80	КШМХ-420/160	МКШ-200
$e_x \cdot 10^2$, кВт · ч/дм ³	0,36	0,34	0,32	0,60

Для абсорбционного однокамерного холодильника марки АШ-220 при $t_{\text{пм}} < -6^\circ\text{C}$ $e_x = 0,5 \cdot 10^{-2}$ кВт · ч/дм³; абсорбционного двухкамерного АШД-260/40 при $t_{\text{пм}} < -18^\circ\text{C}$ $e_x = 0,65 \times 10^{-2}$ кВт · ч/дм³. Производительность замораживания продуктов на каждые 10 дм³ вместимости МК (кг/сут) не менее: для двух- и трехкамерных 0,7; для морозильников и морозильников-холодильников 1. Температура (средняя по объему) холодильной камеры в зависимости от исполнения (в интервале соответствующих температур t_H) должна быть: для SN (10–32 °C) 5 °C; N (16–32 °C) 5 °C; ST (18–38 °C) 7 °C и T (18–43 °C) 7 °C. При этом температура в НТО не выше -6°C (-12 и -18°C), в НТК, МК не выше -18°C , а компрессор в установившемся режиме должен работать циклично с коэффициентом рабочего времени $b \leq 0,9$.

При отключении электроэнергии время, за которое температура в НТК и МК холодильников, повысится до -9°C должно быть не менее: для холодильника 8 ч; для холодильника-морозильника и морозильника 12 ч. Допустимый уровень звуковой мощности в зависимости от типа и вместимости должен быть в пределах

от 40 (однокамерный холодильник вместимостью до 200 дм³) до 53 ДБ (морозильник вместимостью свыше 400 дм³). Средняя наработка на отказ должна быть не менее 50 000 ч, а средний срок службы — не менее 15 лет. Абсорбционный холодильник должен быть работоспособным при установке его с уклоном 1 %, поддерживать среднюю температуру в холодильной камере не выше 9 °С при $t_{\text{н}} = 32$ °С для климатического умеренного исполнения и $t_{\text{н}} = 43$ °С для тропического исполнения.

Устройство холодильников и морозильников. Основными структурными блоками холодильников (рис. 11.2) и морозильников являются теплоизолированный шкаф и холодильный агрегат (машина). Шкаф состоит из наружного 7 и внутреннего корпусов, разделенных теплоизоляционным слоем 9. Наружный корпус является несущим и представляет собой сварную конструкцию из низкоуглеродистого стального листа толщиной 0,6–1,0 мм. Снаружи корпус шкафа покрыт синтетической эмалью. Внутренний корпус образует холодильную камеру 2. Он может быть металлический (сталь, алюминий) или пластмассовый (ударопрочный полистирол). Внутренняя поверхность холодильной камеры, выполненная из низкоуглеродистой стали, покрыта синтетической эмалью.

Низкотемпературные камеры многокамерных холодильников и камеры морозильников выполняют из сплава алюминия или кор-

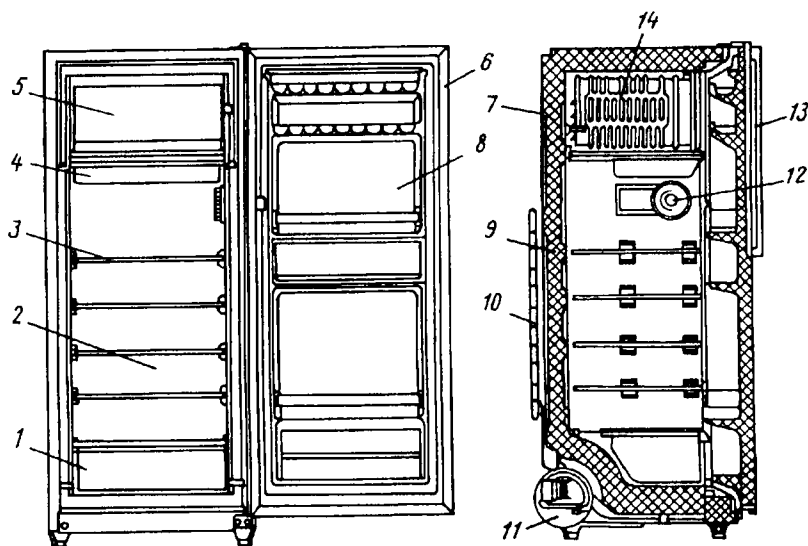


Рис. 11.2. Устройство бытового холодильника:

1 — сосуд для хранения продуктов; 2 — холодильная камера; 3 — полка; 4 — поддон; 5 — низкотемпературное отделение; 6 — уплотнитель; 7 — наружный корпус; 8 — дверь; 9 — теплоизоляция; 10 — конденсатор; 11 — герметичный компрессор; 12 — регулятор температуры; 13 — ручка; 14 — испаритель

розионно-стойкой стали. Металлические камеры более долговечны и гигиеничны, но увеличивают массу холодильника и морозильника. Пластмассовые камеры более технологичны в изготовлении и сборке, имеют меньшую теплопроводность и массу. Однако они быстрее теряют товарный вид, менее прочны и долговечны по сравнению с металлическими. Шкаф закрывается дверью 8, которая удерживается в закрытом положении при помощи затвора. Герметичность соединения корпуса шкафа с дверью обеспечивается уплотнителем 6, закрепленным на внутренней панели двери.

В верхней зоне холодильной камеры размещается испаритель 14. Внутренний объем испарителя образует низкотемпературное отделение 5. Под испарителем находится поддон 4, имеющий окна для циркуляции воздуха. Нижняя часть наружного корпуса обычно отводится для размещения компрессора 11 или части аппаратов абсорбционной машины. Для размещения аппаратов также используется задняя поверхность холодильного шкафа; на рис. 11.2 на ней находится конденсатор 10.

Холодильная камера закрывается дверью 8 с ручкой 13; плотность прилегания двери обеспечивается резиновой окантовкой, которая при закрывании двери прижимается к передней плоскости шкафа. Применяют в основном магнитные затворы для дверей. Встречаются две разновидности таких затворов. В первом случае несколько постоянных магнитов закрепляют на тыльной стороне по периметру двери, и при закрывании двери они притягиваются к металлической отбортовке шкафа или к залитым в пластмассу магнитопрводящим пластинам и удерживают дверь в закрытом состоянии. Во втором случае внутрь профиля уплотняющей резины по периметру двери вставляют эластичный магнит (феррит бария в смеси с каучуком), который при закрывании двери плотно притягивается к отбортовке наружного стального корпуса. Такие двери без значительного усилия могут быть открыты и изнутри холодильника. Внутри камеры находится регулятор температуры 12, ручка задатчика уставки которого является одновременно и электрическим выключателем.

Применяемые теплоизоляционные материалы должны быть высокоэффективными, так как теплоприток через поверхность шкафа обычно составляет 70–80 % от всей нагрузки (т. е. 20–30 % ее приходится на долю теплопритоков от продуктов и при открывании двери), а кроме того, чем меньше объем занимает теплоизоляция, тем больше полезная вместимость холодильника.

Бытовые холодильники и морозильники в настоящее время являются самыми крупными потребителями электроэнергии среди бытовой техники, а по стране в целом они потребляют около 2 % от общего количества произведенной электроэнергии. В связи с этим энергопотребление имеет решающее значение при создании конкурентно-способных моделей. В то же время, как известно, увеличение сопротивления теплоизоляции приводит к удорожанию моделей. Поэтому фирмы-изготовители вынуждены ре-

шать оптимизационную задачу, руководствуясь экономическими показателями. Самым распространенным теплоизоляционным материалом является пенополиуретан, изоляция из которого образуется в результате вспенивания жидкой композиции непосредственно в пространстве между корпусом и камерой (или камерами) холодильника (морозильника). Получаются непрерывный теплоизоляционный слой и жесткая неразборная конструкция, позволяющая уменьшать толщину стенки корпуса холодильника. Введение пенообразователя с низкой теплопроводностью при производстве изоляции позволяет повысить термическое сопротивление теплоизоляции на 10–15 % на период 5–8 лет.

Современные холодильники имеют изоляцию из пенополиуретана, вспениваемого и газонаполненного, толщиной 40–50 мм, а толщина изоляции морозильной камеры — до 65 мм. У морозильников толщина изоляции составляет 60–100 мм, что позволяет снизить расход электроэнергии (до 1 кВт·ч в сутки при вместимости 200 дм³), увеличить производительность по замораживанию продуктов, увеличить время повышения температуры от –18 °С до –9 °С при отключении электроэнергии до 58–72 ч.

Одним из направлений развития холодильников (морозильников) является совершенствование теплоизоляционной конструкции путем уменьшения теплопроводности традиционной пенополиуретановой изоляции [до $\lambda = 0,0157$ Вт/(м·К)] и создания новой вакуумной и экранно-вакуумной. Так, вакуумные теплоизоляционные панели холодильников имеют теплопроводность 0,0081 Вт/(м·К), что позволяет уменьшить толщину ограждения морозильной камеры до 30–40 мм.

В связи с трудностью учета как теплопритоков через углы шкафа, роль которых в данном случае велика из-за малого отношения линейных размеров шкафа к толщине изоляционного слоя, так и теплопритоков по тепловым мостикам теплотехнические свойства холодильного шкафа обычно характеризуют не коэффициентом теплопередачи его ограждений, а теплопроводимостью kF (Вт/К) или временем τ (ч) повышения температуры воздуха от номинальной до –9 °С в НТО и МК при $t_n = 25$ °С при отключении электроэнергии.

Компрессорные холодильники и морозильники. Они оснащаются холодильными агрегатами, различными по структуре, типу элементов, виду хладагента и циркуляции воздуха в камерах, способу оттаивания испарителя, уровню автоматизации. Холодильный агрегат однокамерного холодильника состоит из герметичного компрессора (мотор-компрессора), конденсатора, фильтра-осушителя, капиллярной трубки (дросселя-теплообменника), испарителя, приборов автоматики и электропусковых устройств. Для многокамерных холодильников используют различные типы холодильных агрегатов, различающихся числом компрессоров, испарителей, температур кипения и другими признаками. Например, при наличии двух компрессоров и двух испарителей потребление электроэнергии

гии агрегатом снижается на 10–20 %, упрощается система автоматического регулирования температуры воздуха в камерах, но увеличиваются размеры и масса агрегата. Еще больше сокращается потребление электроэнергии (на 40–50 %), если при указанной выше структуре реализуется двухступенчатый цикл.

Подача воздуха вентилятором позволяет сравнительно просто создать в холодильнике зоны с различными температурами, устранить оседание инея на продуктах и внутренней поверхности холодильника, осуществить автоматическое оттаивание испарителя. Обычно из-за значительного расхода электроэнергии работой вентиляторов управляет автоматика. Например, вентиляторы работают только тогда, когда работает компрессор; сначала включается вентилятор в ВТО, а после достижения в ней заданной температуры включается вентилятор в НТО.

Схема холодильного агрегата двухкамерного холодильника с естественной циркуляцией воздуха показана на рис. 11.3. Герметичный поршневой компрессор 1 нагнетает пар хладагента в конденсатор 2 змеевикового типа с оребренной поверхностью, охлаждаемый воздухом в условиях свободной конвекции. Образовавшийся конденсат проходит фильтр-осушитель 3, капиллярную труб-

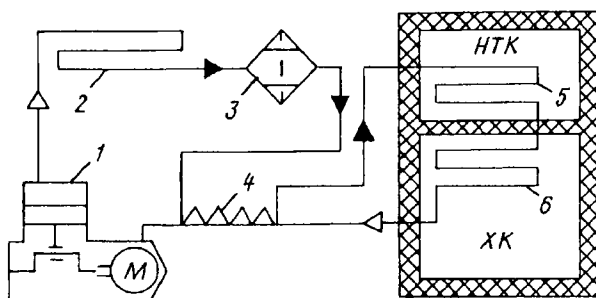


Рис. 11.3. Схема холодильного агрегата двухкамерного холодильника с естественной циркуляцией воздуха:

1 — герметичный компрессор; 2 — конденсатор; 3 — фильтр-осушитель; 4 — капиллярная трубка; 5, 6 — испарители

ку 4, припаянную к поверхности всасывающего трубопровода компрессора. Здесь капиллярная трубка 4 является теплообменником и дросселем. Затем хладагент поступает последовательно в испаритель 5 камеры НТК, в котором выкипает часть жидкости, и испаритель 6 камеры ХК, где жидкость выкипает при той же температуре. Различные температуры в камерах ($t_{\text{пм. в}} \gg t_{\text{пм. н}}$) при одинаковой температуре кипения получаются вследствие различных значений площади поверхности испарителей ($F_{\text{НТК}} \gg F_{\text{ХК}}$).

Поддержание низких температур воздуха (-18°C и ниже) при одноступенчатом сжатии увеличивает тепловыделение в

компрессоре, что приводит к нежелательному повышению его температуры. В связи с этим в состав агрегата включают вспомогательный конденсатор (с теплопередающей поверхностью, составляющей 25–50 % от поверхности основного конденсатора) и маслоохладитель. Кроме того, для предотвращения конденсации влаги и примерзания дверцы к корпусу низкотемпературных и морозильных камер их обогревают по периметру, например, посредством П-образного участка жидкостного трубопровода холодильного агрегата. Схема холодильного агрегата двухкамерного холодильника с принудительной циркуляцией воздуха одним испарителем, расположенным вне камер холодильника, и теплообменниками представлена на рис. 11.4. Герметичный компрессор нагнетает пар во вспомогательный конденсатор 1, охлаждаемый воздухом в условиях свободной конвекции и талой водой из лот-

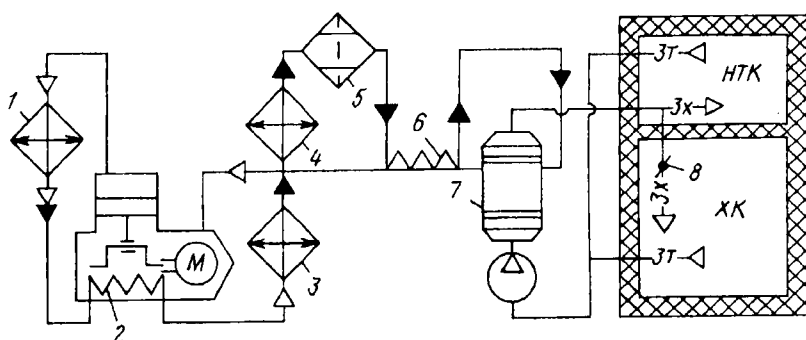


Рис. 11.4. Схема холодильного агрегата двухкамерного холодильника с принудительной циркуляцией воздуха:

1 — вспомогательный конденсатор; 2 — змеевик; 3 — основной конденсатор; 4 — дверной обогреватель; 5 — фильтр-осушитель; 6 — капиллярная трубка; 7 — воздухоохладитель; 8 — заслонка

ка, который размещается на части конденсатора 1. Охлажденный и частично сконденсированный хладагент проходит через змеевик 2 маслоохладителя, в котором жидкость испаряется, охлаждая масло в компрессоре, и пар поступает в основной конденсатор 3, где конденсируется. Конденсат проходит теплообменник-нагреватель 4 (обогреватель двери), фильтр-осушитель 5, капиллярную трубку 6, проходя по последней он охлаждается и дросселируется. Затем хладагент поступает в воздухоохладитель 7, где кипит, охлаждая воздух. Охлажденный воздух подается: большая его часть (75–85 %) в НТК, а оставшаяся — в ХК. Количество воздуха, поступающего в камеры, изменяется с помощью заслонки 8.

В состав компрессорных агрегатов входят герметичные поршневые, иногда ротационные компрессоры с теоретической объемной подачей до $4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ ($1,44 \text{ м}^3/\text{ч}$), отвечающие особым требовани-

ям стандарта. Электродвигатели компрессоров однофазные асинхронные переменного тока. Для создания вращающего момента, достаточного для разгона ротора, служит пусковая обмотка, а ее включение и выключение осуществляет пусковое реле. Появились новые электродвигатели с позисторным пуском и рабочим конденсатором, пусковым и рабочим конденсаторами, снижающие энергопотребление, температуру обмоток и уровень радиопомех.

Конденсаторы охлаждаются воздухом при свободной его конвекции. Они изготавливаются двух основных видов: ребристыми и листотрубными. В первом случае конденсатор представляет собой змеевик из стальных или медных труб с внутренним диаметром 3–4 мм, оребренных пластинчатыми поперечными ребрами или имеющих проволочное оребрение. Листотрубный щитовой конденсатор выполняют в виде змеевика из горизонтальных или вертикальных труб, припаянных или плотно прижатых пластинками к стальному листу. Последнему иногда придают коробчатую форму, благодаря чему между листом и задней стенкой шкафа образуется труба, улучшающая тягу воздуха. Листотрубные прокатно-сварные конденсаторы изготавливают из двух алюминиевых листов с раздутыми каналами. В случае вынужденной циркуляции воздуха применяют конденсаторы с пластинчатым оребрением.

Испарители выполняют преимущественно листотрубными со свободным движением воздуха. Листотрубные испарители выполняют прокатно-сварным методом из алюминиевых листов. Каналы формируются неодинаково в различных частях испарителя: в первой его зоне по ходу движения хладагента каналы образуют змеевик, а в последующей — змеевик разветвляется, чтобы уменьшить сопротивление движению пара, количество которого все возрастает по мере протекания хладагента по трубкам испарителя, и улучшить отделение капель жидкости. Испарителю чаще всего придают О-образную форму. В морозильниках и двухкамерных холодильниках применяют и ребристотрубные испарители с принудительным движением воздуха.

Капиллярная трубка обычно имеет наружный диаметр 2 мм, внутренний диаметр 0,8–0,85 мм, длину 2–4 м. Пропускная способность капиллярной трубки должна быть равна производительности компрессора, а также должна обеспечивать выравнивание давлений в конденсаторе и испарителе во время стоянки компрессора, что уменьшает нагрузку на электродвигатель при его пуске.

Фильтр-осушитель представляет собой цельнотянутый медный патрон с латунными сетками, между которыми находится поглотитель влаги, например синтетический цеолит. Наряду с сетчатыми используют металлокерамические фильтры.

Традиционно применяемые хладагенты (R12, R22, R502 и R114) являются озоноразрушающими. Поэтому с 1992 г. ведущие фирмы начали выпуск бытовой холодильной техники на новых озono-

безопасных однокомпонентных (R134a, R290, R600, R600a), двухкомпонентных (R290/R600, R290/R600a) и трехкомпонентных (R401A или MP39) хладагентах. В настоящее время предпочтение отдается двум хладагентам: R134a в США, Канаде и Японии; смеси R290/R600 с отношением массовых долей 50/50 в странах Западной Европы. Герметичные компрессоры на R134a имеют более низкие энергетические коэффициенты, чем на R12, особенно при температурах ниже -15°C . Например, замена R12 на R134a при $t_{\text{oc}} = 38^{\circ}\text{C}$ и $t_{\text{пм}} = -18^{\circ}\text{C}$ приводит к снижению Q_0 и увеличению N_e на 10 %.

Компрессоры на смеси хладагентов R290/R600a имеют показатели, не уступающие таковым на R12. Замена хладагента предполагает изменение характеристик компрессора, конденсатора, капиллярной трубки и марки масла. Конечно, R290, R600a и R600 имеют низкие значения предела распространения пламени, но их масса, содержащаяся в агрегате, столь мала (в два-три раза меньше R12), что образование опасной концентрации невозможно.

В агрегатах компрессорных однокамерных холодильников обычно содержится 90–220 г хладагента и 280–340 г смазочного масла в зависимости от вместимости. Количество направляемого в агрегат хладагента и масла определяется опытным путем. Это количество должно обеспечить безопасную работу компрессора (без влажного хода и гидравлического удара) и эффективную работу испарителей.

К электрическому оборудованию холодильников и морозильников относятся: электролампы мощностью 15–25 Вт (в зависимости от вместимости холодильника) с цоколем и кнопкой-выключателем; вентиляторы мощностью 10–15 Вт для принудительной циркуляции воздуха; электрические нагреватели мощностью 10–20 Вт для обогрева периметра дверки НТО и мощностью до 500 Вт для оттаивания воздухоохладителя.

К приборам автоматики относятся: реле температуры для поддержания заданной температуры в камерах; пусковое реле для автоматического включения пусковой обмотки электродвигателя при пуске, защитное реле обмоток электродвигателя от большой силы тока; соленоидный клапан; приборы управления процессом оттаивания. В последние годы на смену электромеханическим приборам приходят электронные приборы с большими возможностями; например, помимо функций защиты от опасных режимов работы и регулирования температур в камерах, управления процессом оттаивания электронная система обеспечивает: выполнение программы холодильной обработки и хранения в зависимости от вида продукта; выдачу информации о регулируемых и контролируемых параметрах, о количестве и ассортименте хранящихся продуктов; выдачу световой и звуковой информации об окончании заданной программы, о факте нарушения режима работы.

Абсорбционные холодильники и морозильники. Наиболее распространены такие модели: однокамерные типа ларь вместимостью 23–36 дм³, типа шкаф в напольном и встроенном исполнении; двухкамерные типа шкаф вместимостью 170–380 дм³; морозильники типа ларь вместимостью от 80 до 270 дм³ с температурой –18 и –24 °С. Приблизительно 70 % выпуска составляют холодильники вместимостью до 100 дм³. Как правило, каждая модель абсорбционного холодильника имеет два варианта исполнения холодильного агрегата: для работы от электрической сети напряжением 220/110 В и комбинированный — для работы на жидком или газообразном топливе и от электросети переменного (220/110 В) или постоянного (12/24 В) тока. Холодильники оснащены электрическими и газовыми термостатами, пьезозажиганием, дистанционным индикатором пламени. Газовая и керосиновая горелки имеют устройство для ступенчатого изменения тепловой мощности.

Современные модели имеют высокие показатели. Например, холодильник АШД-380/55 при номинальном режиме работы имеет тепловой коэффициент $\eta_t = 0,26$, потребляет: 250 Вт электрической мощности, или 16 дм³/ч пропана, или 0,8 дм³/сут керосина. Обычную абсорбционную холодильную машину непрерывного действия с насосом для циркуляции водоаммиачного раствора и с двумя регулирующими вентилями трудно выполнить малой холодопроизводительности, необходимой для бытового холодильника.

В бытовых холодильниках применяют абсорбционно-диффузионные водоаммиачные холодильные машины непрерывного действия с инертным газом — водородом. Можно считать, что водород находится только в аппаратах низкого давления и тем самым выравнивает общее давление во всех аппаратах агрегата. Давление в аппаратах высокого давления (конденсаторе и генераторе) создается только чистым аммиачным насыщенным паром и устанавливается в соответствии с температурой среды, отводящей теплоту в конденсаторе, т. е. $p_k = p_{a1}$, в то время как то же самое общее давление p_k в аппаратах низкого давления (в испарителе, абсорбере) составляется из давления $p_0 = p_{a2}$ аммиачного насыщенного пара, устанавливающегося в зависимости от температуры воздуха в камере холодильника, и давления водорода $p_{вд}$, зависящего от его количества и температуры в аппаратах, т. е. $p_k = p_{a2} + p_{вд}$.

Схема холодильного агрегата абсорбционного холодильника показана на рис. 11.5. В отличие от обычной абсорбционной машины, в которой имеются два циркуляционных кольца (чистого хладагента и раствора), в данном случае появляется еще и третье кольцо — циркуляции инертного газа. Крепкий водоаммиачный раствор кипит в генераторе 3, представляющем собой двойную трубу, в межтрубном пространстве которой находится

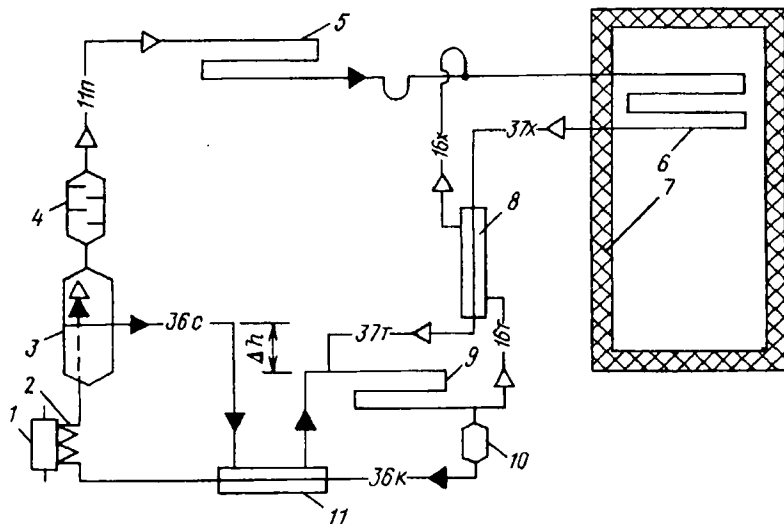


Рис. 11.5. Схема холодильного агрегата абсорбционного холодильника:

1 — электрический нагреватель; 2 — термосифон; 3 — генератор; 4 — ректификатор; 5 — конденсатор; 6 — испаритель; 7 — теплоизолированный шкаф; 8 — газовый теплообменник; 9 — абсорбер; 10 — сборник абсорбера; 11 — жидкостный теплообменник

раствор, во внутренней трубе размещается электронагреватель 1. Иногда вместо электронагревателя используют газовую или керосиновую горелку, помещаемую под генератором и подводящую теплоту Q_h , необходимую для работы агрегата. Водоаммиачный пар, образующийся при кипении раствора, проходит через ректификатор 4, где уменьшается содержание водяного пара в смеси при отводе теплоты ректификации Q_r к воздуху. Аммиачный пар направляется в конденсатор 5 и там охлаждается при отводе к окружающему воздуху теплоты конденсации Q_k . Из конденсатора жидкий хладагент поступает в испаритель 6, находящийся внутри холодильного шкафа. Так как давление в конденсаторе и испарителе одинаково, то нет нужды в дроссельном устройстве между ними. Однако необходимо, чтобы конденсатор располагался выше испарителя для гравитационного стока жидкости в испаритель. В нем происходит не кипение жидкости, а ее испарение, так как давление аммиачного пара здесь ниже общего давления в аппарате. Аммиачный пар диффундирует в водород (поэтому агрегат называют абсорбционно-диффузионным), в результате чего образуется аммиачно-водородная газовая смесь.

Теплота, необходимая для испарения жидкости, подводится от воздуха холодильной камеры и составляет холодопроизводительность агрегата Q_0 . Аммиачно-водородная смесь через газовый

теплообменник 8 направляется в абсорбер 9, где происходит разделение с выделением теплоты абсорбции Q_a . Получившийся крепкий водоаммиачный раствор через жидкостный теплообменник 11 направляется вновь в кипятильник, в котором замыкается циркуляционное кольцо хладагента.

Во втором циркуляционном кольце раствор циркулирует между кипятильником и абсорбером. Обедненный в генераторе слабый водоаммиачный раствор (36с) самотеком стекает в абсорбер из верхней зоны кипятильника. Так как здесь давления в обоих аппаратах равны, то нет необходимости в дросселирующем устройстве, но важно, чтобы уровень жидкости в генераторе был выше, чем в абсорбере, на некоторую величину Dh . С другой стороны, в этом агрегате крепкому раствору (36к), направляющемуся из абсорбера в генератор, не нужно преодолевать разность давлений конденсации и кипения, что освобождает от применения насоса. Следует только преодолеть разницу в уровнях жидкости в генераторе и сборнике абсорбера; в самом же абсорбере жидкость протекает сверху тонкой струей, не занимая всего сечения трубы. Эту задачу — подъем жидкости — выполняет простое устройство, называемое термосифоном. Одна из конструкций термосифона 2 представляет собой трубку малого диаметра (4–5 мм), делающую два-три витка вокруг нагреваемой внутренней трубы генератора. Пузырьки пара, образующиеся при кипении раствора, поднимаясь по трубе термосифона, толкают, как поршеньки, впереди себя небольшие порции жидкости и тем самым перекачивают ее в верхнюю зону кипятильника. Теплообменник раствора 11 имеет такое же назначение, как в обычной абсорбционной машине.

В третьем циркуляционном кольце (т. е. в газовом) движение водорода происходит в результате разницы плотностей газовой смеси в испарителе и абсорбере, между которыми циркулирует водород. Из испарителя 6 опускается холодная, т. е. более тяжелая аммиачно-водородная смесь (36х), а из абсорбера 9 поднимается почти чистый водород (16т), нагретый в абсорбере примерно до температуры окружающего воздуха и, следовательно, более легкий. Газовый теплообменник 8 улучшает тепловые показатели агрегата, так как позволяет охладить водород перед поступлением в испаритель (16х) путем передачи теплоты к холодной смеси, опускающейся из испарителя в абсорбер.

Можно утверждать, что экономичность абсорбционных машин с инертным газом обязательно ниже, чем экономичность обычных абсорбционных машин непрерывного действия, в связи с появлением в цикле машины дополнительных необратимых процессов: смешения аммиака и водорода при наличии теплообмена между ними; диффузии аммиака в водород. Иногда ищут причину низкой экономичности абсорбционной холодильной машины в том, что она работает непрерывно, в то время как компрессор-

ный агрегат — циклично в зависимости от нагрузки и уставки регулятора температуры. Поэтому указывают как на выход на необходимость снабдить и абсорбционный агрегат подобным регулятором и обеспечить его цикличную работу. Однако причина в том, что абсорбционная холодильная машина состоит из двух машин: теплового двигателя (паровой машины) и холодильной машины. Поэтому показатель энергетической эффективности абсорбционной холодильной машины — тепловой коэффициент ξ — является произведением КПД двигателя η_T и холодильного коэффициента холодильной машины ϵ .

Если в выражении $\xi = Q_0/Q_h$ числитель и знаменатель разделить на работу W , то можно получить $\xi = (W/Q_h) (Q_0/W)$, или $\xi = \eta_T \epsilon$. Поэтому в самой абсорбционной машине (как и в других теплоиспользующих холодильных машинах) производится работа, необходимая для переноса теплоты от источника низкой температуры к окружающей среде. Естественно, что в малой машине и при сравнительно небольшой разности температур работа получается значительно менее эффективной, чем на крупной тепловой электростанции, от которой может получать электроэнергию компрессорная холодильная машина.

Холодопроизводительность компрессоров бытовых холодильников значительно выше, чем тепловая нагрузка, поэтому при нормальных температурных условиях и нормативной загрузке продуктами компрессор работает циклично, включаясь и выключаясь автоматически. Благодаря запасу холодопроизводительности компрессорный агрегат может обеспечить заданный температурный режим внутри шкафа даже при очень тяжелых внешних условиях, но главное — циклическая работа компрессора бытовых холодильников с малым коэффициентом рабочего времени является одним из средств обеспечения долговечности. Уменьшение холодопроизводительности компрессора привело бы к увеличению коэффициента рабочего времени, и следовательно, к более быстрому изнашиванию, но не могло бы существенно изменить энергетическую эффективность агрегата. Точно так же, если бы абсорбционные холодильники выпускались с агрегатами большой производительности, это не изменило бы их энергетической эффективности, а только повысило расход материала. Конечно, и в абсорбционных холодильниках целесообразно выполнять автоматическое поддержание температуры, что и делают. Дело в том, что при невысоких внешних температурах и малой загрузке холодильника продуктами в холодильной камере температура может понижаться больше, чем требуется; кроме того, возможно повышение напряжения в электросети в ночное время, что также вызывает излишнее понижение температуры в шкафу.

Холодопроизводительность абсорбционной машины может изменяться двумя путями: цикличной работой агрегата, т. е. его периодическим включением и выключением, или применением

ступенчатого нагревания нагревателями с несколькими (двумя-тремя) секциями, например 60, 75 и 90 Вт. Оба метода равноценны по энергетическому эффекту. Автоматическое регулирование температуры в абсорбционном холодильнике не может существенно изменить его экономичность, но все же расход энергии в этом случае сокращается на 12–15 %.

Однако абсорбционные холодильники и морозильники имеют и преимущества перед компрессорными: бесшумность работы, позволяющая их использовать в жилых помещениях больниц, гостиных, квартир; возможность работы на различных энергоносителях (электроэнергии, газообразном и жидком топливе), что позволяет применять их в районах, где нет электроэнергии, в транспорте; более низкая (на 15–20 %) цена.

Абсорбционные холодильные машины могут конкурировать с компрессорными в двухкамерных холодильниках, в которых для получения необходимых температур в низкотемпературной камере машина должна работать при низкой температуре кипения и, следовательно, с большим отношением давлений. Холодопроизводительность компрессорной машины при этом сильно понижается из-за низкого значения коэффициента подачи и малой объемной холодопроизводительности. Это вызывает существенное повышение расхода энергии. Изменение производительности абсорбционной машины связано с изменением массовой холодопроизводительности хладагента, а потому с понижением температуры кипения производительность падает значительно медленнее, чем компрессорной машины.

Теплообменные аппараты абсорбционных агрегатов изготавливают из стальных труб: конденсатор и испаритель холодильной камеры в виде оребренного змеевика, испаритель низкотемпературной камеры — в виде змеевика, а жидкостные и газовые теплообменники — типа труба в трубе. Нагреватели генератора (электронагреватель, газовая и керосиновая горелки) позволяют ступенчато изменять тепловую мощность. Абсорбционный агрегат однокамерного холодильника содержит 0,35–0,75 дм³ водоаммиачного раствора с массовой концентрацией аммиака 34–36 %, ингибитор коррозии $\text{Na}_2\text{Cr}_2\text{O}_4$ массовой концентрацией 2 % (от раствора) и заполнен водородом под давлением 1,5–2,0 МПа.

Обслуживание бытовой холодильной техники. Хотя бытовая холодильная техника имеет высокий уровень безотказности, долговечности и работает автоматически, ее функционирование требует от пользователя соблюдения определенных правил и выполнения операций, объем которых зависит от комфортности модели.

К основным положениям правил можно отнести следующие: рациональное расположение холодильника (морозильника) в помещении; подключение его к стабильному источнику электроэнергии; рациональная загрузка камер продуктами; контроль его функционирования.

Холодильник устанавливают в помещении так, чтобы: он находился подальше от источника теплоты; воздух мог циркулировать, охлаждая компрессор и конденсатор; создаваемый им шум максимально снижался.

Холодильники рассчитаны на работу от сети переменного тока с допустимыми колебаниями напряжения и силы тока. Отклонение напряжения и силы тока в обе стороны от номинальных значений приводит к нарушению режима работы и снижению долговечности холодильного агрегата.

Продукты размещают по температурным камерам, отделениям и зонам, руководствуясь инструкцией и следующими соображениями. Температура воздуха в разных частях объема холодильной камеры неодинаковая: более низкая температура поддерживается в объеме непосредственно под испарителем, более высокая температура (на 3–5 К) — в нижней зоне камеры. Сравнительно высокая температура устанавливается также в объеме двери, используемой для хранения продуктов. Наконец, в объеме (внутри) испарителя (НТО, НТК) находится область отрицательных температур.

В камерах холодильника, как известно, устанавливается низкая относительная влажность воздуха, способствующая испарению влаги с поверхности продуктов. Чем ниже температура в какой-либо зоне холодильника, тем больше интенсивность испарения. Поэтому продукты с открытой поверхностью быстро сохнут даже при недолгом хранении в холодильнике. В связи с этим их следует хранить в закрытых сосудах или в полиэтиленовых пакетах. Закрытыми или упакованными следует также хранить как пахнущие продукты, так и продукты, легко воспринимающие различные запахи.

Холодильник (морозильник), как правило, снабжен автоматическим регулятором температуры воздуха. Чувствительный элемент датчика температуры воздуха холодильной камеры находится у большинства холодильников не внутри камеры, а на поверхности испарителя, в связи с чем при неизменной уставке (положении ручки регулятора 12 на рис. 11.2) поддерживается в определенных пределах температура кипения, а температура в камере оказывается зависящей от тепловой нагрузки на холодильник. Поэтому шкала такого регулятора температуры указывает только относительную степень охлаждения. Холодопроизводительность испарителя при циклической работе агрегата

$$Q_{\text{и}} = k_{\text{и}} F_{\text{и}} (t_{\text{нм}} - t_0) b.$$

Если теплоприток в камеру возрастает, то при неизменной уставке регулятора температура кипения t_0 будет поддерживаться тоже неизменной, но холодопроизводительность испарителя должна возрасти, чтобы отвести увеличившийся теплоприток. Из приведенной зависимости следует, что $Q_{\text{и}}$ может повыситься только в результате повышения температуры в камере $t_{\text{нм}}$ и коэффициента рабочего времени b . Если же потребитель хочет оставить неизмен-

ной температуру $t_{\text{пм}}$, то он должен изменить уставку регулятора. Поэтому в очень теплые дни или при загрузке камеры большим количеством продуктов следует переставить ручку регулятора на несколько делений в направлении «холод». Напротив, в прохладные дни или при малой загрузке холодильника продуктами ручку регулятора надо повернуть соответственно в обратном направлении. В обоих случаях для поддержания нужной температуры изменяется продолжительности работы холодильного агрегата в пределах цикла (изменение коэффициента рабочего времени).

Примерная температурная характеристика холодильной камеры холодильника, предназначенного для умеренных климатических условий:

Температура воздуха, °С	Положение ручки регулятора температуры		
	«Тепло»	«Норма»	«Холод»
32	10,0	8	6,5
24	7,5	5	1,5
21	7,0	4	10,5
16	5,0	2	-1,0

Оттаивание испарителя является необходимым условием работы холодильника, так как непрерывно нарастающий слой инея приводит к повышению температуры воздуха и дополнительному расходу электроэнергии. В разных моделях холодильников применяют различные системы оттаивания и режимы проведения процесса: ручной, полуавтоматический и автоматический.

При ручном режиме потребитель выключает холодильник из работы. Таяние инея происходит в результате теплопритока от воздуха. Вода собирается в поддон, находящийся под испарителем, и выводится по сливной трубе в сосуд, находящийся под шкафом. Оттаивание длится несколько часов.

При полуавтоматическом оттаивании перевод на этот режим выполняет потребитель. Для таяния инея используют теплоту окружающего воздуха, электронагревателя, горячего пара хладагента. Наиболее распространен первый источник, а наименее — последний. Например, при оттаивании горячим паром хладагента по команде потребителя открывается соленоидный вентиль, установленный на обводном трубопроводе. В результате пар, нагнетаемый компрессором, поступает по этому обводному трубопроводу в испаритель, а не в конденсатор, так как гидравлическое сопротивление обводной линии значительно меньше. Талая вода отводится в сосуд, обычно обогреваемый от нагнетательного трубопровода или вспомогательного конденсатора. Оттаивание длится 20–30 мин и заканчивается по команде реле температуры при повышении температуры поверхности испарителя до 5–8 °С, что гарантирует отсутствие инея на испарителе.

Автоматически, но без приборов автоматики, происходит оттаивание так называемых необмерзающих испарителей, температу-

ра поверхности которых близка к 0 °С, а в период стоянки она повышается, и иней успевает растаять. Такую систему используют в многокамерных холодильниках с двумя испарителями — в НТК и ХК, для оттаивания испарителя ХК.

При автоматическом оттаивании низкотемпературных испарителей команду на оттаивание дает реле, датчик которого реагирует на образование слоя инея заданной толщины, или реле времени, открывающее соленоидный клапан, например, один раз в сутки.

Испарители морозильников с вынужденной циркуляцией воздуха оттаиваются автоматически два-три раза в сутки, а со свободной конвекцией воздуха оттаивают вручную несколько раз в год.

Обслуживание бытовой холодильной техники пользователем заключается в периодически проводимых операциях, связанных с санитарной обработкой внутренней поверхности камер, с очисткой поверхности конденсатора (два раза в год), с контролем технического состояния. Техническое состояние холодильника (морозильника) оценивают визуально — по внешним признакам. Так, к часто встречающимся неисправностям можно отнести: повышение температуры воздуха в камерах; неполное обмерзание испарителя; самопроизвольное оттаивание испарителя; частое включение и отключение компрессора; увеличенное время работы или непрерывная работа компрессора; быстрое нарастание слоя инея; повышенный расход электроэнергии; температуры нагнетательной трубки и первого змеевика конденсатора ниже комнатной; ощущается действие электрического тока при касании рукой металлических частей; повышенный или изменяющийся по тону шум; вибрация корпуса. Указанные признаки свидетельствуют о неработоспособном состоянии холодильника.

Совершенствование бытовой холодильной техники направлено на улучшение потребительских характеристик и повышение комфортности моделей. Улучшение потребительских характеристик связано: с увеличением количества отделений и зон с различными температурными и влажностными режимами; с точностью и стабильностью поддержания температур в зонах (т. е. с улучшением сохранности продуктов); с сокращением расхода электроэнергии; с повышением надежности и уровня безопасности. Повышение эффективности работы системы охлаждения достигается улучшением характеристик элементов системы, теплоизоляционной ограждающей конструкции, повышением уровня автоматизации. Так, применение ротационных компрессоров позволяет снизить потребление электроэнергии почти в два раза, сократить массу холодильного агрегата, повысить надежность и снизить уровень шума. Для изоляционной ограждающей конструкции характерна тенденция повышения ее термического сопротивления путем увеличения толщины теплоизоляционного слоя или уменьшения теплопроводности. Уровень автоматизации повышается вследствие использования микропроцессорной техни-

ки, позволяющей расширить возможности систем автоматизации, например управлять режимом замораживания, контролировать режим работы, диагностировать состояние основных элементов (компрессора, воздухоохладителя, и т. д.), сигнализировать о техническом состоянии.

§ 11.2. ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ ТОРГОВЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

На предприятиях торговли и общественного питания холодильные установки обеспечивают кратковременное хранение сравнительно небольших запасов продуктов, необходимых для бесперебойной работы, а также охлажденных и мороженых продуктов, полуфабрикатов и готовых блюд при их демонстрации и реализации непосредственно в торговом зале.

Запас продуктов (на несколько суток работы) хранится в небольших камерах. Число камер и их вместимость зависят в основном от типа предприятия и товарооборота. Обычно таких камер несколько (2–5), и они различного назначения (для мяса и птицы, рыбы, полуфабрикатов, овощей, фруктов). Камеры располагают в блоке складских помещений поблизости от торгового зала или кухни.

Дневной запас продуктов хранится в охлаждаемом торговом оборудовании, называемом торговым холодильным.

Торговое холодильное оборудование классифицируют по ряду признаков. В зависимости от температуры воздуха в охлаждаемом объеме различают оборудование: высокотемпературное, предназначенное для хранения, демонстрации и продажи напитков и продуктов из тары-оборудования при температуре 4–12 °С; среднетемпературное, предназначенное для хранения, демонстрации и продажи охлажденных продуктов при температуре 0–8 °С; низкотемпературное, предназначенное для хранения, демонстрации и продажи замороженных продуктов при температуре не выше –18 °С; комбинированное, включающее в себя средне- и низкотемпературное отделение. По исполнению конструкции торговое холодильное оборудование подразделяют: на закрытое, в котором доступ к хранящемуся продукту осуществляется через дверки или раздвижные створки; открытое с доступом к продукту через открытый проем; специализированное с контейнерной загрузкой. Торговое холодильное оборудование может быть в обычном климатическом (для районов с умеренным климатом) и тропическом исполнении. Первое должно быть работоспособно при температурах окружающего воздуха: 12–32 °С, если оно закрытое, и 12–25 °С, если открытое, а второе — при 12–40 °С.

По расположению холодильного агрегата различают оборудование со встроенным (в его корпус) агрегатом и вынесенным. Холодильный агрегат у некоторых видов оборудования (сборная камера, шкаф) может располагаться в верхней или нижней частях

корпуса. Встраивают в оборудование герметичные холодильные агрегаты с поршневыми и ротационными компрессорами и воздушным конденсатором, отвечающие требованиям стандартов. Торговое холодильное оборудование большой вместимости и комплекты, составленные из нескольких единиц оборудования, оснащают вынесенными холодильными агрегатами с сальниковыми и бессальниковыми компрессорами, с конденсаторами, охлаждаемыми водой или воздухом.

Холодильные установки торговых предприятий должны работать автоматически, т. е. должны быть оснащены системами автоматизации. К технико-экономическим показателям торгового холодильного оборудования относятся: температура воздуха в охлаждаемом объеме, вместимость, габаритные размеры, масса, коэффициент теплопередачи (термическое сопротивление) изоляционной конструкции, коэффициент рабочего времени компрессора (не более 0,75), уровень звуковой мощности (не более 69 дБ), потребление электроэнергии за сутки и др. Показателями надежности являются: наработка на отказ (5000 ч для встроенного агрегата и 2500 ч для вынесенного), среднее время восстановления (не более 4,5 ч), срок службы до списания (не менее 12 лет). Для условного обозначения торгового холодильного оборудования принята следующая система. Первые буквы указывают на вид оборудования: К — камера; Ш — шкаф; П — прилавок; В — витрина; ПВ — прилавок-витрина; С — стол. Следующая буква Х указывает на то, что оборудование холодильное. Последняя буква обозначает тип оборудования по температурному режиму работы: В — высокотемпературное; С — среднетемпературное; Н — низкотемпературное. Цифра после первого дефиса указывает на расположение холодильного агрегата: 1 — агрегат встроен; 2 — вынесен. Цифры после второго дефиса обозначают номинальную вместимость оборудования в кубических метрах.

Сборные камеры. Холодильные сборные (так как их собирают на месте за несколько часов) камеры предназначены для хранения относительно большого запаса охлажденных (среднетемпературные камеры КХС) и замороженных (низкотемпературные камеры КХН) продуктов на предприятиях торговли и общественного питания. Камеры собирают из стандартизированных панелей типа сэндвич (стенных, угловых, потолочных, половых), а также оснащают в общем случае телескопическими полками, штангами с крюками, дверями (сплошными и стеклянными, открытыми проемами с воздушными завесами, навесными одноблочными холодильными агрегатами, потолочными батареями. Модульное исполнение панелей (в основном с шагом 0,3 и 0,6 м) позволяет получать камеры с разными размерами (высотой от 2,1 до 4,8 м) и вместимостью (от 4,5 до 32 м³). Панели трехслойные — пенополиуретан в оболочке из оцинкованной стали покрытой эмалью — толщиной, например, 65, 100 и 150 мм, коэффициент теплопроводности соответственно 0,38, 0,24 и 0,17 Вт/(м² · К).

Низкотемпературные камеры могут комплектовать половыми панелями с электрическим обогревом ($15\text{--}25\text{ Вт/м}^2$), выдерживающими нагрузку до 3000 кг/м^2 , дверями с электрообогревом по периметру, а также с электрообогревом наружного стекла, если дверь трехслойная стеклянная. Схема сборки камер из панелей показана на рис. 11.6, а виды камер — на рис. 11.7. Перспективным оборудованием являются сборные камеры, имеющие в своем составе открытую витрину для хранения части запаса фасованного продукта на полках и в контейнерах. Такие камеры-витрины позволяют сократить время и затраты труда на осуществление погрузочно-разгрузочных работ. Витрина может быть неотъемлемой частью единого блока (камера-витрина) полной заводской готовности (рис. 11.7, б) и поставляться отдельно и пристраиваться к сборной или стационарной камере.

Шкафы. Холодильные шкафы предназначены для хранения охлажденных (среднетемпературные шкафы ШХС) и замороженных (низкотемпературные шкафы ШХН) продуктов как в торговом зале рядом с рабочим местом продавца, так и в производственных цехах предприятий, выпускающих полуфабрикаты и готовые блюда, а кроме того, для замораживания полуфабрикатов на заготовочных и доготовочных фабриках. Конструкция шкафа, как правило, бескаркасная, полученная в результате вспенивания полиуретана между наружной и внутренней оболочками. Холодильный агрегат, как правило, встраивается в корпус шкафа, в нижнюю или верхнюю его часть. При верхнем расположении агрегата создаются лучшие условия для его технического обслуживания и ремонта, но температура воздуха вверху обычно выше, чем внизу, на $2\text{--}3\text{ К}$. Поэтому температура конденсации

хладагента повышается и увеличивается расход электроэнергии, потребляемой компрессором.

Внутри теплоизолированной охлаждаемой части шкафа расположены съемные полки для размещения продуктов и сосудов с продуктами, светильник и отверстия каналов, связывающих ее с воздухоохладителем. Дверь (двери) шкафа снабжена уплотнителем, запором и замком, а у низкотемпературных моделей обогревается по периметру и, если дверь стеклянная (рис. 11.8), — наружный слой остекления.

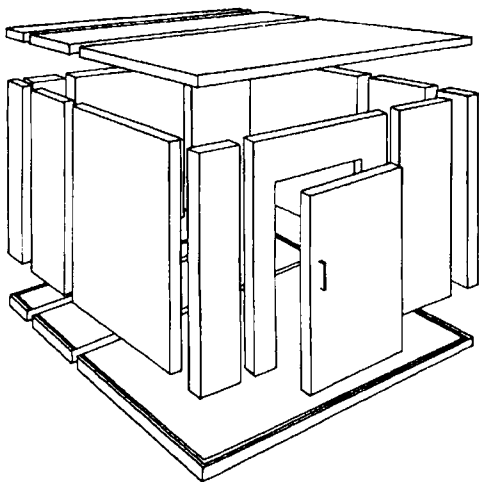


Рис. 11.6. Сборка камер из панелей

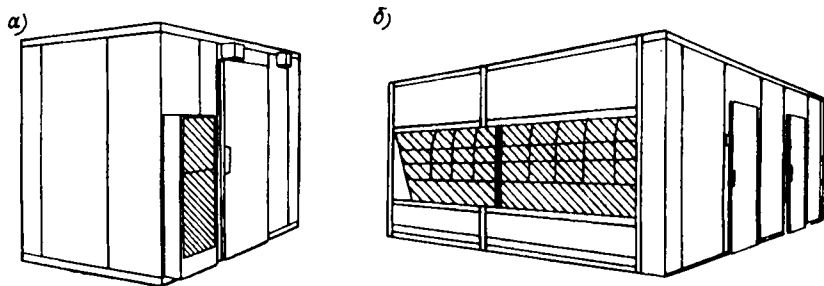


Рис. 11.7. Виды камер: *а* — закрытая с навесным холодильным агрегатом; *б* — открытая с воздушной завесой

Прилавки. Холодильные прилавки предназначены для продажи и хранения в течение рабочего времени охлажденных и замороженных продуктов в торговых залах продовольственных магазинов, буфетах и барах, а также для хранения рабочего запаса полуфабрикатов и других пищевых компонентов в цехах предприятий общественного питания. Прилавки могут иметь каркасную или бескаркасную конструкцию, быть открытыми или закрытыми. В прилавках закрытого типа охлаждаемая камера имеет створки, а в прилавках открытого типа открытый проем изолируется с помощью воздушной завесы. Воздушный поток пре-

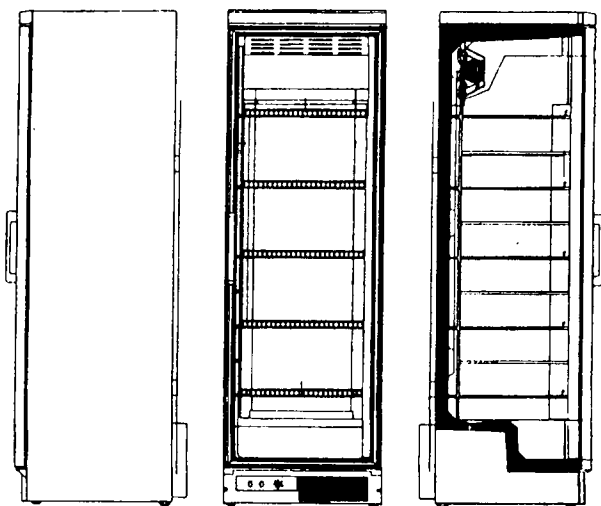


Рис. 11.8. Низкотемпературный шкаф с нижним расположением холодильного агрегата, имеющий стеклянные двери

пятствует проникновению окружающего теплого воздуха в охлаждаемую камеру и существенно уменьшает теплоприток, связанный с инфильтрацией теплого воздуха. Однако воздушная завеса будет выполнять свои функции только при ламинарном режиме течения воздуха. Поэтому движение воздуха должно быть организовано. С этой целью в прилавке предусмотрены всасывающий, нагнетательный каналы и жалюзи. Открытые прилавки бывают двух видов: пристенные (доступ к продукту с одной стороны) и островные (доступ к продукту с обеих сторон). Их изготавливают как со встроенным холодильным агрегатом, так и с вынесенным. Первые предназначены для небольших магазинов, буфетов, а вторые — для крупных магазинов самообслуживания.

Прилавки komponуют из модульных секций, а из прилавков создают линию обслуживания требуемой длины. На рис. 11.9 показан низкотемпературный островной прилавок, состоящий из опорной рамы 1, на которой крепится неразъемный теплоизолированный корпус 8, включающий внешнюю оболочку из оцинкованной стали, покрытую эмалью, и внутреннюю пластмассовую, соединенные вспененным полиуретаном. В нижней части охлаждаемого объема, отгороженного от камеры для размещения груза теплоизолированной панелью, находится испаритель (ребристотрубный) 16 с двумя вентиляторами 14. Воздух через всасывающий канал 10, образованный корпусом и декоративной панелью с отверстиями для прохода воздуха, поступает к вентиляторам 14 и нагнетается по каналу 9, из которого поступает в объем с хранящимися продуктами через отверстия в декоративной панели, а также в жалюзи 5 для создания воздушной завесы над открытым проемом.

Витрины. Холодильные витрины предназначены для демонстрации и продажи охлажденных и замороженных продуктов в продовольственных магазинах, буфетах и барах. Конструкция

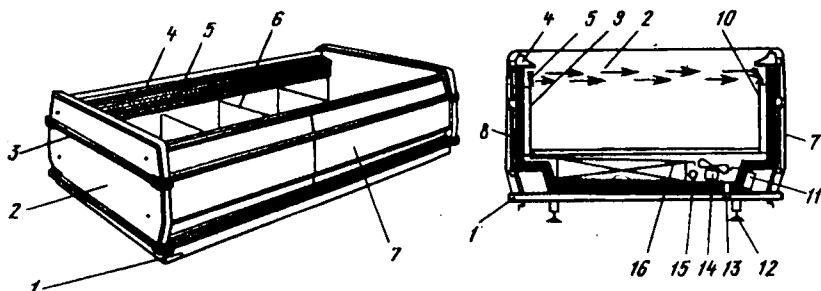


Рис. 11.9. Низкотемпературный островной прилавок:

1 — опорная рама; 2 — торцевая стенка; 3 — пластмассовая накладка; 4 — накладка; 5 — жалюзи; 6 — перегородка; 7 — облицовка; 8 — теплоизолированный корпус; 9, 10 — панели воздушных каналов; 11 — электрошит; 12 — патрубок для слива талой воды; 13 — патрубок слива талой воды; 14 — вентилятор; 15 — электронагреватель для оттаивания испарителя; 16 — испаритель

витрин, как и прилавков, может быть каркасной или бескаркасной. Витрины и прилавки имеют ряд унифицированных элементов и узлов. Витрины могут быть со встроенным холодильным агрегатом или вынесенным, открытые или закрытые. Типоразмерный ряд витрин построен на той же основе, что и прилавков. Среднетемпературная закрытая витрина показана на рис. 11.10. Для лучшего обзора продукта дно охлаждаемого объема — ступенчатое. Для удобства погрузки продукта на ступенчатое дно

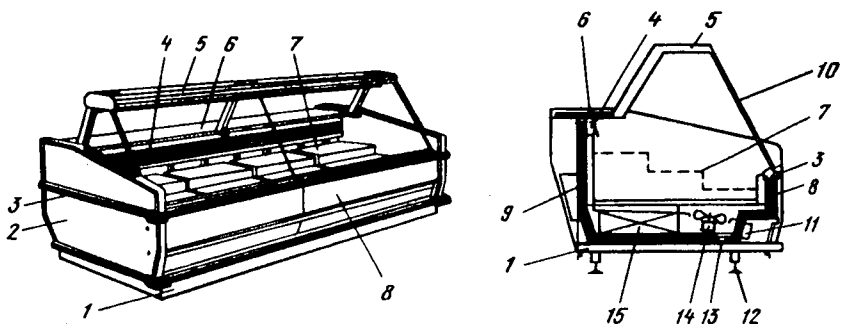


Рис. 11.10. Среднетемпературная закрытая витрина:

1 — опорная рама; 2 — торцевая стенка; 3 — молдинг; 4 — жалюзи; 5 — полка; 6 — рабочий стол продавца; 7 — панели для размещения продукта; 8 — облицовка; 9 — теплоизолированный корпус; 10 — поворотное стекло; 11 — электрошит; 12 — регулируемая опора; 13 — патрубок слива талой воды; 14 — вентилятор; 15 — испаритель

и санитарной обработки витрины ее передние стекла сделаны поворотными. Для крупных магазинов самообслуживания предназначены витрины, в которых продукты хранятся на 2–3 полках и в контейнерах. Применение контейнеров сокращает объем вспомогательных операций. Высокотемпературная витрина (рис. 11.11) состоит из металлической рамы 1, к которой крепится неразъемный теплоизолированный корпус 2. В охлаждаемом объеме находятся сменные полки 11 и контейнеры 12 для размещения продукта. Нижняя фронтальная часть витрины закрыта теплоизолированными дверками 13, которые уменьшают утечку холодного воздуха из витрины. В верхней теплоизолированной части витрины расположены вентилятор 5 и испаритель 6, а в неизолированной части находятся вентилятор 7, создающий воздушную завесу, люминесцентные осветительные лампы 8, пластиковая штора 10, которой закрывают проем витрины, если магазин не работает, для уменьшения теплопритока. Воздух по всасывающему каналу 3 поступает в воздухоохладитель, охлаждается и через перфорированную стенку нагнетательного канала 4 подается в охлаждаемый объем витрины. Небольшая часть холодного воздуха подается в объем сверху через воздухораспределительную решетку 9, образуя вторую воздушную завесу.

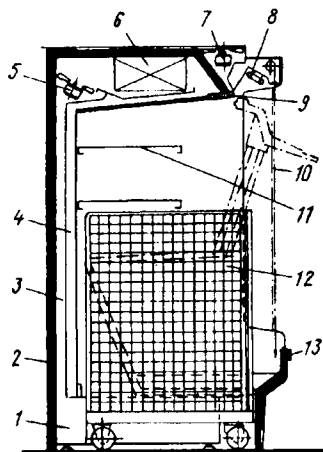


Рис. 11.11. Высокотемпературная витрина с контейнерной загрузкой:

1 — металлическая рама; 2 — теплоизолированный корпус; 3 — всасывающий канал; 4 — нагнетательный канал; 5 — вентилятор; 6 — испаритель; 7 — вентилятор воздушной завесы; 8 — люминесцентная лампа; 9 — решетка; 10 — пластиковая штора; 11 — полка; 12 — контейнер; 13 — теплоизолированная дверка

Прилавки-витрины. Холодильные прилавки-витрины предназначены для демонстрации, продажи (витрина) и хранения рабочего запаса (прилавок) продуктов в небольших продовольственных магазинах, столовых и буфетах. В прилавке-витрине прилавок выполняют закрытым и оборудуют столом для весов. Витрина может быть открытой или закрытой, а иногда и не охлаждаемой.

Холодильный агрегат, как правило, встраивают в прилавок-витрину. Типоразмерный ряд прилавков-витрин строится на базе прилавков и витрин.

Холодильные агрегаты. Холодильное оборудование сконструировано в один блок (если оно встроено в торговое оборудование) или в два блока (если является общим для нескольких единиц торгового оборудования). Моноблочные холодильные агрегаты (машины) содержат герметичный компрессор (поршневой, спиральный), воздушный конденсатор, дроссель (ТРВ, капиллярная трубка), испаритель (батарея, воздухоохладитель), фильтр-осушитель, приборы автоматики.

Автономность работы торгового холодильного оборудования (т. е. отдельных единиц) в ряде ситуаций является достоинством. Однако при большом числе работающих холодильных компрессоров уровень шума и температура воздуха в торговом зале значительно повышаются. Кроме того, в торговом зале труднее проводить техническое обслуживание и ремонт агрегатов. В таких условиях холодильные агрегаты располагают в отдельном помещении — машинном отделении. При таком централизованном хладоснабжении увеличиваются затраты, связанные с наличием помещения, монтажом агрегатов и трубопроводов, но уменьшается мощность вентиляционной системы, улучшаются условия в торговом зале и уменьшается число холодильных агрегатов, так как к агрегату подключены 2–4 единицы торгового оборудования.

При централизованном хладоснабжении применяют блочные компрессорные агрегаты, водяные или воздушные конденсаторы, а иногда градирни. В состав блока может входить несколько (3–6) компрессорных агрегатов, герметичных или бессальниковых поршневых, винтовых компрессоров, охлаждаемых вентиляторами, линейный ресивер, отделитель жидкости, фильтр-осушитель, контрольно-измерительные приборы, приборы автоматики, а возмож-

но и теплообменник для нагревания воды, идущей для технических целей. Этот блок обеспечивает поддержание заданных температур в нескольких единицах торгового холодильного оборудования, установленного в торговом зале и подсобных помещениях. Блоки имеют общий конденсатор (конденсаторы). Теплообменники включены в общую систему нагревания воды (за счет теплоты горячего пара хладагента), из которой вода с температурой 40–50 °С подается насосами в калорифер, обогревающий помещение, или на другие нужды.

Ранее распространенные хладагенты (R12, R22, R502) заменяются новыми озонобезопасными (R134a, R404A, R407A, R407B, R507).

Оттаивание охлаждающих приборов производится горячим паром хладагента или с помощью электронагревателей.

Торговое холодильное оборудование оснащают встроенным микропроцессорным блоком управления, позволяющим регулировать и контролировать температуру в охлаждаемых объектах, подачу жидкого хладагента, управлять процессом оттаивания, защищать холодильное оборудование от опасного режима работы и сигнализировать о состоянии оборудования.

§ 11.3. НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ ИСПЫТАТЕЛЬНЫХ КАМЕР

Испытательные камеры предназначены для создания внешних воздействующих факторов: климатических (температура, влажность и давление воздуха, солнечная радиация, атмосферные осадки и др.) и механических (вибрация, удар, ускорение и др.), а также для экспериментального определения характеристик объекта испытаний в результате воздействия на него указанных факторов. В состав этих камер входят и холодильное оборудование.

Испытательные камеры, универсальные по назначению, выпускают серийно, и технические требования к ним регламентируются стандартом. В зависимости от вида создаваемых воздействующих факторов выделяют следующие типы камер: термокамеры (положительные и отрицательные температуры воздуха); термобарокамеры (положительные и отрицательные температуры, давления воздуха); термовлагокамеры (положительные и отрицательные температуры, влажность воздуха); термобаровиброкамеры (положительные и отрицательные температуры, давление воздуха, а также вибрация) и т. д.

Термокамеры. Они предназначены для испытания объектов на воздействие отрицательных и положительных температур в определенных диапазонах, с заданной скоростью их изменения и определенной точностью поддержания. Термокамеры используют: для типового испытания изделий электронной, электротехнической, машиностроительной, строительной промышленности;

В охлаждаемом пространстве камеры находятся: конструкционно выделенное пространство с исследуемым объектом, называемое полезным объемом; охлаждающие батареи; крыльчатка вентилятора; воздухопроводы и т.д. Значение полезного объема (далее по тексту просто объем камеры) является одной из основных технических характеристик испытательной камеры. Испаритель выполняют, как правило, из оребренных труб и оснащают вентиляторами, электродвигатели которых располагают вне охлаждаемого пространства. Система воздухораспределения включает каналы, решетки, жалюзи и обеспечивает подачу воздуха в объем с исследуемым объектом, как правило, снизу вверх. Электронагреватели [закрытые трубчатые и (или) открытые спиральные] размещают в воздуховоде. Холодильное оборудование располагают в нижней части блока, на общей опорной раме. Пульт управления обеспечивает: автоматическое регулирование режима работы камеры по заданному закону, автоматическое управление работой оборудования, автоматический контроль текущих значений параметров, автоматическую сигнализацию о достижении заданных значений параметров, автоматическую защиту от возникновения аварийных ситуаций.

Термобарокамеры. Они позволяют испытывать объекты на воздействие отрицательных и положительных температур, а также вакуума в определенных диапазонах, с заданной скоростью их изменения и определенной точностью поддержания. Термобарокамеры используют: для типового испытания изделий электротехнических, электронных, машиностроительных, авиационных, космических; исследования свойств материалов, биологических, медицинских, химических объектов. Термобарокамеры нашли большее распространение, чем термокамеры, поэтому и диапазоны их технических характеристик шире: объем 0,5–100 м³; температура –70 ... +150 °С; давление 0,1–110 кПа; время охлаждения от 20 до –70 °С 90–120 мин, а время нагревания от 20 до 150 °С 40–60 мин; точность поддержания температур 0,2–2,0 К; точность поддержания давления 1 %; время снижения давления от 110 до 0,1 кПа 30–50 мин. Известны термобарокамеры с большим объемом (до 2000 м³), с более низкой (до –180 °С) и высокой (до 300 °С) предельными температурами, а также более низким вакуумом (до 0,001 Па). Термобарокамеры объемом до 8 м³ обычно имеют корпус цилиндрической формы, которая обеспечивает большие прочность и устойчивость к нагрузке, чем прямоугольная (рис. 11.13). Корпус камер большего объема часто выполняют многоугольной формы с ребрами жесткости.

Термобарокамеры небольшого объема (до 2 м³) обычно выполняют в виде блока, внутри которого сконпоновано все необходимое оборудование. Камеры большего объема состоят из нескольких блоков: собственно камеры, холодильных агрегатов, вакуумных насосов, пульта управления и сигнализации. Теплоизоляцию располагают преимущественно снаружи вакуумируемого про-

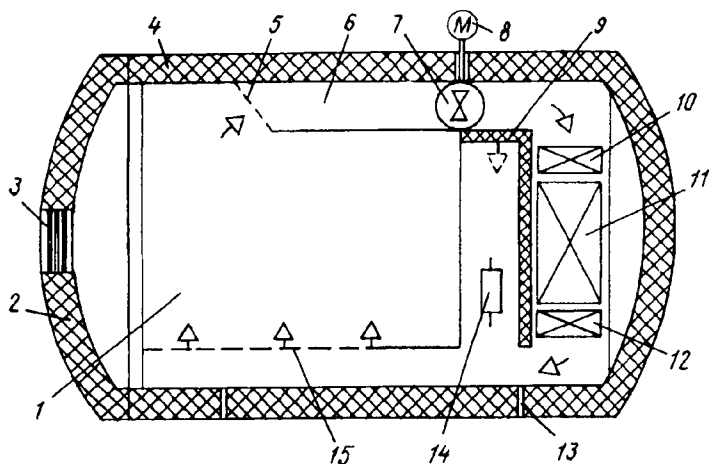


Рис. 11.13. Термобарокамера:

1 — полезный объем; 2 — дверь; 3 — окно; 4 — теплоизолированный корпус; 5 — жалюзи; 6 — воздушный канал; 7 — вентилятор; 8 — электродвигатель; 9 — подвижная перегородка; 10, 12 — водяные теплообменники; 11 — испаритель; 13 — дренажный патрубок; 14 — электронагреватель; 15 — решетчатый настил

странства, так как изоляция содержит в порах газ, для удаления которого требуется повышенная производительность вакуумного насоса. В термобарокамерах применяют два вида испарителей: воздухоохладители для передачи теплоты в основном конвекцией и панельные батареи для радиационного охлаждения при вакууме. Панельные батареи располагают по возможности ближе к испытываемому объекту (например, на стенках, ограждающих полезный объем) с целью увеличить эффективную площадь поверхности радиационного теплообмена.

В камерах большого объема (свыше 10 м^3) воздухоохладители небольшой производительности размещают вдоль стенок в промежутке между корпусом и панелями, ограждающими полезный объем. Такое распределение воздухоохладителей обеспечивает равномерность температуры воздуха в охлаждаемом пространстве и рациональное использование пространства. В ситуации, когда требуется высокая скорость достижения в камере заданного режима, предусматривают вспомогательные батареи для охлаждения теплоизоляции (батареи располагают внутри слоя изоляции) или охлаждения стального корпуса (батареи крепят к корпусу). Вентиляторы имеют двухскоростной электродвигатель, чтобы при низком давлении воздуха (обычно менее 29 кПа) перейти на большую частоту вращения вала, сохранив тем самым приемлемую интенсивность конвективного теплообмена. При достижении давления воздуха приблизительно $1,9 \text{ кПа}$ вентилятор выключается и работают только панельные батареи. Система нагревания со-

стоит из многосекционных нагревательных элементов: трубчатых, спиральных и панельных. Последние размещают так же, как охлаждающие панельные батареи. В камерах большего объема предусматривают нагревание непосредственно стального корпуса в целях быстрого выхода на заданный режим. При работе камеры в режиме нагревания по мере снижения давления воздуха выключают нагреватели конвективного теплообмена при давлении 66,5 кПа, затем вентиляторы при давлении 13,3 кПа. Далее объект нагревают только панельные элементы.

В испытательных камерах, обеспечивающих нагревание до 200 °С, предусматривают меры, исключающие чрезмерное повышение температуры, а значит, и давления, в системе холодильной установки, например, путем включения в работу верхней ветви каскада. А если возможно нагревание до более высокой температуры, то предусматривают и конструкционную защиту от чрезмерного нагревания испарителя, размещая испаритель 11 и электронагреватели 14 в каналах, разделенных теплоизолированной панелью и подвижной перегородкой 9 (см. рис. 11.13). С помощью перегородки 9 переключают каналы при изменении режима работы камеры. Водяные теплообменники 10, 12 охлаждают испаритель в период поддержания высокотемпературного режима. Вакуумная установка включает механические вакуумные насосы: одноступенчатые для получения давления до 1 Па, двухступенчатые для достижения давления 0,1 Па. Более низкое давление получают с помощью диффузионных вакуумных насосов.

Термовлагокамеры. Они позволяют испытывать объекты на воздействие отрицательных и положительных температур, а также влажности в определенных диапазонах, с заданной скоростью изменения и поддержания их с требуемой точностью. Диапазоны технических характеристик наиболее распространенных термовлагокамер таковы: объем 0,25–10 м³; температура –70...+100 °С; относительная влажность 10–98 %; точность поддержания влажности 2,5–5 %. Точность поддержания температуры, скорости охлаждения и нагревания соответствуют данным, указанным для термокамер. Испытание объекта на воздействие влажности проводят только при положительных температурах (от 10 °С и выше). Термовлагокамеры выполняют в виде одного или нескольких блоков в зависимости от объема. Влажность воздуха создается и поддерживается с помощью парогенератора, парокомпрессорной одноступенчатой холодильной машины, имеющей собственную охлаждающую батарею в камере, и электронагревателей. Иногда холодильные машины этой системы используют в пусковой период совместно с основными для охлаждения камеры.

Термовлагобарокамеры. Эти камеры сочетают возможности рассмотренных ранее типов камер, а по диапазонам технических характеристик и компоновке конструкции аналогичны термобарокамерам.

Термобаровлаговиброкамеры. Эти камеры самые универсальные по выбору воздействующих факторов. Их вместимость обычно не превышает 4 м^3 , а по диапазону технических характеристик и компоновке конструкции они близки к термобарокамерам. Механические воздействующие факторы в заданных диапазонах (частота и форма колебаний, ускорение) создаются с помощью электродинамического вибростенда, расположенного под камерой, загрузочная платформа которого через герметический ввод введена в полезный объем (рис. 11.14).

Холодильные установки. Низкотемпературные холодильные установки включают в основном парокомпрессорные холодильные машины: одноступенчатые, двухступенчатые и каскадные. Диапазоны температур, получаемых с помощью холодильных машин, работающих на различных холодильных агентах и смесях (азеотропных и неазеотропных), представлены в табл. 11.1.

Однако возможно использование холодильных машин других типов. Так, для получения температур воздуха ниже -70°C в камерах большего объема применяют воздушные холодильные машины, а для получения температур ниже -100°C — газовые холодильные машины. В камерах небольшого объема (до $0,05 \text{ м}^3$), предназначенных для проведения кратковременных испытаний, используют термоэлектрические и воздушные с вихревыми трубами холодильные машины, а также системы, охлаждающие посредством сухого льда, жидкого азота.

В состав низкотемпературных установок входит оборудование, отличающееся от базового материалами и конструкцией некоторых узлов, что связано с влиянием низкой температуры на свой-

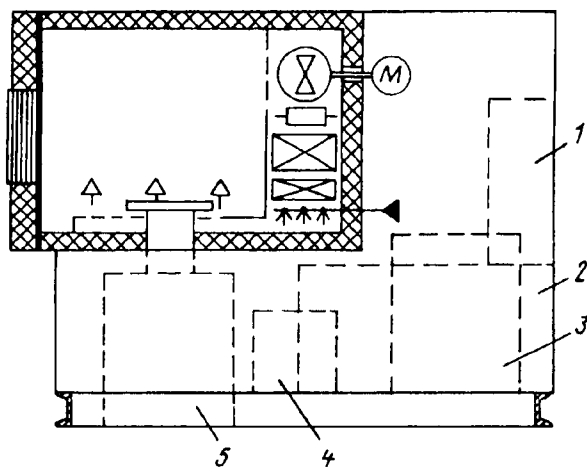


Рис. 11.14. Термобаровлаговиброкамера:

- 1 — парогенератор; 2 — каскадный холодильный агрегат; 3 — одноступенчатый холодильный агрегат; 4 — вакуумный насос; 5 — вибростенд

Т а б л и ц а 11.1. Рекомендуемые диапазоны температур

Тип холодильной машины	Диапазоны температур кипения, °С	
	возможный	целесообразный
Одноступенчатая:		
на R502 и R504	-55...-30	-50...-40
на R13B1	-65...-30	-60...-40
на R13/R12	-70...-30	-65...-40
Двухступенчатая:		
на R22	-80...-30	-70...-40
на R502 и R13B1	-85...-30	-75...-40
на R13/R12	-100...-30	-95...-40
Каскадные:		
нижняя ветвь на R13 и верхняя на R22	-95...-40	-85...-40
двухступенчатая нижняя ветвь на R13 и верхняя на R22	-110...-80	-100...-80
нижняя ветвь на R14 средняя на R13 и верхняя на R22	-140...-100	-135...-100

ства материалов и рабочие процессы холодильных машин. Например, поршневые компрессоры должны иметь небольшое вредное пространство, смазываться маслом, обеспечивающим гидродинамический режим смазки и т. д. Материал деталей оборудования и арматуры, трубопроводы должны сохранять необходимую прочность и другие нужные свойства при низкой температуре. Одноступенчатые холодильные установки на хладагентах R502, R504 и R13B1 применяют для получения температур в диапазоне -60...-40 °С. Достижение предельно низкой температуры зависит в основном от температуры конденсации и в некоторой степени от вида хладагента и типа компрессора. Например, при температуре конденсации $t_k = 35$ °С и отношении давления конденсации к давлению кипения $\pi = 12$ можно получить температуры: -42 °С на R502 и R504; -46 °С на R13B1. А при $t_k = 13$ °С и $\pi = 12$ можно достичь: -54 °С на R502 и -60 °С на R13B1.

Наиболее низкую температуру нагнетания имеет R502 при прочих равных условиях. Объемные и энергетические показатели поршневых компрессоров в большей степени, чем винтовых, зависят от отношения давлений π , поэтому для них должно соблюдаться соотношение $\pi \leq 12$.

В состав одноступенчатых холодильных установок входят компрессорный агрегат поршневой или винтовой, конденсатор с водяным или воздушным охлаждением, линейный ресивер, терморегулирующий вентиль или капиллярная трубка, воздухоохладитель с относительно небольшой длиной трубок, иногда отдели-

тель жидкости, регенеративный теплообменник. На жидкостном трубопроводе устанавливают фильтр-осушитель, соленоидный вентиль, смотровой глазок.

Применение неазеотропных смесей холодильных агентов позволяет повысить термодинамическую эффективность и понизить температурную границу использования одноступенчатых холодильных машин до -70°C , причем без усложнения схемы. В неазеотропных смесях используют в качестве низкотемпературного компонента R13, R13B1, R14, а в качестве высокотемпературного — R11, R12, R22, R114. Чем выше массовая концентрация низкотемпературного компонента и ниже температура конденсации, тем более низкая температура может быть достигнута. Например, одноступенчатая холодильная установка с традиционным набором элементов на смеси R13/R12 при двухступенчатой конденсации смеси (в конденсаторе, а затем в теплообменнике) позволяет без вакуума в испарителе получить температуру -63°C .

Эффективней работает одноступенчатая холодильная установка, схема которой представлена на рис. 11.15. Компрессор 4 нагнетает пары в конденсатор 5, в котором конденсируется в основном высокотемпературный компонент. Смесь жидкой и паровой фаз выходит из конденсатора и поступает в отделитель жидкости 2, где фазы разделяются. Отделенная жидкость дросселируется в дросселе 1' до давления всасывания, смешивается с потоком паров, поступающих из воздухоохладителя 1, и направляется в конденсатор-испаритель 3 для охлаждения и конденсации паровой фазы смеси, поступающей из отделителя жидкости. Из теплообменника пары всасываются в компрессор. Пары из отделителя жидкости направляются в конденсатор-испаритель 3, конденсируются в нем, далее жидкость дросселируется в дросселе 2' и поступает в воздухоохладитель. Такие установки имеют хорошие

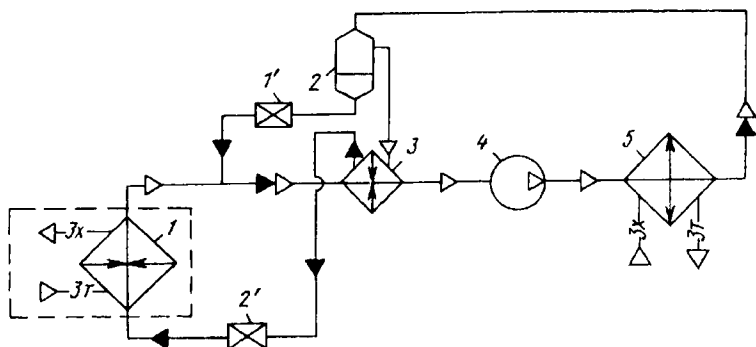


Рис. 11.15. Схема одноступенчатой холодильной установки на смеси хладагентов:

1 — воздухоохладитель; 2 — отделитель жидкости; 3 — конденсатор-испаритель; 4 — компрессор; 5 — конденсатор; 1', 2' — дроссели

эксплуатационные показатели: смазочное масло циркулирует в системе, не накапливаясь в воздухоохладителе, а всасываемый в компрессор пар имеет небольшой перегрев.

Двухступенчатые холодильные установки на хладагентах R22, R502, R13B1 применяют для получения температур $-75...-40^{\circ}\text{C}$. Двухступенчатые компрессорные агрегаты комплектуют из поршневых, поршневого и бустерного винтового, винтовых компрессоров. Отношение теоретических объемов компрессоров низкой и высокой ступеней составляет (2:1) – (6:1) в зависимости от температур кипения и конденсации, типа компрессоров. Холодильная установка содержит также конденсатор водяного или воздушного охлаждения, линейный ресивер, маслоотделитель, теплообменник или промежуточный сосуд. С целью уменьшить гидравлическое сопротивление испарителя часто применяют воздухоохладитель с относительно короткими трубками, а терморегулирующий вентиль настраивают на небольшой перегрев. В результате повышается вероятность влажного хода компрессора низкой ступени, и в состав установки включают отделитель жидкости. Теплообменник целесообразен при использовании R502, при других хладагентах он существенно увеличивает температуру нагнетания.

На рис. 11.16 показана схема двухступенчатой холодильной установки, обеспечивающей охлаждение изоляции при промежуточной температуре, что экономически выгодно и сокращает время выхода камеры на заданный режим. Компрессор ступени высокого давления (СВД) 1 нагнетает пар в маслоотделитель 2 и конденсатор 3. Жидкий хладагент, выходя из конденсатора, де-

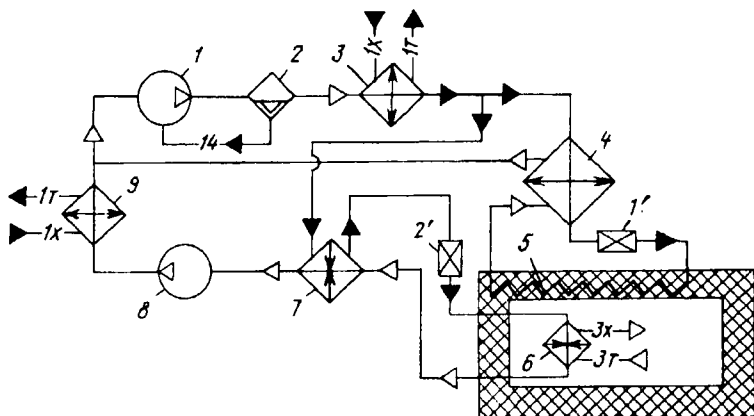


Рис. 11.16. Схема двухступенчатой холодильной установки с промежуточным охлаждением изоляции:

1 — компрессор СВД; 2 — маслоотделитель; 3 — конденсатор; 4, 7, 9 — теплообменники; 5 — испаритель для охлаждения изоляции; 6 — воздухоохладитель; 8 — компрессор СНД; 1', 2' — дроссели

лится на две части. Меньшая часть проходит теплообменник 4, в котором охлаждается, дросселируется в дросселе 1' и кипит в испарителе 5, отводя теплоту от теплоизоляции. Образовавшийся пар поступает в теплообменник 4, в котором нагревается, и далее во всасывающий трубопровод компрессора 1. Большая часть жидкого хладагента проходит теплообменник 7, в котором охлаждается, дросселируется в дросселе 2' и кипит в воздухоохладителе 6, охлаждая воздух в камере. Образовавшийся пар проходит теплообменник 7, в котором нагревается, и всасывается компрессором ступени низкого давления (СНД) 8. Компрессор 8 нагнетает пар в теплообменник 9, в котором он охлаждается водой, затем пар охлаждается, смешиваясь с потоком, поступающим из теплообменника 4, и всасывается компрессором 1. Применение неазеотропных смесей холодильных агентов целесообразно и в двухступенчатой холодильной машине. Так, двухступенчатая машина на смеси R13/R12 с последовательной конденсацией смеси позволяет получить температуру кипения $-100\text{ }^{\circ}\text{C}$ с высокими энергетическими и объемными показателями компрессоров. Каскадные холодильные установки применяют для получения наиболее низких температур. Так, установка с двумя одноступенчатыми ветвями — верхней на R12, R22, R502, R13B1 и нижней на R13, R13B1, R503 — позволяет получить температуры кипения $-95\ldots-40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Установка с верхней одноступенчатой ветвью и нижней двухступенчатой позволяет получить более низкие температуры — до $-110\text{ }^{\circ}\text{C}$. И самые низкие температуры для парокомпрессорных машин получают с помощью каскадных установок с тремя одноступенчатыми ветвями — верхней на R22, R502, средней на R13, R13B1, R503 и нижней на R14 — до $-140\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Каскадные установки с двумя одноступенчатыми ветвями наиболее широко распространены в серийно выпускаемых испытательных камерах, так как обеспечивают поддержание температур в широком диапазоне, просты по структуре, компактны, легко автоматизируются, в них относительно просто решается возврат масла в компрессор. Распространенный вариант каскадной холодильной установки показан на рис. 11.17. Компрессор 3 верхней ветви каскада нагнетает пар в маслоотделитель 2 и конденсатор 1. Жидкий хладагент из конденсатора поступает в линейный ресивер 7, освобождается от влаги и загрязнений в фильтре-осушителе 6, охлаждается в теплообменнике 4, дросселируется в дросселе 1' и кипит в конденсаторе-испарителе 5, отводя теплоту от конденсирующегося хладагента нижней ветви каскада. Образовавшийся пар нагревается в теплообменнике 4 и всасывается компрессором 3. Компрессор 9 нижней ветви каскада нагнетает пар в теплообменник 10, в котором пар охлаждается водой или воздухом, и далее в маслоотделитель 11, теплообменник 12 и конденсатор-испаритель 5. Жидкий хладагент проходит фильтр-осушитель 13, теплообменник 14, дроссель 6' и поступает в воздухоохладитель 15, в котором кипит, охлаждая воздух камеры. Об-

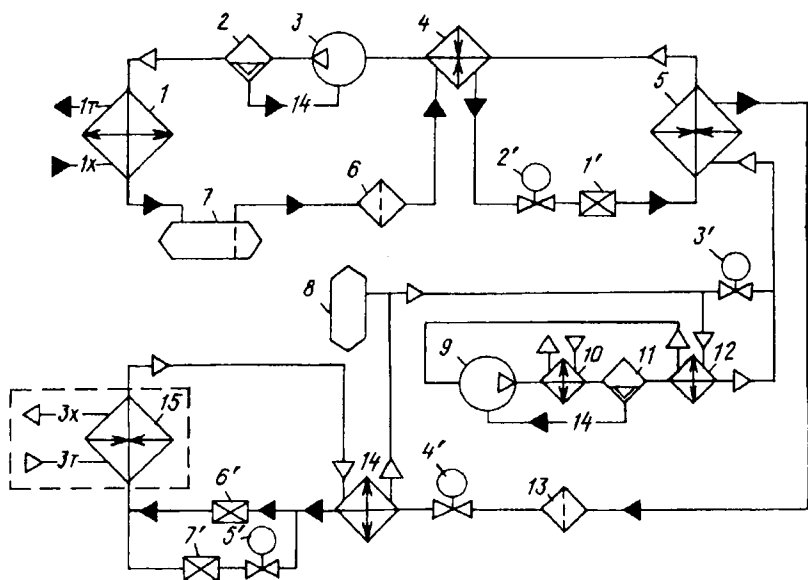


Рис. 11.17. Схема каскадной холодильной установки:

1 — конденсатор; 2, 11 — маслоотделители; 3 — компрессор верхней ветви каскада; 4, 10, 12, 14 — теплообменники; 5 — конденсатор-испаритель; 6, 13 — фильтр-осушитель; 7 — линейный ресивер; 8 — расширительный сосуд; 9 — компрессор нижней ветви каскада; 15 — воздухоохладитель; 1', 6', 7' — дроссели; 2'–5' — соленоидные вентили

разовавшийся пар нагревается в теплообменниках 14 и 12 и всасывается компрессором 9. Соленоидные вентили 2' и 4' закрываются одновременно с выключением компрессоров 3 и 9, чтобы предотвратить поступление жидкого хладагента со стороны высокого давления в конденсатор-испаритель и воздухоохладитель и их переполнение, и открываются при включении компрессоров. Соленоидный вентиль 3' открывается при включении компрессора 9, чтобы соединить сторону высокого давления с расширительным сосудом 8, и закрывается при включении компрессора. Соленоидный вентиль 5' открывается на период выхода камеры на стационарный режим, обеспечивая подачу жидкого хладагента и через дроссель 7' (обычно ручной регулирующий вентиль), поскольку массовая подача хладагента в пусковой период в несколько раз больше, чем в установившийся, и штатный дроссель 6' не может обеспечить подачу такого количества хладагента.

Холодильный (рефрижераторный) транспорт является соединительным звеном в непрерывной холодильной цепи, от его функционирования во многом зависит сохранение качества, снижение потерь, равномерное потребление скоропортящихся продуктов питания в течение года по различным регионам как отдельных стран, так и континентов. Скоропортящиеся пищевые продукты перевозят из районов их заготовки или производства различными видами холодильного транспорта (автомобильным, железнодорожным, водным и воздушным).

Продукты могут доставляться с перегрузкой и без перегрузки с одного вида транспорта на другой. При этом не исключено промежуточное хранение в холодильнике, где доставленная партия груза может быть разделена на более мелкие партии. Роль холодильного транспорта непрерывно возрастает в связи с растущим объемом внутренних и международных перевозок скоропортящихся продуктов, что характерно для всех экономически развитых стран. Причин тому несколько, а главная — непрерывный процесс экономической интеграции и специализации производства, как внутри отдельных стран, так и в международном масштабе.

В связи с такими условиями использования холодильные транспортные средства должны отвечать требованиям национальных и международных стандартов. Например, международное соглашение о транспортировке скоропортящихся пищевых продуктов в специальных транспортных средствах, принятое Экономической комиссией ООН для Европы, предписывает использовать классифицированные и утвержденные средства для транспортировки всех видов замороженных продуктов в международной торговле.

Наземные транспортные средства принято делить на изотермические, холодильные с безмашинным охлаждением, холодильные с машинным охлаждением и отопляемые.

Изотермическое (неохлаждаемое) транспортное средство — это средство, кузов (или цистерна) которого состоит из теплоизоляционных ограждающих конструкций, включая двери, пол и крышу, имеющих коэффициент теплопередачи $k \leq 0,7$ Вт/(м² · К) в обычном исполнении и $k \leq 0,4$ Вт/(м² · К) с усиленной изоляцией.

Холодильное транспортное средство с безмашинным охлаждением — теплоизолированное транспортное средство, охлаждаемое водным льдом, смесью водного льда с солью, сухим и эвтектическим льдом, криогенными веществами (жидкими азотом, воздухом) и другими устройствами, кроме компрессорных и абсорбционных машин, система охлаждения которого способна понижать температуру внутри порожнего кузова и затем поддерживать ее при наружной температуре $t_n = 30$ °С в зависимости от класса: не выше -20 °С (класс С); не выше -10 °С (класс В); не выше 7 °С (класс А). Система охлаждения должна без дополни-

тельных поступлений энергии или охлаждающего вещества обеспечить понижение температуры до заданного значения (в зависимости от класса) и поддержание ее на этом уровне в течение по крайней мере 12 ч.

Холодильное транспортное средство с машинным охлаждением — теплоизолированное транспортное средство, имеющее индивидуальную или общую для нескольких транспортных единиц холодильную установку, которая при $t_n = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ позволяет понижать температуру воздуха внутри порожнего кузова и затем поддерживать ее в зависимости от класса: 12–0 $^{\circ}\text{C}$ (класс А); 12 ... –10 $^{\circ}\text{C}$ (класс В); 12 ... –20 $^{\circ}\text{C}$ (класс С); не выше 2 $^{\circ}\text{C}$ (класс D); не выше –10 $^{\circ}\text{C}$ (класс E); не выше –20 $^{\circ}\text{C}$ (класс F).

Отапливаемое транспортное средство — теплоизолированное транспортное средство, имеющее нагревательную установку, позволяющую повышать температуру внутри порожнего кузова и затем поддерживать ее без дополнительного подвода энергии в течение по меньшей мере 12 ч на постоянном уровне не ниже 12 $^{\circ}\text{C}$ при средней температуре наружного воздуха в зависимости от класса: –10 $^{\circ}\text{C}$ (класс А); –20 $^{\circ}\text{C}$ (класс В). Кроме того, международные стандарты определяют требования к изготовлению, испытанию, размерам, режимам работы и т. д.

Основными направлениями развития холодильного транспорта являются: снижение энергопотребления; уменьшение потерь хладонов в атмосферу; внедрение озонобезопасных хладагентов; использование модифицированной газовой среды при перевозке овощей и фруктов; интеграция различных транспортных средств на основе модульного построения; повышение уровня автоматизации в результате применения микропроцессорной техники.

§ 12.1. ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫЙ ХОЛОДИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

Из общего объема междугородных перевозок скоропортящихся продуктов на долю железнодорожного холодильного (рефрижераторного) транспорта приходится почти 90 %. Хотя в объеме перевозок всех грузов по железной дороге доля перевозок скоропортящихся грузов составляет всего 3 %, это оказывается существенным, так как стоимость перевозки 1 т скоропортящихся продуктов на порядок выше средней стоимости перевозки по железной дороге 1 т других грузов.

Основным видом железнодорожного холодильного транспорта являются вагоны, которые по назначению подразделяют на универсальные и специальные. *Специальные вагоны* приспособлены для перевозки только отдельных видов продуктов, например молока, вина. *Универсальные вагоны*, предназначенные для перевозки всех видов продуктов, делят на изотермические и холодильные с машинным и безмашинным охлаждением.

Кузова вагонов изготавливают в основном цельнометаллическими, с несущими гофрированными стенками, подкрепленными элементами из гнутых профилей. Между наружной и внутренней обшивками располагаются теплоизоляционный и пароизоляционные материалы. Внутреннюю обшивку вагонов выполняют из гофрированных металлических (оцинкованная сталь, алюминий) или пластмассовых листов. Кузова вагонов могут быть и бескаркасными из трехслойных панелей типа сэндвич. Кузова грузовых вагонов имеют дверной проем, закрываемый дверями распашного или прислоненно-задвижного типа с резиновым уплотнением и запорным механизмом. Внутри на полу находится настил в виде металлических (стальных, алюминиевых) решеток, шарнирно прикрепленных к продольным стенкам, которые образуют каналы для прохода воздуха под грузом.

Изотермические вагоны. Неохлаждаемые вагоны, имеющие теплоизоляцию, составляют незначительную часть отечественного изотермического подвижного состава. В основном это специальные вагоны — цистерны для молока и вина. За рубежом, например в США, изотермические вагоны преобладают в парке холодильного подвижного состава. Это обусловлено несколькими причинами, а в частности: хорошо развитой системой предварительного охлаждения продуктов; применением эффективной изоляционной конструкции, допускающей изменение температуры в кузове не более $0,8\text{ К}$ за сутки. В изотермических вагонах перевозят продукты, допускающие изменение температуры в процессе перевозки на 8 К и при этом сохраняющие приемлемое качество. Продукты, подлежащие перевозке в таких вагонах, можно разделить на три группы: мороженные, охлажденные и не допускающие подмораживания. Мороженные продукты (мясо, молочные продукты, рыба) перевозят при температурах $-6...-12\text{ }^{\circ}\text{C}$, охлажденные (масло, жиры, сыр) $-5...-3\text{ }^{\circ}\text{C}$. Существенным преимуществом изотермических вагонов является отсутствие холодильного и нагревательного оборудования, а следовательно, и необходимости снабжения их энергоносителем, технического обслуживания в пути следования.

Вагоны с безмашинным охлаждением. В нашей стране эти вагоны составляют около 5% от всего железнодорожного холодильного транспорта. Из видов безмашинного охлаждения используют ледяное и льдосоляное охлаждение, охлаждение жидким и твердым диоксидом углерода, криогенными веществами. Ледяное и льдосоляное охлаждение — самый старый вид охлаждения, интерес к которому повышается с ростом цены на энергоносители и необходимостью защиты окружающей среды. Большая часть вагонов с таким видом охлаждения (называемых вагонами-ледниками) оборудована потолочными танками (бункерами) и пристенными карманами (бункерами), принцип действия которых показан на рис. 10.7 и 10.8. В таких вагонах находится несколько потолочных бункеров из оцинкованной стали. Лед и соль погружают через люки, расположенные на крыше вагона.

Расположение охлаждающих бункеров под потолком позволяет увеличить грузовую площадь вагона на 25–30 % по сравнению с вагонами той же длины, но с пристенными бункерами. Последние обычно располагаются у торцевых стен.

Так как вагоны с льдосоляным охлаждением нуждаются не только в первоначальной погрузке больших количеств льда и соли в охлаждающие приборы, но и в регулярном их пополнении, на железных дорогах, где они еще применяются, организована сеть пунктов льдоснабжения. В вагоны-ледники в потолочные танки погружают 5,5 т, а в пристенные карманы 6,4 т льда или льдосоляной смеси. В связи с тем что в вагоны-ледники приходится добавлять лед и соль через один-два дня пути, пункты льдоснабжения располагают друг от друга на расстоянии 400–500 км. Пункты льдоснабжения заготавливают естественный (или производят искусственный) лед в количестве, обеспечивающем объем грузовой работы данной железнодорожной станции, а также организуют хранение льда. К серьезным недостаткам льдосоляного охлаждения железнодорожных вагонов следует отнести: недостаточно низкую для замороженных продуктов температуру внутри вагонов; значительное уменьшение грузовой вместимости вагона из-за льдосоляных карманов; существенное уменьшение полезной грузовой вместимости вагона из-за погрузки большого количества льдосоляной смеси; необходимость организации густой сети пунктов льдоснабжения; трудоемкость операций по загрузке льдом и солью или необходимость устройства довольно сложной и дорогой системы механизации этих операций; возможность коррозии металлических элементов железнодорожного полотна, вызываемой стекающим из карманов рассолом.

Некоторых из указанных недостатков лишена система охлаждения эвтектическим льдом, который находится внутри полых плит — охлаждающих батарей. Плиты размещают на стенах в верхней части кузова и на потолке. Они компактны, поэтому практически не влияют на полезную вместимость вагона. Например, есть данные, что себестоимость перевозки замороженных грузов в вагонах, оборудованных плитами с эвтектическим льдом (плита имеет толщину 50 мм и массу 90 кг), которые поддерживают температуру воздуха в вагоне -18°C в течение 120 ч, на 54,2 % меньше, чем в вагонах с машинным охлаждением. При перевозке предварительно охлажденных овощей и фруктов наиболее эффективными являются вагоны-ледники, охлаждаемые водным льдом.

Охлаждение вагонов жидким и твердым диоксидом углерода и жидкими азотом и воздухом все шире используют для перевозки замороженных грузов. Достоинствами этих охлаждающих веществ являются их инертность по отношению к стратосферному озону, возможность получения низких температур, высокая объемная холодопроизводительность, бактерицидность газообразной среды диоксида углерода и азота. Теоретическая холодопроизводительность (т. е. без учета потерь при хранении и использовании) охлаждающих веществ представлена в табл. 12.1.

Т а б л и ц а 12.1. Теоретическая холодопроизводительность веществ

Показатель	Твердый CO_2	Жидкий CO_2 при 4°C	Жидкий азот
Теплота парообразования, кДж/кг	573,5	221,9	198,8
Теплота нагревания пара до -18°C , кДж/кг	50,2	50,2	173,7
Общая холодопроизводительность при -18°C , кДж/кг	623,7	272,1	372,5
Расход вещества по отношению к твердому CO_2 , кг	1	2,3	1,7

Твердый диоксид углерода имеет высокое значение холодопроизводительности, он широко распространен, для его использования не требуется сложное оборудование, например, его можно погружать в пристенные или потолочные танки.

Система охлаждения снегообразным CO_2 , не требующая существенных затрат при создании, показана на рис. 12.1. Верхняя часть вагона ограждается легкими конструкциями от грузового объема. Образуется бункер 1, который оснащают заправочным трубопроводом 4 с коллектором 3 и форсунками 2. На станциях обслуживания имеются стационарные сосуды с жидким CO_2 , предназначенные для заправки системы охлаждения вагонов. Заправочный трубопровод соединяют с этим сосудом и подают жидкий CO_2 в систему. На выходе из форсунок образуется снегообразный CO_2 , который накапливается в бункере в количестве, необходимом для поддержания заданной температуры в вагоне до следующей заправки. Например, за 45 мин из сосуда под давлением 1,4–2,1 МПа в систему заправляют такое количество CO_2 , которое обеспечивает поддержание заданной температуры воздуха в вагоне в течение 7 дней. В процессе работы системы в результате сублимации снега образуется пар CO_2 , который выходит

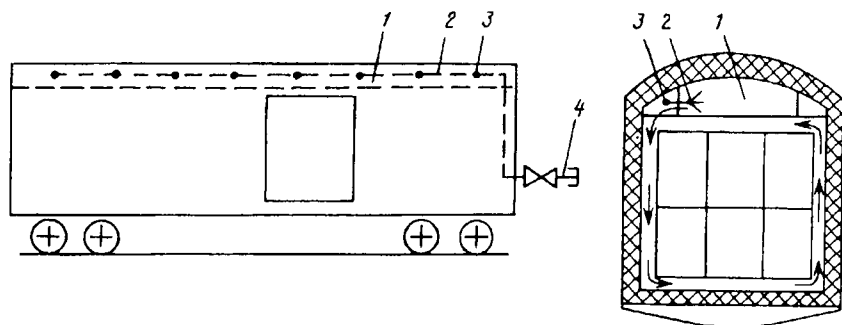


Рис. 12.1. Схема системы охлаждения твердым (снегообразным) диоксидом углерода:

1 — бункер; 2 — форсунки; 3 — коллектор; 4 — заправочный трубопровод

из бункера через окна, имеющиеся в одном боковом ограждении бункера, опускается в грузовой объем, охлаждая его. Недостатком такой системы охлаждения являются значительные колебания температуры среды в грузовом объеме в течение суток (на 5–7 К), а также необходимость в пунктах заправки жидким CO_2 .

Криогенные вещества хранят в теплоизолированных сосудах, расположенных в охлаждаемом пространстве или вне его, и подают под давлением через форсунки в охлаждаемое пространство по мере необходимости. На отечественных железных дорогах CO_2 и криогенные вещества пока не нашли применения из-за их относительно высокой стоимости и отсутствия достаточно развитого производства и сети заправочных станций, а в некоторых странах эти вещества играют заметную роль в железнодорожном холодильном транспорте.

Вагоны с машинным охлаждением. В нашей стране холодильный подвижной состав состоит в основном (около 95 % общего количества) из вагонов с машинным охлаждением. В подавляющем большинстве случаев применяют парокompрессорную холодильную машину. Недостатками машинного охлаждения являются сравнительно высокая стоимость оборудования и потребность в энергии или топливе для привода компрессора. Однако важным достоинством его является ускорение оборота вагонов, позволяющее существенно уменьшить затраты на обслуживающий персонал и потери перевозимых продуктов.

В настоящее время парк холодильного железнодорожного транспорта с машинным охлаждением в основном состоит из 5-вагонных секций, относящихся к так называемому групповому составу, а также из автономных вагонов-холодильников. Основные данные об этих средствах транспорта приведены в табл. 12.2.

В состав 5-вагонных секций типа ЗВ-5, РС-4 входят четыре грузовых вагона и один служебный, расположенный в середине состава, в котором находятся дизель-электростанция и помещения для обслуживающей бригады, которая сопровождает секцию.

Каждый грузовой вагон (рис. 12.2) секции РС-4 имеет машинное отделение, в котором находится два компрессорно-конденсаторных агрегата блочной холодильной машины ВР-1М. Агрегаты установлены в два яруса на одном каркасе. В грузовом помещении расположены воздухоохладители 7, над которыми находятся электронагреватели. Холодный воздух в грузовое помещение подается вентиляторами 8 по воздуховоду 1 с отверстиями на нижней стенке. Для вентиляции грузового объема при перевозке охлажденных продуктов служит отдельный вентилятор 2, который забирает воздух по каналу 3 через воздухозаборное отверстие 4. Канал 3 соединяется с каналом 1 при открытии заслонки рукояткой 9.

Компрессорно-конденсаторный агрегат включает бессальниковый компрессор, воздушный конденсатор, линейный ресивер, теплообменник, фильтр-осушитель, смотровое стекло с индикатором

Т а б л и ц а 12.2. Характеристика грузовых холодильных вагонов

Показатель	Вагон-ледник	Автономный вагон с кузовом, м		5-вагонная секция	
		19	21	ZB-5	PC-4
Температура в кузове, °C	-20...14	-18...14	-20...14	-20...14	
Коэффициент теплопередачи кузова, Вт/(м ² · К)	0,4	0,35		0,32	0,33
Длина наружная, м	17	19	21	21	21
Площадь пола загрузочная, м ²	41,3	40,3	45,5	48	46,4
Объем загрузочный, м ³	82	88	100	104	111,8
Грузоподъемность, т	49,9	40	39	41,5	46
В том числе со льдом	44,4				

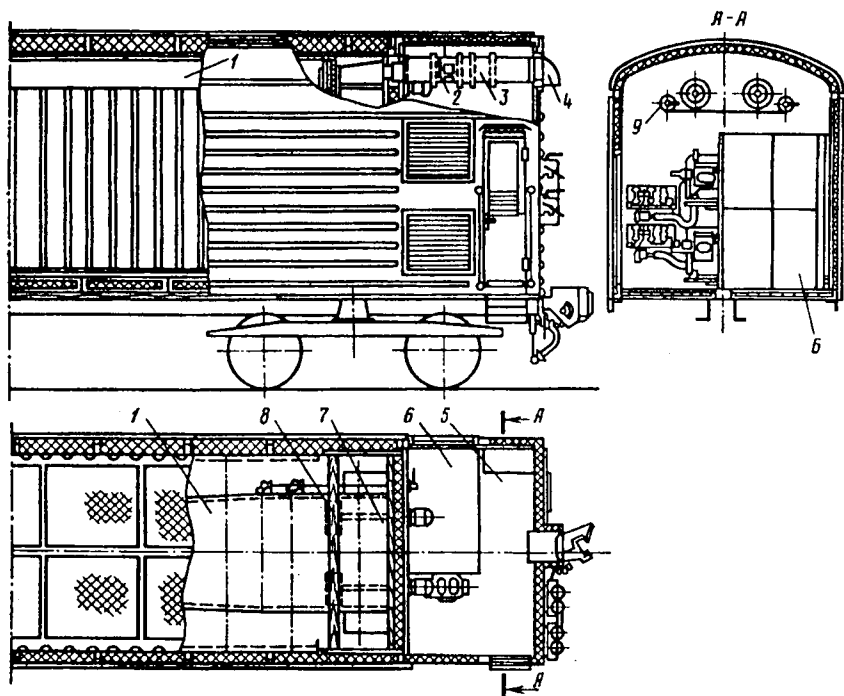


Рис. 12.2. Грузовой вагон 5-вагонной холодильной секции:

1, 3 — воздуховоды; 2, 8 — вентиляторы; 4 — воздухозаборные отверстия; 5 — машинное отделение; 6 — компрессорно-конденсаторный агрегат; 7 — воздухоохладитель; 9 — рукоятка заслонки

влажности хладагента, ТРВ, регулятор давления, контрольно-измерительные приборы, арматуру, приборы систем автоматизации. Воздухоохладитель двухсекционный — по числу агрегатов. Регулятор давления, поддерживающий постоянное давление после себя, и байпасная линия с соленоидным клапаном обеспечивают разгрузку электродвигателя компрессора в период пуска и в процессе работы.

Электронагреватель мощностью 16,2 кВт состоит из трех секций, в том числе одной резервной, трубчатых электронагревательных элементов.

Предусмотрены следующие режимы работы холодильной (и нагревательной) установки: режим охлаждения при перевозке замороженных продуктов, когда температура наружного воздуха выше -18°C ; режим охлаждения при перевозке овощей и фруктов, включающий их холодильную обработку (охлаждение) от 30 до 4°C в течение 48 ч и последующее хранение в условиях $t_{\text{н}} > 4^{\circ}\text{C}$; режим нагревания при перевозке продуктов в условиях $t_{\text{н}} < 4^{\circ}\text{C}$. Оттаивание осуществляют горячим паром способом «на проход», открытием соленоидного клапана на линии подачи горячего пара из компрессора в секцию воздухоохладителя.

Грузовые вагоны секции ЗВ-5 оборудованы холодильным агрегатом ФАЛ-056 с компрессором двухступенчатого сжатия.

Автономные холодильные вагоны используют для перевозки малых партий грузов при температурах в грузовом помещении $14\ldots -20^{\circ}\text{C}$. Они могут включаться в состав 5-вагонной секции, грузового и пассажирского поездов. Узлы конструкции кузова унифицированы с грузовым вагоном 5-вагонной секции. В вагоне имеются грузовое помещение и два машинных отделения, расположенных по торцам. В каждом из машинных отделений находятся моноблочные холодильная машина и дизель-генератор с топливным баком. Блочное исполнение позволяет легко демонтировать их в случае ремонта.

Холодильный агрегат включает бессальниковый двухступенчатый компрессор, воздушный конденсатор, линейный ресивер, фильтр-осушитель и воздухоохладитель, ТРВ, регулятор давления, индикатор влажности хладагента, арматуру, контрольно-измерительные приборы и приборы систем автоматизации.

Работа холодильно-нагревательной установки автоматизирована. В зависимости от вида перевозимого продукта с помощью переключателей устанавливают температурный режим: охлаждение предварительно неохлажденных продуктов; охлаждение или отопление. Оттаивание инея с поверхности воздухоохладителя выполняется по способу «на проход» автоматически по команде реле времени. Для технического обслуживания и планового ремонта поездов и вагонов с машинным охлаждением на крупных узловых станциях созданы холодильные (рефрижераторные) депо. Для контроля за работой автономных вагонов

(поскольку они не имеют обслуживающего персонала) имеются линейные пункты технического обслуживания, на которых осуществляется проверка агрегатов через каждые 24–30 ч следования (движения) вагона.

§ 12.2. АВТОМОБИЛЬНЫЙ ХОЛОДИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

Автомобильный холодильный (рефрижераторный) транспорт является не только средством внутригородской связи между холодильными предприятиями, но и средством для междугородных и даже международных перевозок пищевых продуктов.

Средствами автомобильного холодильного транспорта являются фургоны, полуприцепы, прицепы одно- и двухосные, которые могут быть изотермическими и холодильными (иногда называемыми авторефрижераторами) с машинным и безмашинным охлаждением.

Автомобильные транспортные средства в зависимости от грузоподъемности и назначения могут быть малой грузоподъемности (0,5–1,5 т), предназначенные для внутригородских перевозок продуктов мелкими партиями, средней грузоподъемности (2,5–5 т), предназначенные для внутригородских и внутриобластных перевозок, большой грузоподъемности (8–22 т), предназначенные для межобластных и международных перевозок продуктов.

Конструкция изотермического кузова может быть каркасной и бескаркасной. Последняя выполняется из панелей типа сэндвич с наружной обшивкой из металлических (стальных или алюминиевых) листов и внутренней обшивкой из металлических или пластмассовых листов. Теплоизоляция из наполненного хладагентом пенополиуретана имеет толщину 30–50 мм и 80–100 мм в зависимости от класса теплоизолированного кузова. Для защиты пола от повреждений его покрывают решеткой или выполняют из алюминиевого профиля с каналами для циркуляции воздуха. Для слива конденсата из кузова имеются дренажные отверстия, закрывающиеся снаружи пробками. Для ведения загрузочно-разгрузочных работ предусматривают двери в задней торцевой стене, которые выполняют двухстворчатыми на полный ее профиль. Кроме того, иногда делают дополнительную боковую дверь. Если кузов имеет несколько отсеков, то каждый отсек имеет дверь. Уплотнение дверных проемов делают двойным: наружное и внутреннее многослойное, что обеспечивает герметичность дверного проема при использовании запорного механизма.

Изотермические автомобили. Они применяются для перевозок предварительно охлажденных (или замороженных) продуктов в условиях, в которых повышение температуры за время погрузки, выгрузки и транспортирования не отразится на качестве продуктов. Например, рыбу, замороженную до -40°C , можно транспортировать без охлаждения в течение 5–6 дней.

Автомобили с безмашинным охлаждением. Они используются в основном для внутригородских перевозок пищевых продуктов и охлаждаются диоксидом углерода, эвтектическим льдом и криогенными веществами.

Внутригородская доставка продуктов характеризуется частыми остановками продолжительностью 20–30 мин, во время которых выгружают партии продуктов. Теплоприток через открытые двери в результате частого их открывания составляет в теплое время года основную часть тепловой нагрузки. Установлено, что расчетная тепловая нагрузка в два-три раза больше суммарного теплопритока в кузов. Поэтому система охлаждения должна быть рассчитана на работу в условиях чередующихся пиков тепловой нагрузки. Низкая температура кипения криогенных веществ и сублимации твердого диоксида углерода, а также возможность изменения массы подаваемого охлаждающего вещества в широком диапазоне обеспечивают требуемую скорость охлаждения воздуха. Кроме того, эти системы просты по структуре и в обслуживании, имеют небольшие размеры и массу, работают бесшумно, им не требуется энергия для работы, устройства для таяния инея и циркуляции воздуха в кузове, а высокая концентрация азота и диоксида углерода в охлаждаемом объеме способствуют сохранению качества продуктов.

Система охлаждения жидким азотом включает следующие основные элементы (рис. 12.3): теплоизолированный сосуд (обычно сосуд Дьюара) 1 вместимостью свыше 150 кг, расположенный в охлаждаемом объеме или вне его, из которого азот под давлением 50–160 кПа подается по заглубленному (почти до дна) тру-

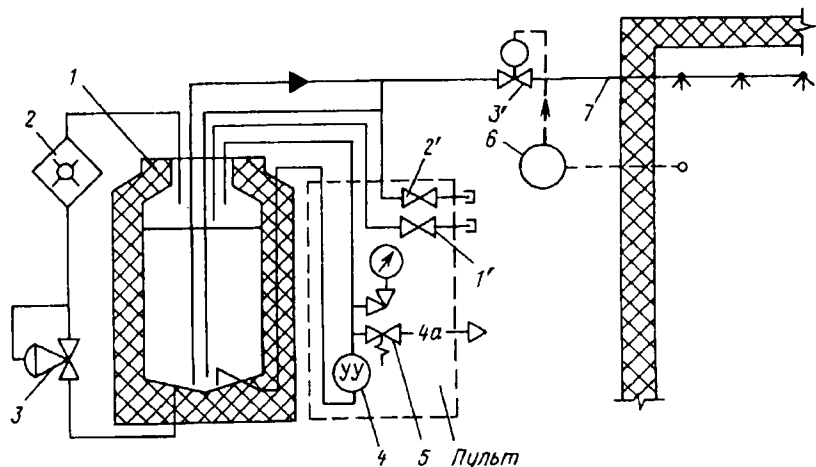


Рис. 12.3. Схема системы охлаждения жидким азотом:

1 — сосуд Дьюара; 2 — газификатор; 3 — регулятор давления; 4 — указатель уровня; 5 — предохранительный клапан; 6 — реле температуры; 7 — распылительный коллектор; 1', 2' — запорные вентили; 3' — соленоидный вентиль

бопроводу в распылительный коллектор 7, если открыт соленоидный вентиль 3', через отверстия впрыскивается в объем кузова и, испаряясь, охлаждает воздух и продукты. Реле температуры 6, датчик которого находится в охлаждаемом объеме, управляет соленоидным вентилем 3', поддерживая заданную температуру. Включение соленоидного вентиля 3' блокируется концевым выключателем при открывании двери, чтобы не допустить распыления азота в кузове, поскольку там могут находиться люди.

Для поддержания постоянного избыточного давления в сосуде служит газификатор (испаритель) 2, в который жидкий азот подается посредством регулятора давления 3, поддерживающего после себя (по ходу движения потока) постоянное давление. Наличие жидкого азота в сосуде контролируется с помощью указателя уровня 4, а давление в системе определяется по манометру. Заполнение сосуда производят через вентиль 2' при открытом вентиле 1'. Предохранительный клапан 5 не допускает повышения давления в сосуде выше допустимого значения (0,2 МПа), перепуская часть пара в окружающий воздух. При охлаждении массовая доля азота в воздухе кузова достигает 99 %, поэтому требуется дополнительное время (от 5 до 20 мин) на проветривание кузова перед входом людей для разгрузки. Расход жидкого азота зависит от теплопритока, герметичности кузова и других факторов, но при внутригородской перевозке в летний период он составляет от 9 до 17 кг/ч.

Наряду с жидким азотом используют и жидкий воздух, имеющий нормальную температуру кипения -193°C (азот -196°C), скрытую теплоту парообразования 205 кДж/кг (азот 199,7 кДж/кг) и более низкую цену. Кроме того, атмосфера внутри охлаждаемого объема не является опасной для человека. Следовательно, сокращается время простоя автомобиля под разгрузкой и теплоприток в охлаждаемый объем.

Недостатками системы охлаждения жидким азотом и воздухом являются большой расход вещества, в том числе при хранении (до 2,5 %), и необходимость иметь сеть заправочных станций.

Системы охлаждения диоксидом углерода являются более простыми по структуре и в техническом обслуживании, надежными и безопасными. Удельная холодопроизводительность при поддержании температуры воздуха -18°C у твердого CO_2 в 1,7 раза больше, чем у криогенных веществ, а у жидкого CO_2 она незначительно меньше. Газообразный CO_2 значительно тяжелее азота, поэтому продолжительность проветривания кузова меньше. Он безопасней азота, так как человек ощущает его присутствие в воздухе.

Наиболее широко распространены системы охлаждения твердым CO_2 , как более простые, надежные и безопасные. Но их работу трудно автоматизировать, и им свойствен значительный расход CO_2 (в среднем 10–12 кг/ч при перевозках в городе).

Один из вариантов системы охлаждения сухим льдом включает теплоизолированный сосуд, содержащий сухой лед и имею-

щий развитую теплообменную поверхность, которую омывает воздух, циркулирующий с помощью вентилятора между кузовом и охлаждающей поверхностью с температурой -79°C . Газообразный CO_2 , образующийся при сублимации сухого льда, отводится в окружающий воздух. Температура воздуха в кузове поддерживается автоматически путем включения и выключения вентилятора. Система охлаждения располагается вне кузова на его передней стенке над кабиной водителя. Сухой лед в количестве 100 кг в виде гранул или мелких кусочков погружают в сосуд через крышку сверху. Достоинством этой системы являются возможность изменить холодопроизводительность системы и наличие атмосферного воздуха в кузове.

Системы охлаждения жидким CO_2 , как и криогенными веществами, применяют тогда, когда доставка груза характеризуется частыми остановками для выгрузки, кузов имеет несколько температурных отсеков. Структура системы охлаждения жидким CO_2 подобна приведенной на рис. 12.3. Жидкий CO_2 хранится в сосуде при давлении 2,1 МПа, температуре -18°C . Регулятор температуры поддерживает заданный режим в кузове, периодически открывая вентиль на трубопроводе, по которому жидкий CO_2 из сосуда поступает в распылительный коллектор и кузов. В сосуде высокое давление, поэтому в системе нет газификатора.

Сжиженный природный газ (обычно смесь 80 % пропана и 20 % бутана), который служит топливом для двигателя автомобиля, используют как охлаждающее вещество. Система охлаждения сжиженным природным газом (рис. 12.4) состоит из баллона 1 с запасом сжиженного газа, который под давлением 0,6–1,0 МПа через теплообменник 2 и дроссель 3' подается в воздухоохладитель 5,

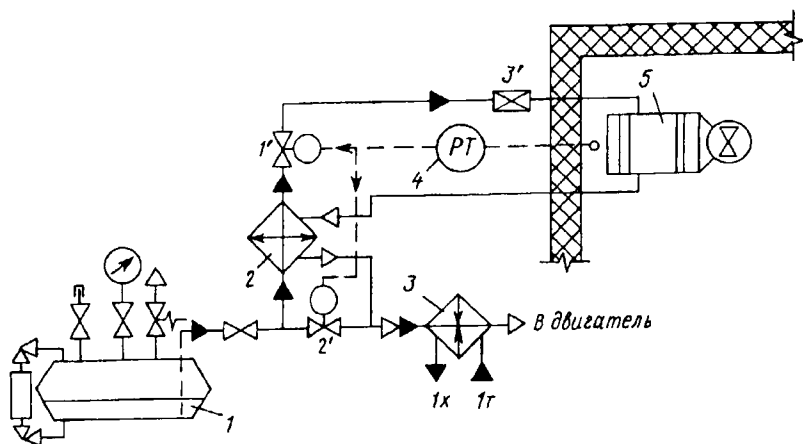


Рис. 12.4. Схема системы охлаждения сжиженным природным газом:

1 — сосуд; 2 — теплообменник; 3 — водяной теплообменник; 4 — реле температуры; 5 — воздухоохладитель; 1', 2' — соленоидные вентили; 3' — дроссель

в котором кипит, охлаждая воздух в кузове. Холодный газ нагревается сначала в теплообменнике 2, охлаждая жидкость, затем в теплообменнике 3, понижая температуру воды, циркулирующей в системе охлаждения двигателя автомобиля, далее смешивается с воздухом и направляется в двигатель автомобиля.

Температура воздуха в кузове поддерживается автоматически. Если она превысит заданную, то по сигналу реле температуры 4 открывается соленоидный клапан 1' и закрывается 2'. Недостатками такой системы являются относительно большой период предварительного охлаждения кузова из-за высокой температуры кипения смеси пропана с бутаном и небольшой удельной теплотой парообразования.

Известна система охлаждения с использованием жидкого аммиака в разомкнутом цикле. Жидкий аммиак из сосуда под давлением, зависящим от температуры окружающего воздуха, с помощью регулятора температуры подается в воздухоохладитель, находящийся в кузове, кипит в нем, охлаждая воздух. Образовавшийся пар аммиака поступает в камеру сгорания с каталитической горелкой, где разлагается на водяной пар и азот и отводится в атмосферу.

Система охлаждения эвтектическим льдом, находящимся в плитах, которые являются батареями-аккумуляторами, применяется при перевозке мелких партий продуктов. Плиты размещаются на стенах и потолке кузова и за счет таяния льда обеспечивают поддержание заданной температуры воздуха в кузове. Заряжают аккумуляторы (замораживают раствор) обычно во время стоянки автомобиля в гараже, используя холодильную установку, стационарную или установленную на шасси этого автомобиля. Считается, что время замораживания эвтектической смеси не должно превышать 10 ч. В течение рабочего дня (принимается 14 ч) за счет таяния льда должна поддерживаться требуемая температура в кузове. Система охлаждения с эвтектическим льдом наиболее проста по устройству и техническому обслуживанию, надежна. Но она обладает недостатками: имеет большую массу и ее холодопроизводительность изменяется в узком диапазоне.

Лучшими эксплуатационными свойствами обладают комбинированные системы охлаждения, например машинное охлаждение с аккумуляцией холода эвтектическим льдом или азотное охлаждение так же с аккумуляцией холода. Наличие аккумулятора холода позволяет использовать холодильную машину с меньшей холодопроизводительностью и расходовать меньшую массу азота, например охлаждать жидким азотом только в теплое время года.

Автомобили с машинным охлаждением. Они наиболее распространены и используются для перевозки продуктов, как в пределах города, так и между государствами, поскольку могут работать непрерывно, поддерживать различные температуры воздуха в кузове и обогревать кузов при необходимости.

В связи с поиском экологически чистых холодильных машин появляются автомобильные системы охлаждения, включающие воздушные (вихревые трубы) и газовые (машина Филиппс) холодильные машины, абсорбционно-диффузионные холодильные трубы. Эти системы по некоторым показателям качества приближаются к традиционно применяемым с парокомпрессорными холодильными машинами.

Холодильная установка обычно включает бессальниковый компрессор, воздушный конденсатор, линейный ресивер, фильтр-осушитель, теплообменник, воздухоохладитель, терморегулирующий вентиль и регулятор давления, пульт управления с контрольно-измерительными приборами, приборами систем автоматизации (систем автоматического регулирования, управления, сигнализации и защиты).

Холодильное оборудование, выполненное в облегченном варианте, komponуют в виде двух блоков (рис. 12.5): холодильный агрегат 1 и тепловой двигатель для автономного привода компрессора располагают на передней торцевой части кузова, а воздухоохладитель 2 находится в охлаждаемом объеме. В зависимости от холодопроизводительности (и грузоподъемности автомобиля) применяют различные типы привода: от основного двигателя автомобиля посредством гидropередачи или специальной муфты; от автономного двигателя (бензинового, дизельного, газового); от дизель-генератора. В автомобилях малой и средней грузоподъемности используют привод от основного двигателя, а в автомобилях большой грузоподъемности — от автономного двигателя и дизель генератора — нередко в совокупности с электродвигателем для привода компрессора во время длительной стоянки от стационарного источника.

Холодильная установка работает автоматически. Оттаивание воздухоохладителя осуществляется горячим паром хладагента способом «на проход». Оно начинается по команде реле разности давлений, которое контролирует разность давлений воздуха до и после воздухоохладителя, на переключение трехходового соленоидного вентиля, установленного перед конденсатором, а заканчивается по команде реле времени. Обогрев кузова в зимний период осуществляется горячим паром хладагента. Для этого систему управления переключают на режим отопления. При этом хладагент циркулирует в системе так же, как при оттаивании, но температура воздуха в кузове поддерживается автоматически.

Системы машинного охлаждения имеют недостатки: сложность структуры, технического обслуживания и ремонта, значительное потребление дорогостоящего топлива, высокий уровень шума при работе.

Основными направлениями развития холодильного автомобильного транспорта являются: создание экономичных и экологически чистых систем охлаждения; применение теплоизоляционных панелей типа сэндвич с $k = 0,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; секционирование ох-

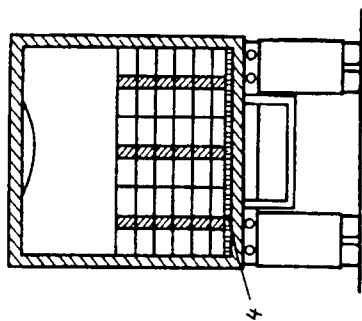
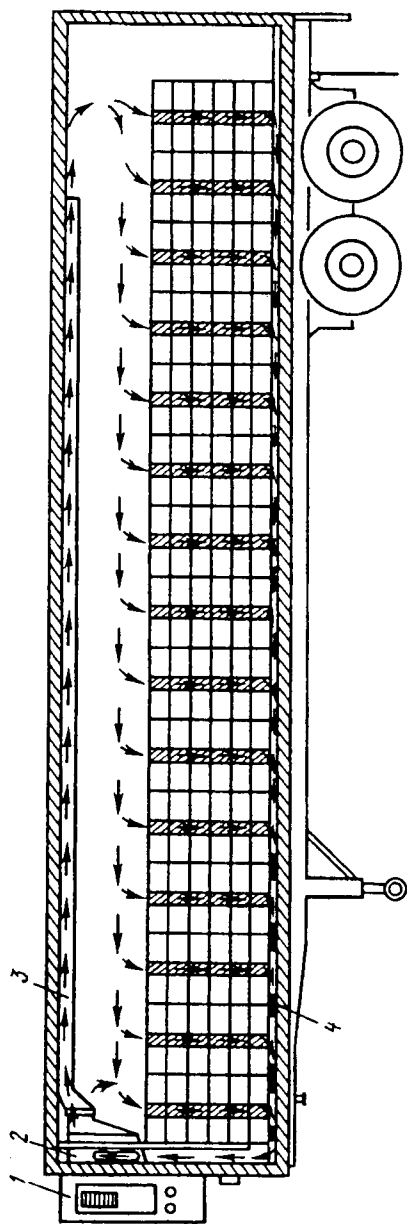


Рис. 12.5. Кузов холодильного полуприцепа:
 1 — холодильный агрегат; 2 — воздухоохладитель; 3 — нагревательный воздуш-
 ный канал; 4 — каналы для возврата воздуха

лаждаемого объема для возможности одновременной перевозки охлажденных и мороженных продуктов; повышение точности поддержания температуры воздуха и равномерности температурного поля в охлаждаемом объеме путем увеличения кратности воздухообмена до 100 (вместо 60) объемов в час.

§ 12.3. ХОЛОДИЛЬНЫЕ КОНТЕЙНЕРЫ

Контейнером называется многократно оборачивающаяся тара для смешанных перевозок грузов, например, железнодорожным, водным и автомобильным транспортом и временного хранения. В контейнере груз перевозится разными видами транспорта без перегрузки, перегружается сам контейнер. Это обеспечивает высокую сохранность груза, уменьшает его потери от повреждения. Использование контейнеров позволяет повысить производительность труда на загрузочно-разгрузочных операциях в четыре-пять раз по сравнению с обычными перевозками, резко уменьшить простои транспортных средств под загрузкой, ускоряет перевозки вследствие уменьшения количества грузовых операций. В то же время контейнеризация требует больших затрат: необходимы контейнеры, контейнерные площадки (терминалы) для хранения контейнеров и станции их технического обслуживания, загрузочно-разгрузочные механизмы, развитая транспортная сеть и т. д.

Контейнеризация обычно целесообразна при смешанных перевозках на большие расстояния на постоянных линиях, когда имеется встречный поток грузов. Она носит международный характер, поэтому конструкция и основные характеристики контейнеров должны отвечать международным стандартам ИСО.

Контейнеры имеют разную длину, но одинаковые размеры по высоте и ширине 8 футов (2438 мм). Контейнеры (типа 1АА), предназначенные для перевозки мяса в подвешенном состоянии, имеют несколько увеличенную высоту 2591 мм.

Основой контейнерного парка являются крупнотоннажные массой брутто 20 т (тип 1С длиной 6055 мм) и 30 т (тип 1А длиной 12 190 мм). Холодильные контейнеры могут быть: изотермическими, охлаждаемыми с машинным и безмашинным охлаждением и отопляемыми. Холодильные контейнеры рассчитывают на эксплуатацию при температурах наружного воздуха $-40...45^{\circ}\text{C}$. Номинальный режим работы контейнеров: охлаждаемых $t_{\text{пм}} = -20^{\circ}\text{C}$ при $t_{\text{н}} = 45^{\circ}\text{C}$, отопляемых $t_{\text{пм}} = 16^{\circ}\text{C}$ при $t_{\text{н}} = -40^{\circ}\text{C}$. Холодильная (и нагревательная) установка должна выполнять свои функции при $t_{\text{н}} = 55...-50^{\circ}\text{C}$ и атмосферном давлении 83–105 кПа. При перевозке фруктов должна быть предусмотрена вентиляция, обеспечивающая объемную подачу от 1,5 до 5,9 м³/ч.

Контейнер в общем случае состоит из теплоизолированного кузова с дверью и другими внутренними элементами и машинного отделения (отсека). Кузов контейнера включает несущий ме-

таллический каркас, наружную и внутреннюю обшивки, объединенные вспененным пенополиуретаном. Наружную обшивку выполняют из гладких или гофрированных металлических (стальных, алюминиевых) или пластмассовых листов, а в некоторых случаях — из фанеры, покрытой пластмассой. Наружную обшивку крепят к каркасу сваркой, заклепками или винтами. Для внутренней обшивки используют листы из коррозионно-стойкой стали, алюминия, стеклопластика или фанеры с пластиковым покрытием, которые крепят к каркасу заклепками и винтами. Для обеспечения циркуляции воздуха между грузом и стенкой, а также для крепления груза, внутренняя обшивка имеет выступы различной конфигурации. Пенополиуретановая теплоизоляция, обычно наполненная газом, имеет плотность от 35 до 40 кг/м³, теплопроводность от 0,019 до 0,023 Вт/(м · К), толщину от 90 до 120 мм и коэффициент теплопередачи от 0,29 до 0,40 Вт/(м² · К). Для теплоизоляции пола применяют пенополиуретан плотностью 90 кг/м³, имеющий большую прочность на сжатие. Внутри кузов оборудован настилом пола, воздухопроводом, фиксаторами для перевозки мяса в подвешенном состоянии. Настил пола выполняют из алюминиевого проката Т- или П-образного профиля, образующего продольные каналы, по которым циркулирует под грузом воздух. Воздуховоды (металлические, пластмассовые, тканевые) длины от 0,3 до 0,7 длины кузова располагаются над грузом. Контейнер имеет дверной проем шириной не менее 2,2 м, закрывающийся двухстворчатыми дверьми с углом раскрытия не менее 270°. Дверной проем герметизируют двойным уплотнением (наружным и внутренним), выполненным из нескольких слоев резины различного профиля. Двери контейнеров имеют большую (на 20–30 %) толщину изоляции и оснащаются запорными устройствами натяжного действия.

Для закрепления контейнеров на транспортных средствах при перевозке и штабелировании они снабжены восемью угловыми фитингами (детальными с тремя отверстиями определенного профиля). Фитинги служат и для захвата контейнеров подъемно-транспортными средствами при перегрузочных операциях.

Развитие морских перевозок привело к созданию специализированных морских контейнеров с повышенными коррозионной защитой материалов и прочностью конструкции. Продолжительность морских перевозок намного больше, а условия эксплуатации труднее, чем наземных, поэтому использовать и транспортировать контейнеры с автономными холодильной и дизель-генераторной установками нецелесообразно. Экономичней использовать централизованную систему охлаждения. Для подключения к централизованной или автономной системам охлаждения в стенке контейнера предусматривают два отверстия диаметром 0,25 м, оснащенных быстродействующим затвором для герметичного соединения с воздухопроводами (всасывающим и нагнетательным).

Изотермические контейнеры. Они используются для перевозки охлажденных и замороженных пищевых продуктов на неболь-

шие расстояния по так называемым кольцевым маршрутам. Их доля незначительна.

Контейнеры с безмашинным охлаждением. Эти контейнеры охлаждаются жидким азотом, диоксидом углерода и эвтектическим льдом. Наиболее распространена азотная система охлаждения. Ее схема аналогична азотной системе охлаждения автомобильных транспортных средств (см. рис. 12.3), но она содержит два-три сосуда с азотом, соединенных параллельно. Азотную систему komponуют в виде моноблока, встраиваемого в машинный отсек контейнера. Структура систем охлаждения диоксидом углерода и эвтектическим льдом так же подобна тем, которые применяются в автотранспортных средствах.

Контейнеры с машинным охлаждением. Машинное охлаждение имеют приблизительно 90 % контейнеров мирового парка. В связи с разнообразием условий смешанных перевозок применяют различные типы контейнеров и холодильных (точнее холодильных и нагревательных) установок. Так, при транспортировке контейнеров наземным транспортом часто применяют встроенные установки с индивидуальным приводом от дизель-генератора. Иногда наряду с тепловым двигателем устанавливают и электродвигатель. В случае привода от теплового двигателя электродвигатель работает как генератор, дающий ток для привода вентиляторов конденсатора и воздухоохладителя, что позволяет исключить ременную передачу. Блочная холодильная установка размещается в торце в верхней части контейнера, а блочный дизель-генератор — в нижней. Объем машинного отделения составляет 11–12 % от вместимости контейнера, а глубина 0,6–0,65 м.

Есть контейнеры со встроенной холодильно-нагревательной установкой без дизель-генератора. Полезная вместимость таких контейнеров больше. Эти контейнеры используют при централизованном энергоснабжении на постоянных транспортных линиях, при непродолжительном хранении в пунктах перегрузки.

При смешанных перевозках морским и наземным транспортом или при часто меняющихся маршрутах используют контейнеры со съемной встроенной либо навесной холодильной установкой. Навесной блок выходит за габаритные размеры контейнера на 0,5 м по длине. Эти контейнеры используют при централизованной и автономной системах охлаждения.

Холодильные установки контейнеров подобны установкам наземных транспортных средств. Но условия эксплуатации контейнерных установок более тяжелые, поэтому их оборудование имеет исполнение, обеспечивающее повышенную коррозионную стойкость, пыле- и влагозащищенность, виброустойчивость, прочность, а также работоспособность при кренах до 30° и дифферентах до 6°.

Компрессоры в основном поршневые бессальниковые, обладающие высокой надежностью. Конденсаторы — с воздушным охлаждением. Однако в установках для морских контейнеров предусматривают также водяное охлаждение ресивера-конденсатора, который

имеет штуцера для быстрого соединения с системой водоснабжения судна. Водяное охлаждение улучшает условия работы компрессора и уменьшает тепловыделение в трюме. Система автоматического управления выключает вентилятор воздушного конденсатора и прекращает подачу воды при снижении давления конденсации до предельного значения. Воздухоохладители размещаются в теплоизолированном пространстве. Воздух подается одним или несколькими осевыми вентиляторами. Для оттаивания испарителей и обогрева контейнеров применяют в основном трубчатые электронагреватели. Поддон воздухоохладителя и трубопровод дренирования талой воды нагреваются так же электронагревателями.

Холодильные установки контейнеров работают автоматически, с записью режима работы в течение большого промежутка времени (до 30 сут). Они могут работать без технического обслуживания сроком до 60 сут. Процессом оттаивания управляет реле разности давлений, контролирующее разность давлений воздуха до и после воздухоохладителя. Иногда работу реле разности давлений дублирует реле времени. Оттаивание прекращается по команде реле температуры, которое контролирует температуру поверхности батареи воздухоохладителя.

В состав некоторых установок контейнеров входят не одна, а две холодильные машины (рис. 12.6). Наличие двух холодильных машин позволяет рациональнее (по затрате энергии) изменять производительность установки, повысить надежность и гиб-

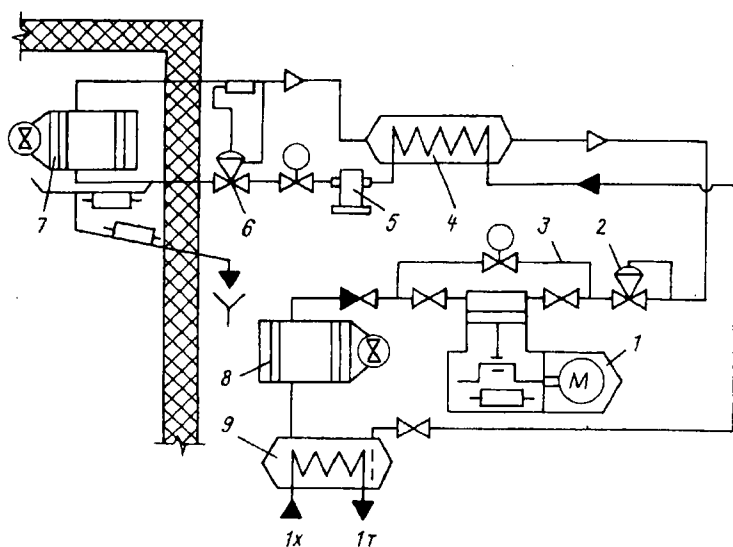


Рис. 12.6. Схема холодильной машины контейнера:

- 1 — бессальниковый компрессор; 2 — регулятор давления; 3 — байпас; 4 — теплообменник; 5 — фильтр-осушитель; 6 — ТРВ; 7 — воздухоохладитель; 8 — воздушный конденсатор; 9 — конденсатор — линейный ресивер

кость ее функционирования. При перевозке мороженных продуктов обычно работают две машины, а при перевозке охлажденных — одна. Пуск компрессоров во всех ситуациях производится со сдвигом во времени. Это уменьшает нагрузку на дизель-генератор во время пуска и позволяет уменьшить его электрическую мощность, массу и габаритные размеры.

Возможны два варианта компоновки холодильной установки: воздухоохладитель находится в грузовом пространстве или вне его, либо сообщается с охлаждаемым пространством всасывающим и нагнетательным каналами (рис. 12.7). Преимуществом первого варианта компоновки являются простота решения и отсутствие необходимости теплоизолировать воздухоохладитель.

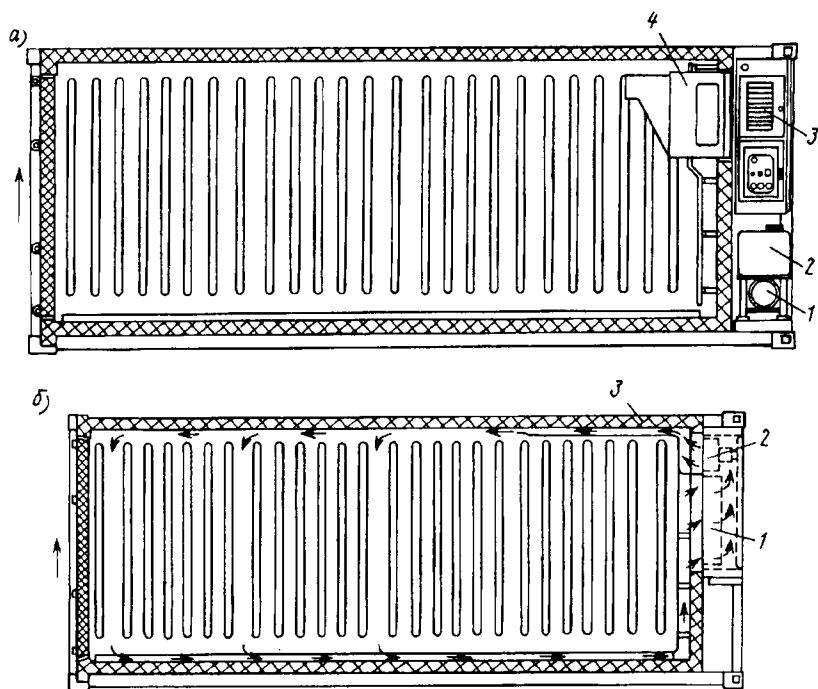


Рис. 12.7. Холодильные контейнеры: а — с воздухоохладителем в грузовом пространстве; б — с воздухоохладителем вне грузового пространства;

1 — дизель-генератор; 2 — топливный бак; 3 — холодильный агрегат; 4 — воздухоохладитель

А к достоинствам второго варианта можно отнести некоторое увеличение вместимости и упрощение операций технического обслуживания воздухоохладителей.

В общем процессе контейнеризации перевозок холодильные контейнеры остаются перспективными транспортными средствами, так как объем перевозки в них охлажденных и мороженных

продуктов увеличивается ежегодно в среднем на 7,5 %. Дальнейшее совершенствование холодильных контейнеров связано: с повышением точности поддержания температуры и влажности воздуха путем улучшения воздухораспределения и повышения кратности воздухообмена до 120 объемов в час; с увеличением уровня надежности путем использования герметичных спиральных компрессоров; с уменьшением их негативного влияния на окружающую среду путем снижения уровня шума и использования хладагентов R134a, R404A, R410A; с уменьшением массы и размеров блочных холодильных агрегатов; с использованием оборудования для поддержания модифицированной газовой среды при перевозке зеленых фруктов и овощей; с развитием микропроцессорных систем контроля, регулирования и диагностирования, способных работать автономно с записью режима работы в течение 30 сут и более.

Контейнерные пункты (терминалы). Они необходимы для перегрузки и кратковременного хранения контейнеров на железнодорожных станциях, в портах и на предприятиях. Пункты оснащены загрузочно-разгрузочными механизмами, системами электро- и водоснабжения, канализации, имеются мастерские для проведения технического обслуживания и ремонта. Они могут быть оборудованы стационарными и передвижными холодильными установками. Передвижные могут охлаждать от 2 до 72 контейнеров (в зависимости от исполнения) воздухом, подаваемым центробежным вентилятором по теплоизолированным воздуховодам. Такие холодильные установки смонтированы в контейнере, имеют комплект воздуховодов с устройствами для быстрого соединения с охлаждаемыми контейнерами. Контейнеры со встроенными холодильно-нагревательными установками подключают к системе централизованного электроснабжения.

§ 12.4. ВОЗДУШНЫЙ ХОЛОДИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

Воздушный холодильный транспорт непрерывно развивается, так как потребность в свежих (высококачественных) продуктах постоянно увеличивается. Им в настоящее время перевозятся многие виды скоропортящихся продуктов. Однако вследствие высокой стоимости основную часть всего объема перевозок составляют продукты, быстро теряющие качество и имеющие высокую стоимость: морские деликатесные продукты, экзотические фрукты, ягоды, цветы. Существует много постоянно действующих линий воздушных перевозок, например: морепродуктов из Японии в США и Европу, мяса и ягод из Австралии в Европу, ягод и цветов из Израиля в Европу, цветов из Сингапура в Японию и др.

Перевозимые продукты размещают на поддонах и в контейнерах, различных по вместимости, конструкции, с теплоизоляцией и без нее, приспособленных к транспортированию в самолетах.

Предварительное охлаждение продуктов предусмотрено в основном на постоянно действующих линиях перевозок.

Современные контейнеры для воздушного транспорта имеют алюминевый каркас, изоляцию из пенополиуретана толщиной 10–25 мм. Размерами, формой и вместимостью они также отличаются от контейнеров для наземного и водного транспорта. Их характеристики пока не регламентированы международными стандартами. Для перевозки относительно небольших партий продуктов используют контейнеры вместимостью до 3 м³, которые могут транспортироваться пассажирскими и транспортными самолетами с фюзеляжами различного типа. Пример тому — контейнер-тележка, теплоизолированная пенополиуретаном толщиной 10 мм, вместимостью приблизительно 0,25 м³, внутри которого поддерживается температура воздуха 4–10 °С. На постоянно действующих линиях воздушных перевозок используют контейнеры большей вместимости, например контейнеры половинной ширины фюзеляжа (рис. 12.8, а) вместимостью до 6 м³ и полной ширины фюзеляжа (рис. 12.8, б) вместимостью до 20 м³.

Для охлаждения продуктов, перевозимых в герметичных помещениях, используют заборный воздух, температура которого на большой высоте может быть ниже –55 °С. Этим воздухом, сжатым и несколько подогретым, вентилируют герметичные помещения с кратностью приблизительно 15 объемов в час. Система охлаждения проста, но она работает только во время полета. При стоянке и разгрузке (загрузке) температура продуктов значительно повышается. Поэтому существуют и другие системы. Так, для охлаждения контейнеров используют бортовую (самолетную) холодильную установку (с воздушными и паровыми компрессорами), навесные парокомпрессорные агрегаты, жидкий азот, жидкий и твердый диоксид углерода. Последний наиболее распространен.

Например, при транспортировании в контейнере-тележке предварительно охлажденных продуктов достаточно 2–2,5 кг сухого льда для поддержания температуры не выше 9 °С в течение 5 ч полета при температуре окружающего контейнер воздуха 23 °С.

Сухой лед используют и в системах охлаждения, поддерживающих заданную температуру в узком диапазоне. Вариант такой системы охлаждения показан на рис. 12.9. Сухой лед размещают в бункере 2, корпус которого выполнен из металлических плит

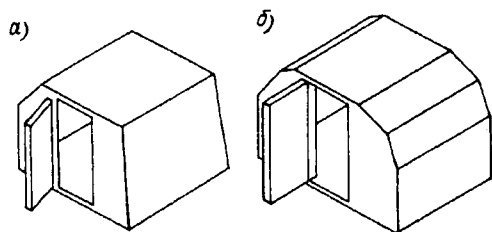


Рис. 12.8. Контейнеры для воздушного транспорта: а — половинной ширины фюзеляжа; б — полной ширины фюзеляжа

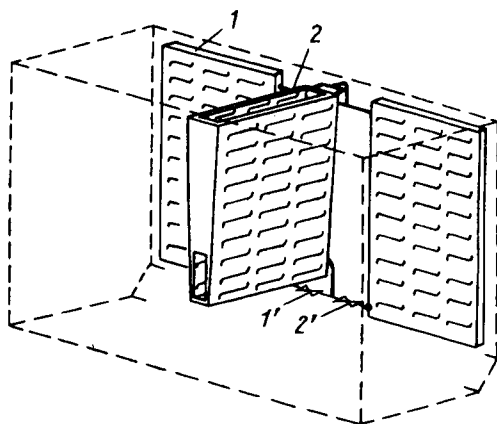


Рис. 12.9. Система охлаждения контейнера для воздушного транспорта:

1 — панельные батареи; 2 — бункер; 1', 2' — соленоидные вентили

(панелей), заполненных хладоном, соединяющихся с металлическими панельными батареями 1, расположенными в охлаждаемом грузовом пространстве контейнера. Реле температуры, воздействуя на соленоидные вентили 1' и 2', поддерживает заданную температуру в контейнере. Есть более простые по устройству системы охлаждения, например содержащие бункер с сухим льдом и вентилятор с электродвигателем, питаемым от электрических батарей. Реле температу-

ры, воздействуя на привод вентиляторов, поддерживает требуемую температуру.

При перевозке контейнеров, охлаждаемых сухим льдом, в герметичных фюзеляжах возникает проблема, связанная с повышением концентрации CO_2 , значение которой не должно превышать 0,5 % по объему. Значение концентрации можно изменять, влияя на кратность обмена воздуха в герметичном пространстве, если известны скорость сублимации сухого льда и вместимость герметичного пространства. Например, самолет «Боинг-747» (объем 650 м³) может вместить до 50 контейнеров-тележек, содержащих не более 125 кг сухого льда, который сублимирует со скоростью 0,2 кг газа на 1 кг твердого CO_2 в час, должен вентилироваться с кратностью не менее 5 объемов в час.

§ 12.5. ВОДНЫЙ ХОЛОДИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

Водный холодильный (рефрижераторный) транспорт является звеном общей холодильной цепи. Он также перевозит зерно и сжиженные газы.

Водный холодильный транспорт разделяется на морской и речной. Значительная часть средств морского холодильного транспорта обслуживает рыбную промышленность. Рыбопромышленный холодильный флот состоит из судов различного назначения: добывающих (или промысловых), обрабатывающих и приемно-транспортных. Добывающие холодильные суда (средние рыболовные траулеры, рыбоморозильные траулеры, большие морозильные траулеры и др.) ловят рыбу и ее обрабатывают. Одни из них

вырабатывают готовую продукцию (мороженую рыбу, филе, консервы, рыбную муку) непосредственно в районе промысла, другие — после первичной обработки передают рыбу на обрабатывающие суда. Первые, вырабатывающие готовую продукцию, оснащены холодильной установкой, обеспечивающей получение водного льда в льдогенераторах, замораживание рыбы и филе в скороморозильных аппаратах, хранение мороженой продукции в трюмах. Вторые имеют холодильную установку для холодильной обработки рыбы и кратковременного ее хранения.

Обрабатывающие суда (производственный рефрижератор, плавбазы) принимают от добывающих судов рыбу-сырец и полуфабрикат, производят готовую продукцию, доставляют ее в порт или передают ее приемно-транспортному судну. Суда этого типа оснащены мощной холодильной установкой для получения водного льда в льдогенераторах, замораживания рыбы в скороморозильных аппаратах и хранения охлажденной и мороженой продукции в трюмах.

Приемно-транспортные суда принимают от добывающих и обрабатывающих судов, находящихся в отдаленных акваториях океана, продукцию и транспортируют ее в порт. Это быстроходные суда с трюмами большой вместимости, в которых перевозят охлажденные и мороженые продукты.

Для перевозки продуктов между портами назначения служат транспортные речные и морские холодильные суда, которые подразделяются на универсальные и специализированные. Специализированные суда предназначены для перевозки специфических грузов, например суда-контейнеровозы для перевозки холодильных контейнеров, суда-газовозы (метановозы) для перевозки в цистернах (резервуарах) сжиженных газов, в частности этилена, а также природного газа, основным компонентом которого является метан.

Универсальные транспортные холодильные суда ежегодно перевозят свыше 60 % массы скоропортящихся продуктов, участвующих в мировой торговле. Современные транспортные холодильные суда могут перевозить различные скоропортящиеся продукты, упакованные на поддонах и хранящиеся навалом, при температурах от -30 до 14°C . Они также способны перевозить контейнеры массой брутто 20 и 40 т (20 и 40 футов) на палубе и в трюме и различные генеральные грузы. Типовое холодильное транспортное судно имеет вместимость приблизительно $14\,000\text{ м}^3$ и включает 4 трюма, 8 температурных зон и 15 грузовых камер, каждая из которых оборудована двумя воздухоохладителями, системой воздухораспределения и оборудованием для обработки фруктов при транспортировании. Расположение охлаждаемых трюмов на транспортном холодильном судне показано на рис. 12.10. Часть грузовых камер может оснащаться системой, поддерживающей в них требуемый газовый состав.

Судовые холодильные установки подразделяют: на производственные, обеспечивающие проведение производственных (техно-

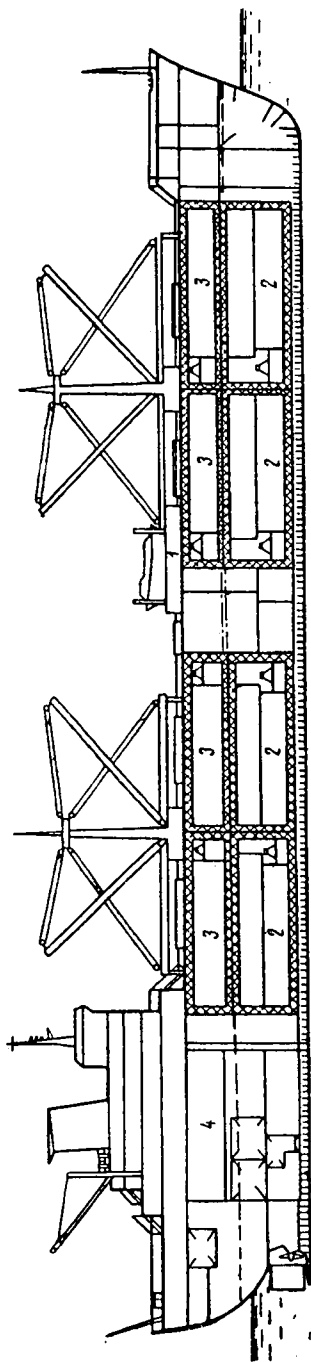


Рис. 12.10. Приемно-транспортное судно:

1 — машинное холодильное отделение; 2 — охлаждаемые трюмы; 3 — охлаждаемые твиндеки; 4 — главное машинное отделение

логических) процессов — охлаждение и хранение свежельвленной рыбы, получение льда для охлаждения рыбы, замораживание и хранение мороженой рыбы, охлаждение и хранение соленой рыбы и консервов; провизионные, предназначенные для хранения запасов продовольствия для экипажа и пассажиров. А на судах с неограниченным районом плавания обязательно предусматривают холодильную установку для кондиционирования воздуха.

Судовые холодильные установки эксплуатируются в более сложных условиях, чем стационарные, к которым можно отнести, например, изменение в широком диапазоне температуры и влажности воздуха, температуры заборной воды, интенсивности солнечной радиации; высокую коррозионную активность воздуха и морской воды; наличие вибрации и качки; ограниченность численности персонала и возможности проведения ремонтных работ. Поэтому к производственным холодильным установкам (в отличие от установок провизионных камер) предъявляют особые требования, изложенные в нормативных документах — морском регистре РФ, речном регистре РФ, регистре Ллойда и др. Эти технические требования направлены на обеспечение условий безопасного плавания, сохранности перевозимых грузов, охраны окружающей среды.

Судовые холодильные установки работают в основном на хладагентах R12 и R22. Доля аммиачных холодильных установок начинает увеличиваться из-за прекращения выпуска R12, но она не превышает 20 %. Хладагент R407C рассматривается как альтернатива

R22. Он по термодинамическим свойствам подобен R22, негорюч, неядовит, с небольшим глобальным тепловым воздействием на атмосферу Земли. Холодопроизводительность установки на R407C на 2–10 % и холодильный коэффициент на 3–5 % ниже в интервале температур $t_0 = -5 \dots -30$ °C по сравнению с установкой на R22 при прочих равных условиях. Опыт свидетельствует о возможности использования R407C вместо R22 и при модернизации холодильной установки, конечно, при этом потребуются некоторые изменения, например, замена масла на полиэфирное, ТРВ на электронные и т. д.

Производственная холодильная установка обычно выполняется централизованной. Структура ее такова, что каждый охлаждаемый объект (или объекты с одинаковой температурой кипения) имеет индивидуальную холодильную машину, которая подключается к другой только для замены в случае отказа. Например, на судне имеются четыре трюма, скороморозильный аппарат и система кондиционирования воздуха, тогда холодильная установка включает шесть холодильных машин, каждая из которых обслуживает свой объект. Современная судовая холодильная установка комплектуется блочными холодильными машинами с винтовыми компрессорами, имеющими промежуточный подвод пара (по экономайзерной схеме), водяными конденсаторами и другими элементами. Она имеет малую вместимость по хладагенту — в три-пять раз меньше, чем традиционная (большее сокращение относится к аммиачной установке). Так, транспортное судно вместимостью трюмов 14 000 м³, имеющее четыре одинаковые блочные холодильные машины, содержит хладагент массой (кг): если R22, то 1250 при непосредственном охлаждении и 290 при рассольном; если R717, то 70 при рассольном охлаждении.

Судовое холодильное оборудование создается на базе стационарного, но в так называемом морском исполнении, т. е. с некоторыми изменениями в конструкции и заменой некоторых материалов для уменьшения массы и размеров, повышения надежности в условиях качки и вибрации, охлаждения морской водой.

Охлаждение скороморозильных аппаратов и льдогенераторов обычно непосредственное, а охлаждение трюмов (и твиндеков) — косвенное. Непосредственное охлаждение трюмов нежелательно из-за трудностей борьбы с утечками хладагента, связанными с постоянными и значительными вибрациями и деформациями корпуса судна, а также с тем, что во время рейса практически невозможно попасть в охлаждаемые помещения. Однако непосредственное охлаждение особенно для условий транспортных установок имеет много достоинств, так как считается, что судовые установки с рассольным охлаждением по сравнению с установками с непосредственным охлаждением имеют массу больше в 2,3 раза, площадь помещений больше в 1,5 раза, стоимость больше в 1,4 раза. Так как рассольное охлаждение требует повышенного на 20–25 % расхода энергии, то это вызывает соответственное изменение показателей силовой установки (массы, возимого топлива).

В соответствии с правилами морского регистра РФ аммиачные холодильные установки должны размещаться в отдельных газонепроницаемых помещениях с двумя выходами, один из которых должен быть непосредственно на открытую палубу. В машинном отделении и помещениях, где расположено технологическое оборудование, в котором используется аммиак, на случай прорыва аммиака из системы или пожара предусматриваются устройства водяного орошения и водяные завесы у выходов. В то же время хладоновое холодильное оборудование может устанавливаться как в отдельных помещениях, так и в помещениях, общих с силовыми (энергетическими) установками и технологическим оборудованием. В правилах регистра Ллойда указывается следующее. Под каждой блочной холодильной машиной должен находиться поддон или приямок, способный вместить находящийся в ней объем жидкого хладагента, из которого жидкий хладагент отводится в бак с водой, расположенный ниже поддона. Машинное отделение должно иметь систему поглощения аммиака, включающую: вытяжные и аварийные вентиляторы, аммиакопоглощающее устройство и бак с водой. Вытяжные вентиляторы оборудованы от других систем вентиляции и обеспечивают десятикратный обмен воздуха в машинном отделении в час. Аварийные вентиляторы включаются автоматически, если объемная доля аммиака в воздухе превысит 0,05 %. Аммиакопоглощающее устройство, например камера, орошаемая морской водой, рассчитывается на быстрое поглощение массы аммиака, находящегося в блочной холодильной машине с наибольшим его содержанием. Воздух, выходящий из этого устройства, должен содержать объемную долю аммиака не более 0,002 %. Содержание аммиака должно непрерывно контролироваться: в воздухе машинного отделения; в вытяжном воздуховоде аммиакопоглощающего устройства; в помещениях, где хранится запас аммиака, и в аварийных трубопроводах, идущих от предохранительных клапанов.

Охлаждение трюмов и твиндеков на судах, оборудованных аммиачными холодильными установками, обычно рассольное, так как правилами морского регистра РФ применение аммиака для непосредственного охлаждения трюмов на судах запрещено. Для охлаждения помещений, предназначенных для хранения мороженных продуктов, применяют чаще всего батарейное охлаждение. Батареи чаще выполняют из гладких труб и реже из ребристых. На ряде судов использованы панельные батареи, занимающие меньший объем, чем рассольные двухрядные батареи. В помещениях, предназначенных для охлаждения продуктов, применяют главным образом воздушное охлаждение. Непосредственное охлаждение аммиаком встречается в аппаратах для замораживания рыбы и льдогенераторах.

При воздушном охлаждении помещений применяют различные системы воздухораспределения. Бесканальные встречаются редко, так как трудно иметь в трюмах достаточный объем для

развития струй. Получили распространение системы с нижней сосредоточенной подачей воздуха (рис. 12.11, а). В этом случае воздух подается под решетки трюма, проходит снизу вверх и забирается на подволоке. Трюмы и твиндеки могут охлаждаться параллельно (отдельная подача воздуха в каждое помещение) или последовательно (рис. 12.11, б). Также воздух подается в трюм 1, а забирается из твиндека 3; палуба 2 между трюмом и твинде-

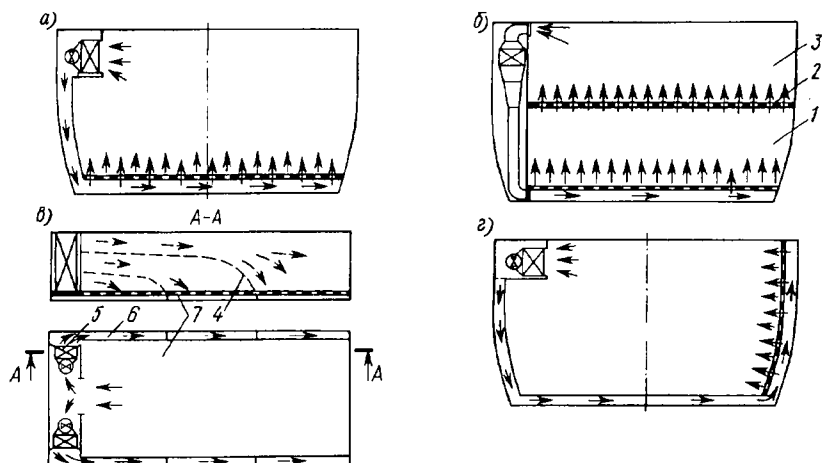


Рис. 12.11. Системы воздухораспределения в трюмах и твиндеках: а — нижняя рассредоточенная подача с вертикальным движением через груз; б — последовательная подача воздуха; в — нижняя подача с образованием теплозащитной рубашки; г — рассредоточенная подача с горизонтальным движением воздуха через груз;

1 — трюм; 2 — палуба; 3 — твиндек; 4 — направляющие; 5 — воздухоохладитель; 6 — продух; 7 — решетка

ком выполняется решетчатой. Имеются системы подачи воздуха из воздухоохладителя 5 сначала в продух 6, идущий по бортам, а из него — под решетки 7; тогда продухи по бортам образуют своеобразную теплозащитную рубашку, исключаящую теплопритоки в охлаждаемый объем (рис. 12.11, в). Для равномерного распределения воздуха по полу в продухах выполнены направляющие 4. Подобная теплозащитная рубашка образуется и при горизонтальном движении воздуха через груз (рис. 12.11, г). Особенностью схем трубопроводов на судовых установках является то, что все коллекторы, через которые хладагент и хладоноситель подаются в охлаждающие приборы или в группу охлаждающих приборов (при наличии нескольких секций приборов в помещении), а также все обратные коллекторы устанавливаются в машинном отделении, а все трубопроводы проходят в общем туннеле или шахте. Такое размещение коллекторов позволяет включать и выключать охлаждающие приборы или их

секции непосредственно из машинного отделения (при централизованном хладоснабжении), но существенно увеличивает длину трубопроводов.

Контейнеровозы. Эти суда используют для длительных перевозок при наличии встречного потока грузов. При перевозке на короткие расстояния применяют суда типа «ро-ро» (вкатить-выкатить), на которых транспортируют холодильные автомобили и холодильные контейнеры на шасси автомобиля. Контейнеры перевозят в основном в трюмах (приблизительно 70 %) и частично на верхней палубе в два—четыре яруса. Их хладоснабжение может быть централизованным или децентрализованным от судовых холодильных установок, а также децентрализованным от групповых либо индивидуальных контейнерных холодильных установок. При децентрализованном хладоснабжении применяют непосредственное охлаждение.

Контейнеры, находящиеся в трюмах, объединяют по поддерживаемому в них режиму в группы. Обычно группа состоит из пяти единиц, образующих вертикальный ряд, и имеет общий воздухоохладитель, расположенный между рядами, с которым каждый контейнер соединяется воздуховодами (всасывающим и нагнетательным). Наличие группового воздухоохладителя позволяет рациональней использовать грузовой объем трюмов, но требуются теплоизолированные воздухопроводы, больше расходуется электроэнергии на подачу воздуха, труднее поддерживать режим в контейнерах. В последние годы повысились требования к точности поддержания режима хранения перевозимых продуктов и увеличился их ассортимент. Поэтому появились индивидуальные навесные охлаждающие блоки, которые крепятся к всасывающему и нагнетательному отверстиям, расположенным в торцевой части контейнера, быстродействующими затворами. Охлаждающий блок включает воздухоохладитель и систему поддержания определенного газового состава.

Контейнеры, транспортируемые на верхней палубе, охлаждаются с помощью групповых холодильных установок, среди которых есть типы обслуживающие до 72 контейнеров. Групповые холодильные установки выполнены в виде моноблока с размерами стандартного контейнера. Они соединяются с контейнерами теплоизолированными воздуховодами, по которым подается воздух центробежными вентиляторами. Холодильная установка на R502 включает двухступенчатые герметичные компрессоры с маслоотделителями, воздушные конденсаторы, вентиляторы для вентиляции помещения (контейнера) установки, центробежные вентиляторы для подачи воздуха в контейнеры.

Газовозы. Они перевозят сжиженные нефтяные (в основном метан) газы, а также жидкий аммиак. В зависимости от условий транспортирования продукта различают три типа судов: с неохлаждаемыми резервуарами и давлением в них не более 1,6 МПа; с охлаждаемыми теплоизолированными резервуарами, в которых

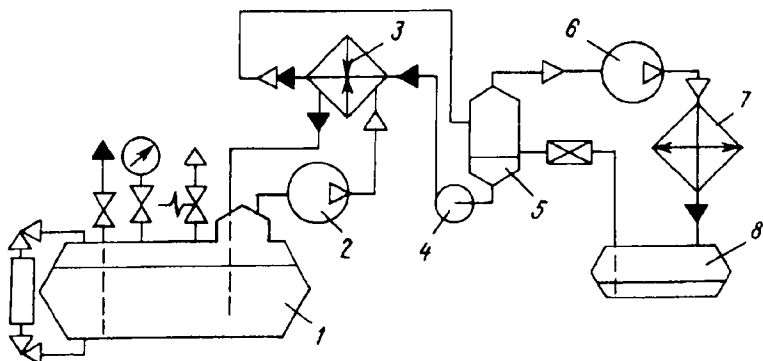


Рис. 12.12. Схема холодильной установки газовоза:

1 — резервуар; 2 — газовый компрессор; 3 — конденсатор-испаритель; 4 — насос; 5 — циркуляционный ресивер; 6 — компрессор; 7 — конденсатор; 8 — линейный ресивер

давление не более 0,6 МПа; с охлаждаемыми теплоизолированными резервуарами, в которых давление поддерживается близким к атмосферному. Последний тип газовоза часто применяют для перевозки метана при температуре -163°C , этана при -104°C , пропана при -42°C . Холодильная установка, находящаяся на судне, поддерживает заданное давление (температуру) продукта в резервуарах путем отвода и конденсации образовавшегося пара, а также обеспечивает заполнение и опорожнение резервуаров продуктами. Холодильные установки могут быть различными (по виду холодильной машины, циклам работы, типу оборудования) в зависимости от специализации (вида перевозимого продукта) и вместимости газовоза. Распространенным типом холодильной установки является каскадная, схема которой показана на рис. 12.12. Пар, образующийся в теплоизолированном резервуаре 1 вследствие теплопритока, отводится газовым компрессором 2, нагнетается в конденсатор-испаритель 3. В нем с помощью верхней ветви каскада поддерживается температура кипения, обеспечивающая конденсацию перевозимого продукта. Сконденсированный продукт возвращается в резервуар.

Возможны другие типы холодильной установки, например двухступенчатой, работающей на перевозимом продукте, или с испарителем, находящимся в паровом пространстве теплоизолированного резервуара.

§ 13.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Монтаж холодильной установки — это стадия ее жизненного цикла, в течение которой она создается в соответствии с проектом и вводится в состояние, обеспечивающее использование установки по назначению.

Холодильная установка включает не только системы хладо-снабжения, автоматизации, электроснабжения, но и системы водоснабжения, канализации, а также сооружения и здания, в том числе и с теплоизоляционными ограждающими конструкциями. Поэтому в этот период работы выполняют специалисты организаций (или подразделений организации) разного профиля. Например, строители возводят здание, сооружения, фундаменты, конструкции водоохлаждающих сооружений, эстакады для прокладки трубопроводов и т. д.; монтажники устанавливают и вводят в проектное положение холодильное, общепромышленное оборудование, прокладывают трубопроводы; а специалисты другого профиля выполняют электротехнические, санитарно-технические, теплоизоляционные, пусконаладочные работы.

Монтажные работы (т. е. совокупность операций, выполняемых на этой стадии) являются важным этапом процесса создания холодильной установки, так как от качества выполнения операций в значительной степени зависят безопасность и экономичность работы холодильной установки. Качество работ обеспечивается соблюдением требований стандартов, СНиП, технических условий и ведомственных нормативных документов, а снижение затрат на их выполнение — совершенствованием методов ведения работ и использованием агрегатированного оборудования с высоким уровнем заводской готовности.

Объединение холодильного оборудования в единый блок (конструкцию) на заводе является важным условием современного производства, поскольку оно уменьшает объем работ, выполняемых на строительной площадке, и затраты благодаря поточности производства. Возможно и последующее объединение блоков, трубопроводов и конструкций в узлы на сборочно-комплекточных участках строительно-монтажной организации. В итоге холодильная установка быстрее вводится в эксплуатацию.

Методы ведения строительно-монтажных работ могут быть различными. Например, оборудование и трубопроводы можно монтировать после окончания всех строительных работ или одновременно со строительными работами по заданному графику. Первый метод ведения работ проще, но второй позволяет сократить продолжительность монтажа.

Весь комплекс работ до готовности холодильных установок к использованию осуществляют в три этапа. На первом этапе проводят подготовку к производству монтажных работ по организаци-

онным, строительным и техническим аспектам. На втором этапе производят монтажные работы, завершающиеся индивидуальным его испытанием. На третьем этапе проводят комплексное испытание оборудования, заканчивающееся сдачей холодильной установки в эксплуатацию.

§ 13.2. ПОДГОТОВКА К ПРОИЗВОДСТВУ МОНТАЖНЫХ РАБОТ

Подготовку к производству работ проводит монтажная организация, которая, руководствуясь НТД, выполняет следующие основные задачи: изучает комплект проектной документации, полученной у заказчика; разрабатывает на основе проектной монтажно-технологическую документацию; готовит временную производственную базу для хранения оборудования и материалов, изготовления нестандартизованного оборудования; получает оборудование и техническую документацию на оборудование (технический паспорт, инструкцию завода-изготовителя по монтажу и наладке и др.), запорно-регулирующую арматуру, трубы, металлопрокат и вспомогательные материалы у заказчика; изготавливает нестандартизованное оборудование (охлаждающие приборы, трубопроводы, опорные металлоконструкции); проверяет готовность зданий и сооружений для монтажа оборудования и трубопроводов; доставляет оборудование, металлоконструкции и трубопроводы в монтажную зону.

К монтажно-технологической документации относятся: проект производства монтажных работ (ППМР) и технологические карты на изготовление нестандартизованного оборудования. ППМР является частью проекта организации строительства, который содержит общие решения по всему объекту строительства. Его основное назначение — определить очередность совмещенного выполнения монтажных и строительных работ, технологию производства монтажных работ, объемы работ по видам, потребность в монтажном оборудовании, приспособлениях и инструментах. ППМР в общем случае включает: пояснительную записку, содержащую изложение методов монтажа, порядок испытания оборудования и технологических трубопроводов, требования по контролю качества монтажных работ; строительный генплан с нанесенными на нем дорогами для движения транспортных средств в зоне монтажа, временными производственными, складскими и бытовыми помещениями, площадками для сборки оборудования и трубопроводов. Схемы монтажа содержат решения по перемещению оборудования, металлоконструкций и трубопроводов в монтажной зоне, а также по их установке, выверке и закреплению.

Передачу оборудования и узлов трубопроводов в монтаж выполняют в соответствии с графиком производства работ, принятым в ППМР. При передаче оборудования в монтаж проверяют его комплектность (по упаковочной ведомости), соответствие про-

екту, техническое состояние по внешнему виду (без разборки), наличие и полноту технической документации и специального инструмента, поставляемых заводом-изготовителем, и составляют акт. Оборудование, имеющее видимые дефекты, просроченный гарантийный срок хранения, подлежит проверке (ревизии), при которой проверяют работоспособность узлов и деталей. Узлы трубопроводов и охлаждающих батарей при передаче в монтаж проверяют на соответствие чертежам, осматривают, обращая внимание на чистоту, состояние уплотнительных поверхностей фланцев, резьбовых соединений, наличие прокладок в разъемных соединениях.

В зданиях и сооружениях (градирня, открытая площадка), сдаваемых под монтаж оборудования и трубопроводов, должны быть выполнены строительные работы, которые предусмотрены ППМР. Например, в машинном отделении должны быть возведены стены, кровля, выполнены фундаменты под оборудование, черный пол, каналы для трубопроводов, установлены закладные детали в устройствах для крепления трубопроводов. В камерах холодильника должна быть закончена отделка внутренней поверхности теплоизоляционных ограждений, установлены закладные детали (анкерные болты, пластины) для крепления охлаждающих приборов и трубопроводов.

При приемке помещений проверяют наличие и правильность нанесения главных осей и высотных отметок (реперов) на строительных конструкциях, выполнения отверстий для прохода трубопроводов в стенах и перекрытиях, установки закладных деталей и прочность заделки закладных деталей.

При приемке фундаментов проверяют: соответствие их чертежам (геометрические размеры фундамента, колодцев, отверстий и закладных деталей); взаимное расположение фундаментных болтов и закладных деталей, колодцев и просверленных отверстий под анкерные болты); наличие закладных пластин с отметками главных осей оборудования и реперов; состояние поверхности (недопустимы трещины, сколы); прочность бетона методами разрушающего или неразрушающего контроля. К приемке под монтаж предъявляются одновременно помещения, сооружения, фундаменты и опорные конструкции, необходимые для установки оборудования и технологических трубопроводов, образующих функциональный блок. Приемку фундаментов, зданий и сооружений констатируют актами с указанием результатов проверки и замечаний. Акты приемки с необходимой документацией, подписанные представителями строительной, монтажной организаций и заказчика, свидетельствуют о готовности объектов к производству монтажных работ.

§ 13.3. МОНТАЖ ОБОРУДОВАНИЯ

Производство монтажных работ состоит из следующих основных этапов. Оборудование и узлы технологических трубопроводов доставляют в монтажную зону, расконсервируют, выполняют

укрупненную сборку, если это предусмотрено ППМР. Оборудование устанавливают, выверяют и закрепляют на фундаментах и опорных металлоконструкциях. Возводят площадки для обслуживания и лестницы с поручнями, если это предусмотрено проектом. Прокладывают, выверяют и закрепляют технологические трубопроводы. Монтируют, налаживают и вводят в работоспособное состояние общепромышленное (электротехническое, санитарно-техническое и др.) оборудование, совокупность которого обеспечивает проведение индивидуального испытания холодильного оборудования. Холодильное оборудование и технологические трубопроводы подвергают индивидуальному испытанию, вид, метод проведения и оценка результатов которых указаны в ППМР. Аппараты и трубопроводы, выдержавшие индивидуальное испытание, теплоизолируют, если теплоизоляция предусмотрена проектом, и окрашивают. Монтаж оборудования и технологических трубопроводов завершается испытанием и подписанием комиссией акта приемки работ.

Установка, выверка и закрепление оборудования. Оборудование доставляют в монтажную зону, распаковывают и осматривают (с целью оценить техническое состояние) в присутствии заказчика. Установка оборудования предполагает выполнение операций по его перемещению грузоподъемными средствами в монтажной зоне для размещения на подготовленном фундаменте.

Получить поверхность бетонного фундамента, а конкретнее опорной части, с точностью, позволяющей установленному на нее оборудованию сразу занять требуемое положение, затруднительно. Поэтому технология монтажа предусматривает процесс введения оборудования в проектное положение, который называется выверкой.

Выверка в общем случае предполагает проверку положения оборудования: в горизонтальной плоскости (в плане) на совпадение главных осей оборудования с их отметками на закладных пластинах; по высоте — по отношению к высотной отметке или ранее установленному оборудованию, с которым оно связано кинематически или технологически; по углу наклона к горизонтали (вертикали).

Отклонения оборудования от проектного положения не должны превышать допустимые значения, указанные в документации. Если в этой документации нет специальных указаний, то допускается: смещение осей оборудования и фундамента в плане 10 мм, отклонение от репера по высоте 10 мм, отклонение от горизонтали (вертикали) 0,3 мм на 1 м длины.

Выверку проводят с помощью выверочных приспособлений одно- или многоразового использования, позволяющих изменять положение оборудования по высоте, и измерительного инструмента для определения высотной отметки и угла наклона к горизонтали. Выверочные приспособления, кроме пакета из плоских металли-

ческих пластин, являются временной опорой для оборудования. Поэтому после выверки и предварительного закрепления оборудования (рис. 13.1) зазор между рамой оборудования 1 и фундаментом 5, составляющий обычно 50–80 мм, заполняют бетоном 4. При этом бетоном заполняют и колодцы с фундаментными болтами 2. В результате этой операции, называемой подливкой оборудования, после затвердевания бетона достигается максимальная площадь контакта оборудования и фундамента, что уменьшает давление на фундамент и увеличивает силу трения, препятствующую горизонтальному сдвигу оборудования.

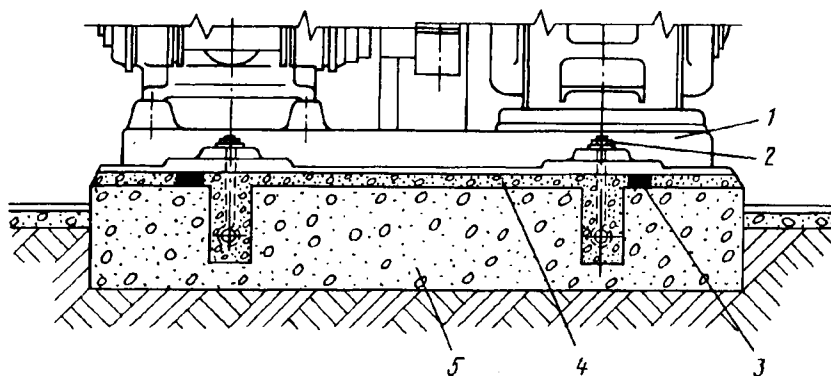


Рис. 13.1. Размещение оборудования на фундаменте:

1 — рама; 2 — фундаментный болт; 3 — выверочное приспособление; 4 — бетонная подливка; 5 — фундамент

Но предварительно опорные поверхности оборудования и фундамента подготавливают. С опорной поверхности оборудования, которая будет соприкасаться с раствором бетона, удаляют смазочный материал и краску (при их наличии). На поверхности фундамента размечают и выравнивают площадки для размещения пластин под выверочные приспособления. Причем отклонения пластин не должны превышать: по высоте 10 мм, по горизонтали 10 мм на 1 м длины. Поверхность фундамента, подлежащую заливке бетоном, насекают для разрушения цементной пленки, очищают от загрязнений и обезжиривают, чтобы обеспечить прочное сцепление заливаемого бетона с поверхностью фундамента.

Оборудование ставят на выверочные приспособления, одновременно заводя фундаментные болты в отверстия опорной части оборудования, и собирают болтовые соединения, не затягивая их. Применяют различные выверочные приспособления, например гидравлические и винтовые домкраты, сферические самоустанавливающиеся и клиновые подкладки, выверочные винты, выверочные гайки и пакеты плоских подкладок. Выверочные приспособления многоразового использования удобны в работе с объектом большой массы и значительных габаритных размеров, так

как позволяют обойтись без грузоподъемных средств. Выверочные гайки и винты также удобны в работе, но для использования выверочных гаек требуются болты с увеличенной длиной участка с резьбой, а для использования выверочных винтов нужны отверстия с резьбой в опорной части оборудования. Пакеты плоских подкладок (в пакете не более пяти пластин) просты и универсальны, но при каждом изменении положения оборудования по высоте и углу наклона нужно изменять высоту пакетов, поднимая оборудование, а для этого требуется грузоподъемное средство.

При выверке оборудования положение его по высоте измеряют, например, гидростатическим или электронным прибором. Угол наклона к горизонтали определяют брусковым или рамным уровнем, который устанавливают на обработанную поверхность, например, разъема корпуса, фланца, шкива, рамы, в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (по главным осям), либо отвесом и штихмасом, если оборудование имеет большую высоту и малую площадь основания. Оборудование подливают бетоном после выверки и предварительного закрепления. А перед подливкой резьбовую часть фундаментных болтов и выверочные приспособления многократного использования изолируют от контакта с бетоном, и устанавливают опалубку, обеспечивающую заполнение бетоном пространства между поверхностью фундамента и оборудованием. Выверочные приспособления и опалубку удаляют, когда прочность бетона достигнет не менее 25 % от проектного значения. Полости, оставшиеся после выверочных устройств заполняют бетоном.

Последующие операции — затяжку болтовых соединений и окончательную проверку значения угла наклона — производят после достижения бетоном прочности, составляющей 70 % от проектного значения. Для затяжки болтовых соединений применяют динамометрические ключи с заданным значением крутящего момента, обеспечивающие требуемую и одинаковую прочность всех болтовых соединений.

Опорные металлоконструкции устанавливают, выверяют и закрепляют на бетонных фундаментах в общем случае по технологической схеме, которая аналогична рассмотренной. После окончательного закрепления металлоконструкции на ней устанавливают, выверяют и закрепляют оборудование. Кинематически связанное оборудование выверяют и закрепляют в определенной последовательности, начиная с базового блока. Причем при наличии двух связанных блоков базовым является более важный, например: насос является базовым при соединении с насосом, а при наличии трех блоков базовым является средний из устанавливаемых, в частности мультипликатор в цепочке компрессор — мультипликатор — электродвигатель. Если блоки соединяются посредством муфты, что в основном и имеет место, то после закрепления на фундаменте базового блока приступают к выверке остальных блоков по углу наклона в направлении, перпендикулярном к их осям, и на соосность с базовым.

Несовпадение геометрических осей соединяемых валов вызывает их вибрацию с частотой, равной частоте их вращения, и с амплитудой, пропорциональной передаваемой мощности. Вибрация влияет на долговечность оборудования. Поэтому несовпадение осей контролируют, измеряя обычно их параллельное смещение и угол излома α , которые определяют с помощью различных приспособлений.

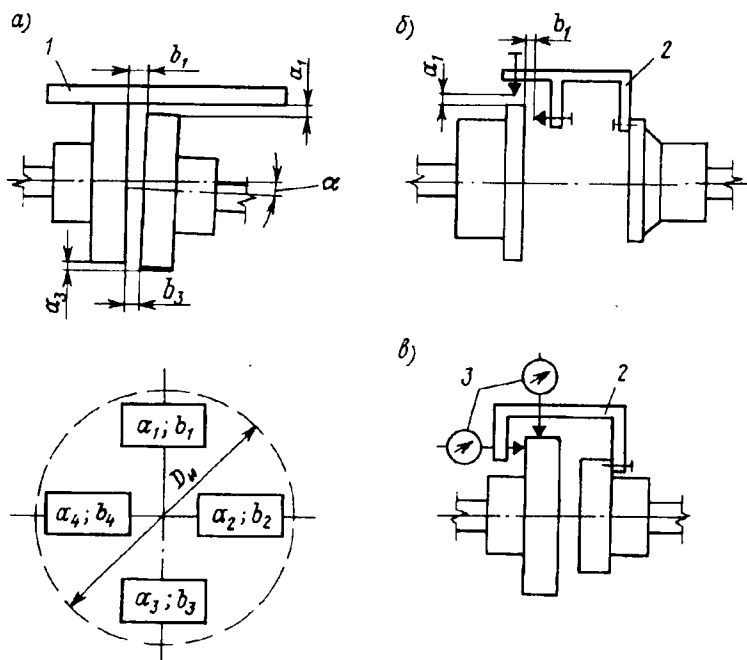


Рис. 13.2. Схема центровки валов по полумуфтам с помощью: а — лекальной линейки; б — скобы с винтами; в — скобы с индикаторами часового типа;

1 — лекальная линейка; 2 — скоба; 3 — индикатор часового типа

соблений (рис. 13.2), например лекальной линейки 1, скобы 2 и измерительного инструмента — набора щупов, индикатора часового типа 3.

Процесс выверки валов на соосность, в результате проведения которого достигается требуемая точность совпадения геометрических осей валов, называется центровкой. Центровка при наличии полумуфт на соединяемых валах выполняется так. Начальное положение полумуфт (и скоб при их использовании) выбирают произвольно и измеряют набором щупов или индикатором часового типа радиальный a и осевой b зазоры (рис. 13.2). Затем полумуфты (скобы) поворачивают одновременно в направлении штатного вращения последовательно на 90° , 180° и 270° , изме-

ряя в каждом положении зазоры a_i и b_i . При одновременном повороте валов исключается влияние биения поверхности и непараллельности торцов полумуфт. Параллельное смещение осей определяют как полуразность диаметрально противоположных радиальных зазоров в вертикальной, т. е.

$$l_{\text{в}} = (a_1 - a_3)/2,$$

и горизонтальной, т. е.

$$l_{\text{г}} = (a_2 - a_4)/2,$$

плоскостях, а значение излома — как разность диаметрально противоположных осевых зазоров, отнесенных к диаметру окружности, по которой выполнялись измерения, в вертикальной, т. е.

$$\text{tg } \alpha_{\text{в}} \approx \alpha_{\text{в}} = (b_1 - b_3)/D_{\text{и}},$$

и горизонтальной, т. е.

$$\alpha_{\text{г}} = (b_2 - b_4)/D_{\text{и}},$$

плоскостях. После статистической обработки полученные результаты сравнивают с допустимыми значениями $l_{\text{доп}}$ и $\alpha_{\text{доп}}$. Если несоосность превышает допустимые значения, то положение выверяемого элемента корректируют: при $l_{\text{в}} > l_{\text{доп}}$ изменяют высоту положения на $l_{\text{в}}$; при $l_{\text{г}} > l_{\text{доп}}$ перемещают параллельно в горизонтальной плоскости на $l_{\text{г}}$ в соответствующую сторону; при $\alpha_{\text{в}} > \alpha_{\text{доп}}$ изменяют угол в вертикальной плоскости на $\alpha_{\text{в}}$; при $\alpha_{\text{г}} > \alpha_{\text{доп}}$ перемещают в горизонтальной плоскости на величину $\alpha_{\text{г}}$ в соответствующую сторону.

Предельно допустимое значение несоосности зависит от частоты вращения, типа муфты и передаваемой мощности. Например, для поршневых агрегатов А110-7, имеющих муфту с резинокордными оболочками, допуск $l_{\text{доп}} < 0,05$ мм и $\alpha_{\text{доп}} < 0,3$ мм на 1 м, а для винтовых агрегатов, имеющих большую частоту вращения, передаваемую мощность и более жесткую пальцевую муфту, допуск меньше. Так, для агрегата АН130-7 допуск $l_{\text{доп}} < 0,05$ мм и $\alpha_{\text{доп}} < 0,2$ мм на 1 м, а для агрегатов фирмы «Стал» $l_{\text{доп}} < 0,05$ мм и $\alpha_{\text{доп}} < 0,02$ на 1 м. Если в комплект поставки агрегата входит скоба с индикаторами часового типа, то допуск соотносят со значениями несоосности, полученными с использованием этого приспособления. Например, для агрегата 21А280-7 допуск $l_{\text{доп}} < 0,05$ мм и $\alpha_{\text{доп}} < 0,02$ мм (здесь 0,02 мм на диаметре окружности $D_{\text{и}}$, по которой выполнялись измерения с помощью скобы).

Предельно допустимое значение несоосности может быть задано в виде радиального и осевого биения полумуфт. Биение определяют как разность диаметрально противоположных зазоров.

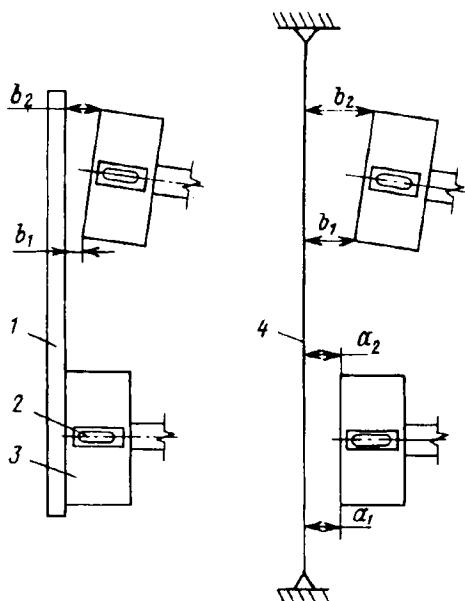


Рис. 13.3. Схема выверки параллельных валов по шкивам:

1 — лекальная линейка; 2 — уровень; 3 — шкив; 4 — стальная струна

ны и находиться в одной плоскости. Несовпадение торцевых поверхностей шкивов определяют так (рис. 13.3). Лекальную линейку 1 прикладывают к торцевой поверхности одного шкива 3 и измеряют зазоры b_1 , b_2 , например, набором щупов между линейкой и поверхностью другого шкива в крайних точках обода либо натягивают струну 4 параллельно торцевой поверхности одного шкива (при $a_1 = a_2$) и измеряют расстояния, например, микрометрическим штихмасом между струной и поверхностью другого шкива b_1 , b_2 в крайних точках обода.

Угол наклона валов к горизонтали измеряют брусковым уровнем 2, который устанавливают на шкивы. Если измеренные значения несовпадения поверхностей шкивов и углов наклона валов превышают предельно допустимые значения, то положение электродвигателя изменяют, смещая в горизонтальной или в вертикальной плоскости на соответствующее значение. После выверки салазки окончательно закрепляют и, если предусмотрено монтажной документацией, подливают бетон.

Компрессорные агрегаты. Оборудование, входящее в состав компрессорного агрегата, собирают, выверяют и закрепляют на раме или металлических стойках на заводе-изготовителе. Поэтому агрегат монтируют как единичное оборудование. Агрегат, проверенный на соответствие проекту, комплектность поставки и работо-

Например, для винтовых компрессорных агрегатов FMS3-900 предельно допустимое значение радиального и осевого биения $l_{\text{доп}} < 0,1$ мм и $a_{\text{доп}} < 0,1$ мм (на диаметре $D_{\text{и}}$).

При соединении компрессора и электродвигателя клиноременной передачей электродвигатель выверяют по отношению к ранее закрепленному компрессору. С этой целью салазки с электродвигателем размещают так, чтобы ось вала электродвигателя была горизонтальна и параллельна оси вала компрессора, а канавки шкивов совпадали. Параллельность осей определяют, проверяя положение торцевых поверхностей шкивов, которые должны быть параллель-

способность, очищенный от консервационного смазочного материала, в соответствии с технологической схемой монтажа, приведенной в ППМР, устанавливают на предварительно подготовленный фундамент или опорную раму (металлоконструкцию), выверяют, подливают бетон (если это предусмотрено ППМР) и закрепляют. Например, поршневые компрессорные агрегаты марок А110-7, А220-7 (рис. 13.4) с железобетонной рамой 4 подливают бетоном, а винтовые 21А280-7, 21АН300-7 (рис. 13.5) устанавливают, как правило, на предварительно выверенную и закрепленную раму 2.

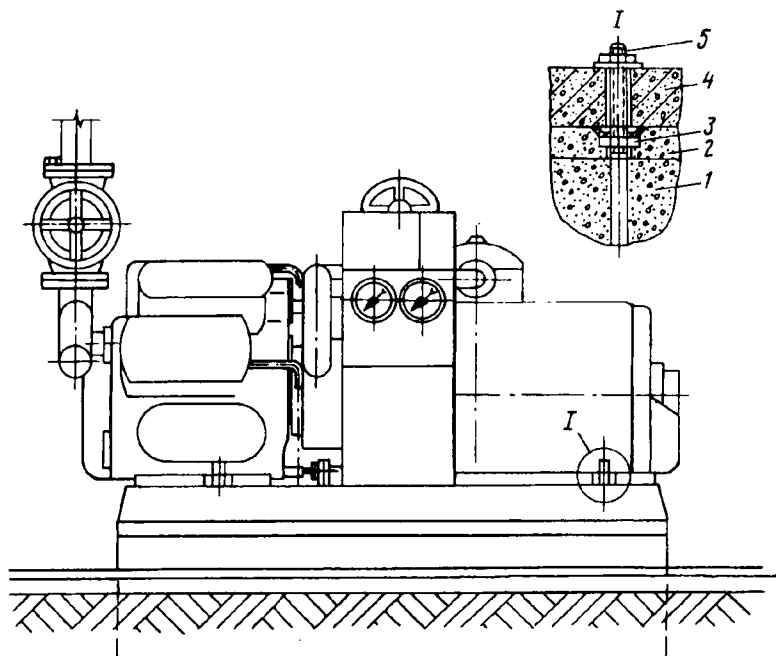


Рис. 13.4. Размещение поршневого компрессорного агрегата на фундаменте:

1 — бетонный фундамент; 2 — бетонная подливка; 3 — выверочная гайка с конической шайбой; 4 — железобетонная рама; 5 — фундаментный болт

После окончательного закрепления агрегаты соединяют с технологическими трубопроводами, предварительно очищенными от загрязнений, и контролируют соосность валов компрессора и электродвигателя, которая могла измениться под действием присоединенных к компрессору трубопроводов. Устанавливают пускорегулирующие и защитные электрические устройства, контрольно-измерительные приборы и средства автоматизации. Прокладывают кабели и провода электропитания.

Компрессорные агрегаты подвергают индивидуальному испытанию — обкатывают вхолостую (за исключением центробежных) и под нагрузкой, чтобы проверить правильность сборки узлов (бло-

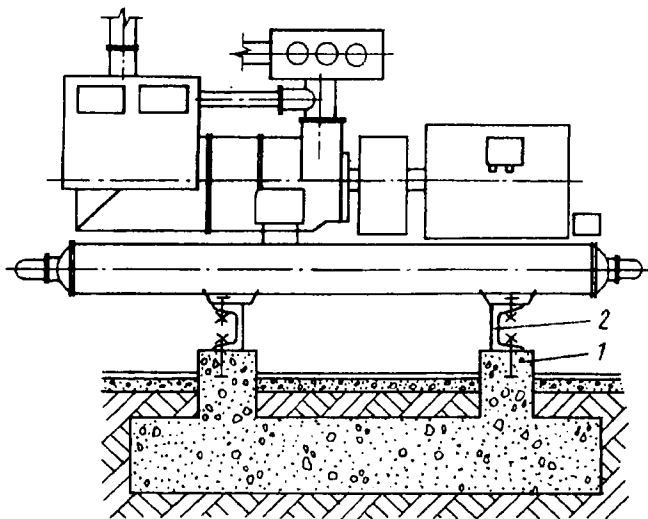


Рис. 13.5. Размещение винтового компрессорного агрегата на фундаменте:

1 — бетонный фундамент; 2 — рама

ков), выявить дефектные детали, приработать сопрягаемые поверхности, отрегулировать работу всех узлов и настроить приборы автоматики. К началу индивидуального испытания агрегатов в компрессорном цехе должен быть уложен чистый пол, закончены отделочные работы, перекрыты трубопроводные и кабельные каналы, а также опробована работа систем приточно-вытяжной вентиляции, водяного охлаждения, защиты электрооборудования.

Обкатка вхолостую означает, что компрессор работает, но практически не сжимает воздух. Процесс сжатия исключают различными методами. Например, поршневые компрессоры обкатывают при снятых крышках цилиндров и нагнетательных клапанах, закрепленных гильзах и закрытых запорных вентилях компрессора. Винтовые компрессоры обкатывают при снятой крышке всасывающего фильтра (вместо крышки устанавливают сетку с маленькой ячейкой, обернутую бязью или марлей) и разобранном фланцевом соединении на нагнетательном трубопроводе. Если на всасывающем и нагнетательном трубопроводах винтового или поршневого компрессора нет разъемных соединений, то у запорных вентилях удаляют крышку корпуса и золотник. Обкатка вхолостую состоит из серии кратковременных, постепенно увеличивающихся периодов включения компрессора в работу и стоянок для проверки состояния деталей и регулирования сопряжений, а также заключительного периода непрерывной работы. Обкатка это технологическая операция, поэтому количество периодов и их продолжительность зависят от типа компрессора и приводятся в монтажной документации.

При подготовке компрессорного агрегата к обкатке выполняют следующее. Заполняют маслом и проверяют работу смазочной системы компрессора. Если система имеет автономный привод (у винтового и центробежного компрессоров), то сначала ее готовят и обкатывают в течение 1–2 ч. При обкатке контролируют: температуру масла (должна быть 15–45 °С); давление масла после фильтра тонкой очистки (не ниже 0,2–0,4 МПа); герметичность сальника (не более 1 капли масла за 2 мин). Исключают процесс сжатия. Проверяют плавность вращения валов, прочность крепления защитных ограждений и заземляющего провода, положение запорного органа арматуры на трубопроводах, показания контрольно-измерительных приборов, направление вращения валов кратковременным включением электродвигателя. Подают охлаждающую воду. В процессе обкатки проверяют работоспособность смазочной, нагревающей и охлаждающей систем, контролируя температуры масла и воды, давления и разности давлений масла, герметичность, нагрев подшипников, уровни шума и вибрации. После обкатки, а при необходимости и в процессе испытания, проверяют состояние основных сборочных узлов, очищают смазочную систему и заправляют ее свежим маслом. Окончание этого этапа констатируют актом. Затем агрегаты обкатывают под нагрузкой, если это предусмотрено монтажной документацией.

Обкатка под нагрузкой включает чередующиеся периоды работы и стоянки для проверки узлов и систем с поэтапным повышением противодавления на стороне нагнетания (обычно на 28 % от рабочего давления через каждый час) и заключительный период непрерывной работы в течение времени, указанного в монтажной документации. В процессе обкатки под нагрузкой проверяют работоспособность тех же узлов и систем, что и при обкатке вхолостую. Выполнение обкатки под нагрузкой также констатируют актом.

После индивидуального испытания компрессоры проверяют на герметичность, создавая давление воздухом, значение которого зависит от вида хладагента и равно испытательному, и контролируя давление в течение 12 ч. Допускается снижение давления не более чем на 0,02 МПа.

Насосные агрегаты. Для перекачивания хладагента, хладоносителя и воды применяют центробежные насосы, которые поступают с завода-изготовителя вместе с электродвигателем в собранном виде: открытые (сальниковые) на металлической раме, а герметичные в одном корпусе. Насосные агрегаты проходят те же этапы производства работ, что и компрессорные агрегаты. В частности, проверенные и подготовленные насосные агрегаты устанавливают на подготовленный фундамент, выверяют, подливают бетон, если это предусмотрено документацией, и закрепляют, обвязывают трубопроводами, подводят электропитание, оснащают электропусковой аппаратурой, приборами автоматики.

Открытые насосы подвергают индивидуальному испытанию — обкатывают под нагрузкой. Перед обкаткой насос очищают, заполняя горячей водой и прокручивая вал. В подшипник заливают масло и проверяют состояние сальниковой набивки. Перед пуском закрывают нагнетательный клапан, заполняют насос и всасывающий трубопровод водой. При обкатке контролируют давление нагнетания, герметичность сальника, уровни шума и вибрации. Герметичные насосы обкатывают только на хладагенте.

Аппараты и аппаратные агрегаты. Теплообменные и емкостные аппараты и аппаратные агрегаты (конденсаторно-испарительные, испарительно-регулирующие и др.) в соответствии с ППМР расконсервируют, устанавливают на подготовленный фундамент или выверенную и закрепленную металлоконструкцию, выверяют в плане, по высоте и углу наклона к горизонтали (или к вертикали) в двух взаимно перпендикулярных направлениях (допуск 0,5 мм на 1 м длины) и закрепляют.

Аппараты размещают на фундаменте с учетом вида опорных баз и необходимости теплоизоляции в последующем. Так, аппараты, не имеющие опорных лап и не требующие теплоизоляции (рис. 13.6), как правило, опираются корпусом на антисептированные деревянные брусья 3, расположенные на бетонном фундаменте 1, но могут опираться и на металлическую раму. Аппараты, имеющие опорные лапы и не требующие теплоизоляции, выверяют, используя в основном пакеты металлических подкладок, и бетон под опорные лапы не подливают (рис. 13.7). А аппараты, имеющие значительную массу и большую площадь опорной поверхности (например, вертикальные кожухотрубные и воздушные конденсаторы), выверяют, применяя устройства многообразного использования, и подливают бетон под опоры. Аппараты, подлежащие в последующем оснащению теплоизоляцией, опираются на деревянные (из твердых пород) 2 (рис. 13.8) или пластмассовые 4 (рис. 13.9) подкладки высотой не менее толщины тепловой изоляции.

После выверки аппараты закрепляют с помощью фундаментных болтов при наличии опорных лап и стоек (см. рис. 13.7–13.9) или посредством металлических хомутов 4 и фундаментных болтов 2, если нет опорных баз (см. рис. 13.6). После закрепления аппаратов возводят лестницы, площадки для технического обслуживания (рис. 9.3 и рис. 9.5), если это предусмотрено проектом, устанавливают запорно-регулирующую арматуру и приборы автоматики, затем соединяют с технологическими трубопроводами. Аппараты, поступившие на монтаж в собранном виде и испытанные на заводе-изготовителе, проверке на прочность не подвергают, если они не повреждены, не истек срок гарантийного хранения, не нарушены условия хранения, а также не производились сварка, пайка или вальцовка их элементов, работающих под давлением. Их осматривают и проверяют на плотность совместно с трубопроводами.

Исключение составляют вертикальные кожухотрубные конденсаторы, которые испытывают в горизонтальном положении до установки на фундамент, так как после установки на фундамент проверить герметичность соединения труб с трубной решеткой затруднительно.

Индивидуальное испытание теплообменных аппаратов, оснащенных вентилятором (градирня, испарительный и воздушный конденсаторы) или мешалкой (открытый испаритель), включает в общем случае проверку теплообменных батарей на прочность и герметичность, а также обкатку их механизмов. Например, испарительные конденсаторы ИК-125, воздушные конденсаторы Я10-ФКБ, вентиляторные градирни ГПВ (см. рис. 9.3) поступают на монтаж в собранном виде и испытанные на заводе-изготовителе. Их индивидуальное испытание состоит из обкатки вентиляторов, а испытание конденсаторов, если необходимо, то и из проверки на прочность и герметичность.

Теплообменные аппараты большой производительности, имеющие значительные габаритные размеры, поступают на монтажную площадку в виде нескольких блоков, которые устанавливают, выверяют и закрепляют в заданной последовательности, начиная с

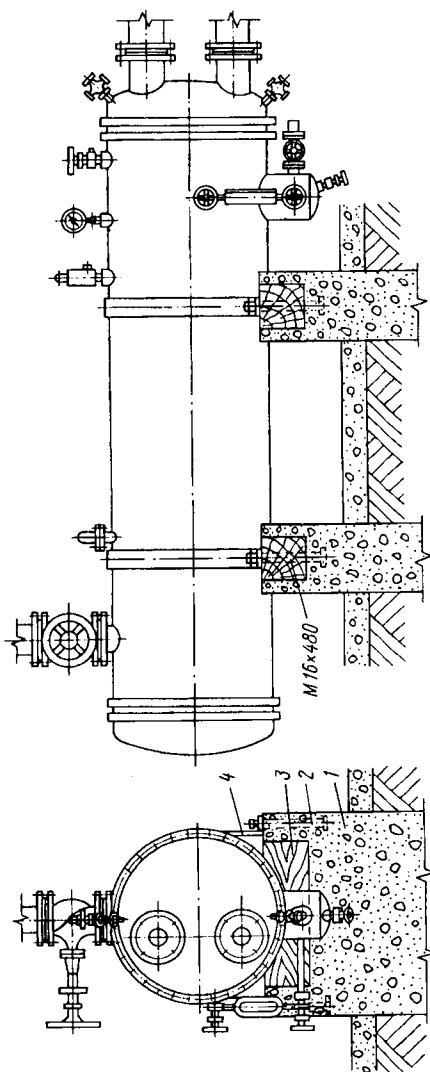


Рис. 13.6. Размещение на фундаменте кожухотрубного конденсатора:

1 — бетонный фундамент; 2 — фундаментный болт; 3 — деревянный брус; 4 — металлический хомут

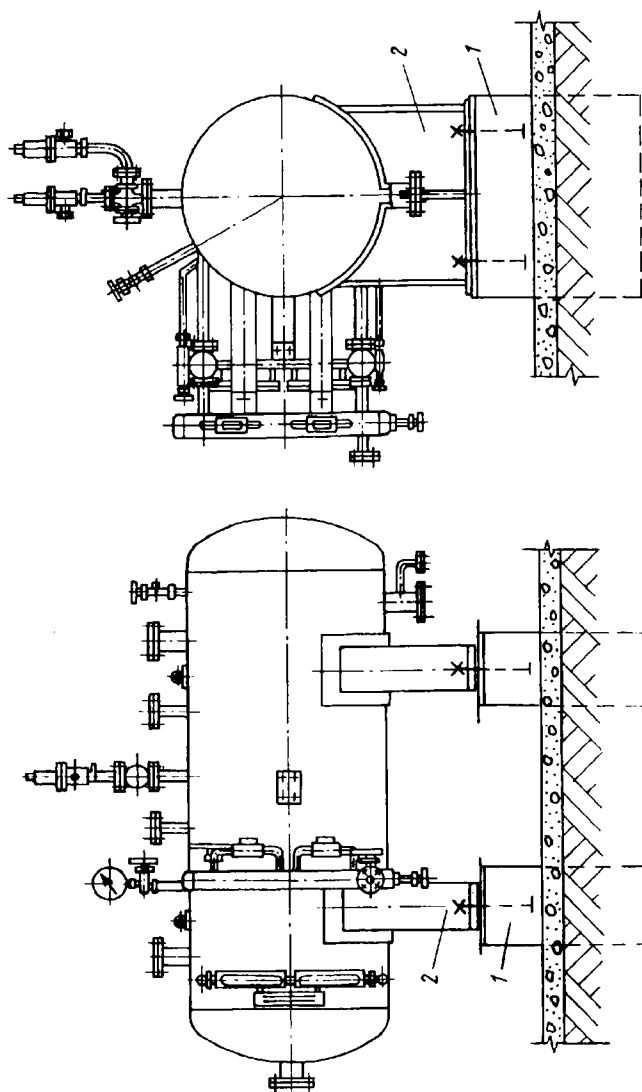


Рис. 13.7. Размещение на фундаменте линейного ресивера:
1 — бетонный фундамент; 2 — металлическая опорная стойка

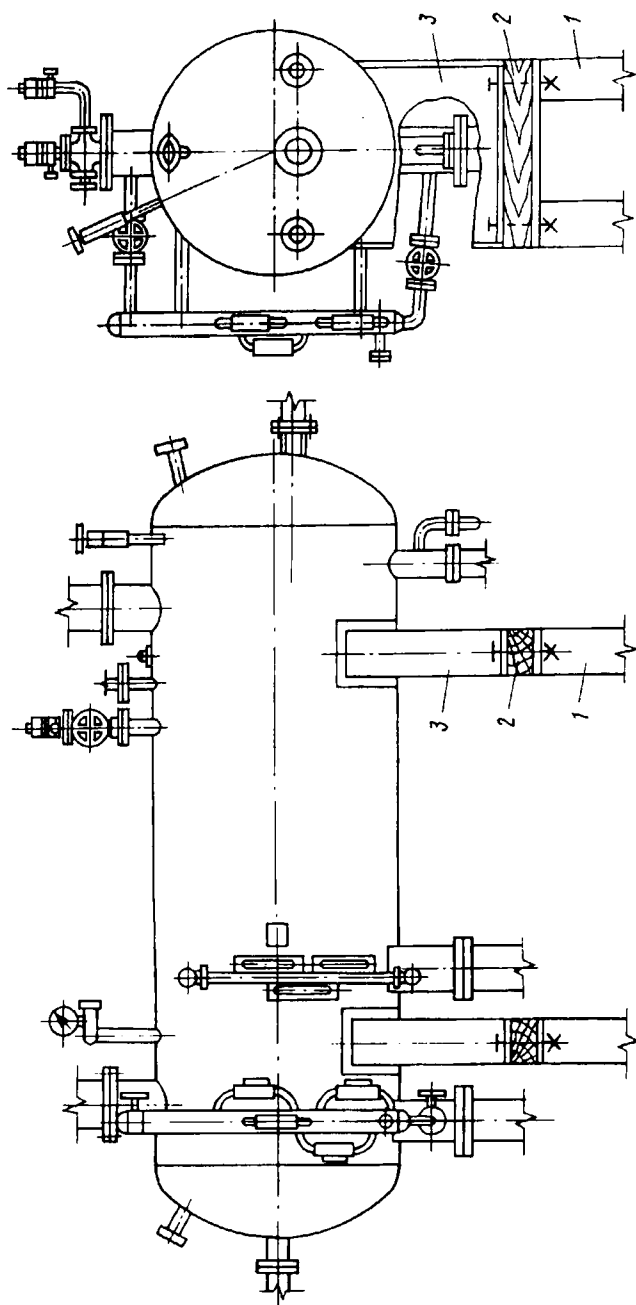


Рис. 13.8. Размещение на фундаменте циркуляционного ресивера:

1 — металлическая опорная конструкция; 2 — деревянная подкладка; 3 — металлическая опорная стойка

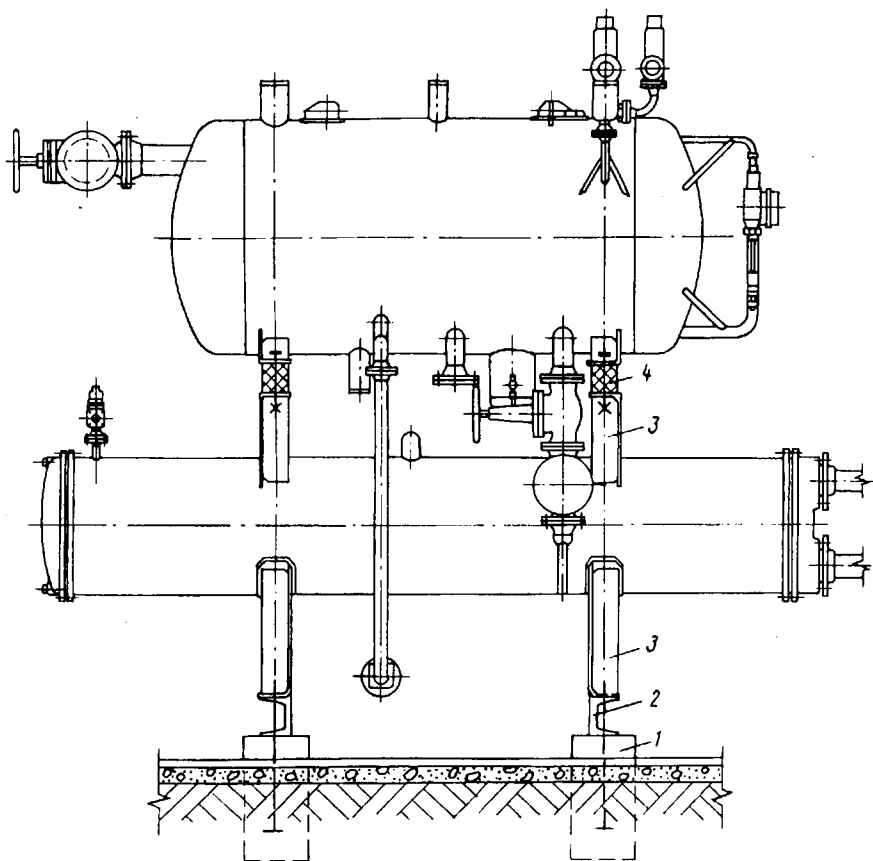


Рис. 13.9. Размещение на фундаменте конденсаторно-испарительного агрегата:
 1 — бетонный фундамент; 2 — металлическая рама; 3 — металлическая опорная стойка;
 4 — пластмассовая подкладка

базового блока. Воздушные конденсаторы монтируют в такой последовательности (рис. 13.10). Из деталей, входящих в комплект поставки, собирают на фундаменте 1 опорную металлоконструкцию 3. После выверки и крепления металлоконструкции детали сваривают. На индивидуальном фундаменте 8 устанавливают, выверяют и закрепляют блок привода 7 вентилятора. Устанавливают коллектор 4, диффузор 5, колесо вентилятора. Проверяют горизонтальность колеса и зазор между коллектором и лопастями колеса. Устанавливают увлажнитель воздуха, секции труб 6, жалюзи, площадку для технического обслуживания, лестницу и т. д. Индивидуальное испытание конденсатора включает обкатку вентилятора, настройку его лопастей на определенный угол атаки и проверку на плотность и прочность.

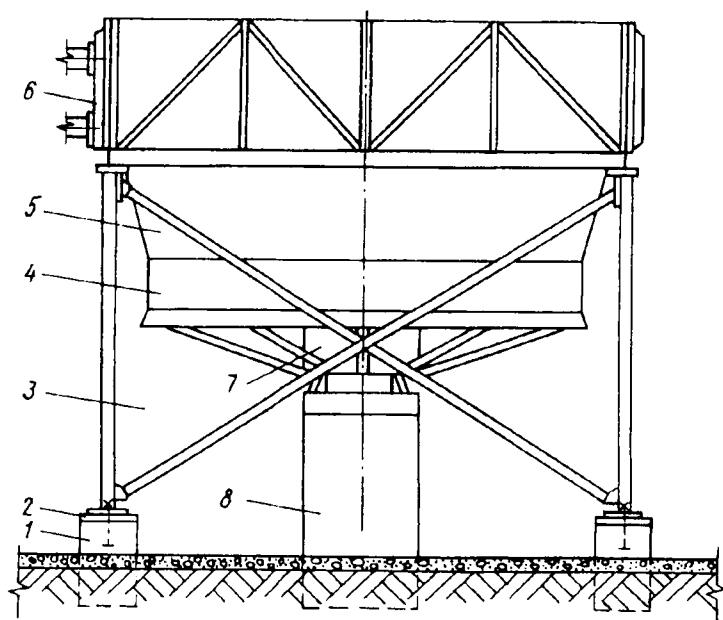


Рис. 13.10. Размещение на открытой площадке воздушного конденсатора:

1 — бетонный фундамент; 2 — бетонная подливка; 3 — опорная металлическая конструкция; 4 — коллектор; 5 — диффузор; 6 — секция труб; 7 — электропривод; 8 — бетонный фундамент привода

Охлаждающие приборы. Хладоновые батареи поступают с завода-изготовителя в готовом к монтажу состоянии (рис. 13.11), а аммиачные и для хладоносителя изготавливают в мастерских монтажной организации в виде единой батареи на несущем каркасе, если позволяют условия транспортирования, или в виде секций батареи. Изготовленные батареи и их секции испытывают давлением на прочность и герметичность, очищают, окрашивают или оцинковывают, маркируют и доставляют в монтажную зону, где из секций собирают батареи. Батареи с помощью грузоподъемных средств устанавливают на опорные металлоконструкции, выверяют по высоте (допуск ± 10 мм) и углу наклона (допуск не более 1 мм на 1 м длины) и закрепляют. Затем соединяют сваркой с системой трубопроводов и подвергают индивидуальному испытанию совместно с трубопроводами.

Воздухоохладители поступают на монтаж в собранном виде и испытанные на заводе-изготовителе. В охлаждаемых помещениях их устанавливают таким образом: постаментные ставят на опорную конструкцию, подвесные крепят к закладным деталям бетонных конструкций (рис. 13.12) или тросами к металлическим конструкциям (рис. 13.13); выверяют по высоте и по углу наклона, закрепляют, соединяют с помощью сварки с системой

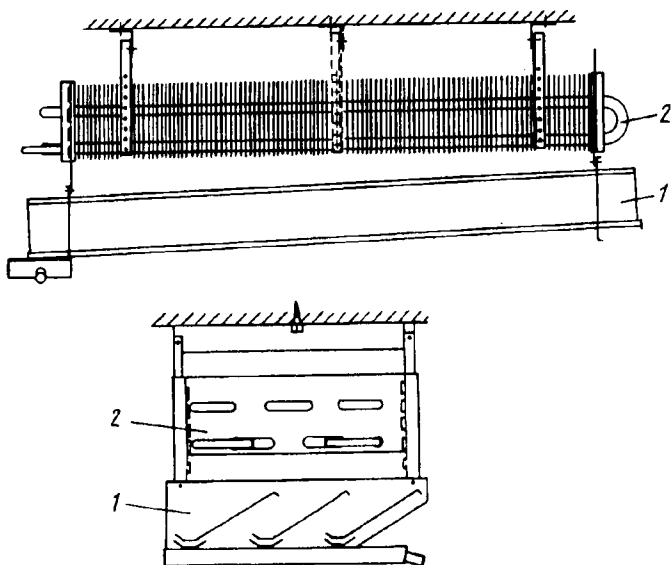


Рис. 13.11. Размещение хладоновой потолочной батареи:

1 — поддон; 2 — секция труб

трубопроводов. Далее подводят кабели электропитания и провода системы управления к электродвигателю вентилятора, электрическим нагревателям системы оттаивания и датчикам систем автоматизации. Индивидуальное испытание воздухоохладителя включает обкатку вентилятора и проверку на прочность и герметичность батарей совместно с трубопроводами. Перед обкаткой проверяют наличие смазочного материала в подшипниках электродвигателя, электрическое сопротивление обмоток электродвигателя и электронагревателей (допуск не менее 0,5 МОм), плавность вращения валов, осевое и радиальное биение лопастей,

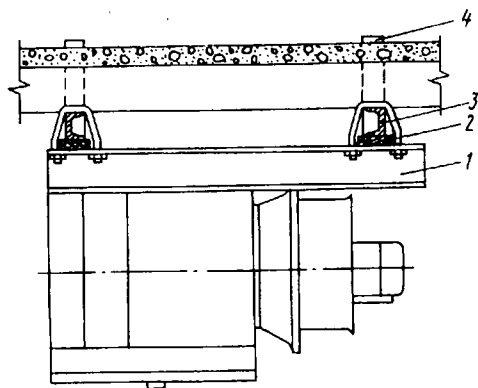


Рис. 13.12. Крепление подвешенного воздухоохладителя к бетонным несущим конструкциям:

1 — балка воздухоохладителя; 2 — деревянная подкладка; 3 — подвесная балка; 4 — закладная деталь

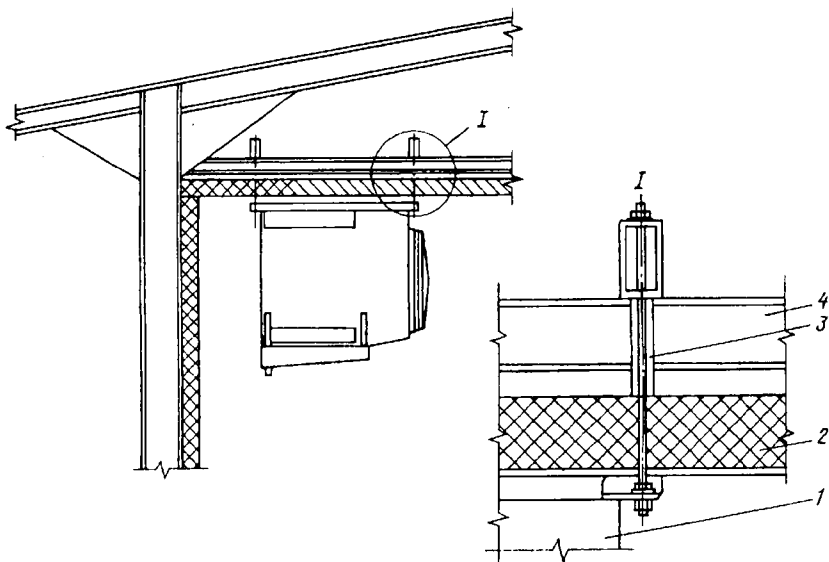


Рис. 13.13. Крепление подвешного воздухоохладителя к металлическим несущим конструкциям:

1 — балка воздухоохладителя; 2 — панель типа сэндвич; 3 — теплоизолированная тяга; 4 — несущая балка

направление вращения (кратковременным включением). При обкатке контролируют температуру подшипников, уровни шума и вибрации.

Технологические трубопроводы. Трубопроводы изготавливают в мастерской монтажной организации на основе проектной документации с учетом реального взаимного положения оборудования и строительных конструкций. Для учета фактических размеров в помещениях и сооружениях, принятых под монтаж, размечают положение трубопроводов, нанося отметки их осей мелом или краской на строительных конструкциях. При разметке руководствуются монтажными чертежами и схемами, в которых даны привязки осей труб к строительным конструкциям. Сначала размечают горизонтальные оси, начиная с магистральных трубопроводов, а затем намечают оси ответвлений. По осям уточняют места расположения арматуры, компенсаторов, опор и подвесок, намечают размеры частей трубопроводов, подлежащих изготовлению в мастерской и выполняют эскизы этих частей.

По выполненной разметке делают отверстия в строительных конструкциях для анкерных болтов, заливают их бетонным раствором. Когда прочность бетона будет соответствовать проектному значению, монтируют кронштейны, опоры и подвески согласно проекту. Варианты крепления трубопроводов показаны на рис. 13.14. По разработанным детализированным чертежам в мастерской центра-

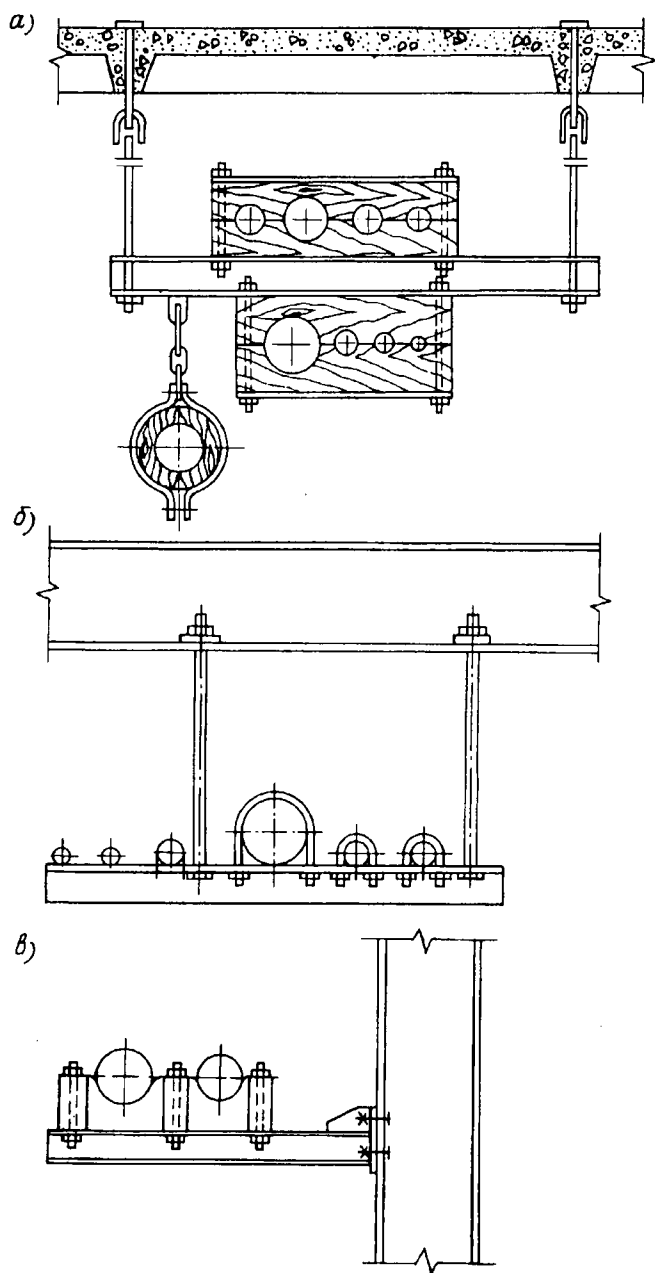


Рис. 13.14. Крепление трубопроводов: *a* — к закладным деталям, заделанным в покрытие; *б* — к несущей металлической балке; *в* — к металлической колонне

лизованно изготавливают сборочные единицы. Сборочная единица — это часть трубопровода, включающая в общем виде детали трубопровода, арматуру и соединения, размеры, масса и конфигурация которой ограничены условиями транспортирования и монтажа. Сборочные единицы после очистки и контроля сварных соединений маркируют, патрубки и бобышки закрывают заглушками и направляют на склад или в монтажную зону. Сборочные единицы укрупняют в блоки, а секции прямолинейных участков — в плети, если позволяют условия монтажа.

Перед прокладкой трубопроводов проверяют: прочность крепления закладных деталей и кронштейнов; положение опорных конструкций (отклонение в плане для внутрицеховых не более ± 5 мм и для межцеховых не более ± 10 мм, а угол наклона не более 0,001); комплектность линии трубопроводов сборочными единицами, а также деталями и арматурой, не входящими в сборочные единицы; соответствие чертежам штуцеров оборудования и их расположение. Сборку внутрицеховых трубопроводов начинают, как правило, от оборудования, причем присоединяемый узел (или блок) трубопровода предварительно закрепляют на опорах так, чтобы сила тяжести не воздействовала на оборудование. Положение узла (или блока) выверяют по высоте и углу наклона, при необходимости изменяя его с помощью подкладок, устанавливаемых под опоры, и предварительно закрепляют. Далее устанавливают, выверяют и предварительно закрепляют следующий узел или прямой участок. Так, последовательно собирают линию трубопровода, соединяя его участки, как правило, сваркой в нескольких точках.

Собранную линию трубопровода выверяют, закрепляют фланцевые соединения и сваривают монтажные стыки. Затем трубопровод закрепляют окончательно на опорах и подвесках и проверяют уклон, значение которого должно быть не менее 0,005. Причем, уклон аммиачных всасывающих трубопроводов выполняют в направлении циркуляционных, компаундных или защитных ресиверов, а нагнетательных — в направлении конденсатора или маслоотделителя. При сборке следят, чтобы запорная арматура не располагалась маховиком вниз, направление движения среды было под клапан или совпадало с направлением стрелки на корпусе вентиля, не было прогиба труб, соединения трубопроводов не размещались в местах, не доступных для осмотра и ремонта. Аммиачные трубопроводы заземляют в местах, указанных в проекте. После основных трубопроводов прокладывают вспомогательные, например дренажные и аварийные.

Межцеховые трубопроводы в отличие от внутрицеховых имеют длинные прямые участки и небольшое количество деталей, арматуры и соединений. Узлы и секции труб доставляют на трассу и укрупняют в плети, которые укладывают на эстакаде, начиная от неподвижной опоры. П-образные компенсаторы, устанавливаемые в горизонтальной плоскости на трех подвижных опорах, предварительно растягивают (на горячих трубопроводах) или сжимают (на хо-

лодных трубопроводах) на размер, указанный в проекте, с помощью временно устанавливаемых приспособлений. Затем компенсаторы соединяют с трубопроводами, а после окончательного закрепления трубопроводов на неподвижных опорах приспособления снимают. При сборке трубопроводов проверяют линейность оси с помощью натянутой струны и уклон с помощью уровня.

Полностью смонтированные и очищенные трубопроводы хладагента осматривают, испытывают на прочность, плотность и при необходимости на герметичность (с определением скорости падения давления) избыточным давлением воздуха или инертного газа (азота, диоксида углерода) при нормативных значениях давления, а сварные соединения аммиачных и углеводородных трубопроводов проверяют неразрушающими методами контроля. Испытание трубопроводов на прочность и плотность проводят раздельно для сторон высокого и низкого давлений, по отдельным линиям трубопроводов, отсоединенных от компрессорных и насосных агрегатов, теплообменных и емкостных аппаратов и штатных приборов контроля и систем автоматики. После получения удовлетворительных результатов испытания на прочность и плотность проводят испытание трубопроводов на герметичность, которое можно производить совместно с теплообменными и емкостными аппаратами, но с отсоединенными от них агрегатами и штатными приборами автоматики, раздельно по сторонам высокого и низкого давлений холодильной установки.

Нормативные значения давления приведены в монтажной документации для каждой линии трубопровода или отдельного его участка.

Общие требования к расчетным, пробным и испытательным давлениям для холодильных установок содержатся в НТД. Например, расчетное давление — максимальное избыточное давление, которое может иметь место во время работы или во время стоянки, — для холодильных установок, работающих на хладагентах с критической температурой выше 55 °C (R12, R22, R502, R32, R125, R134a, R717), должно быть не ниже давления хладагента в насыщенном состоянии при температуре: 32 °C для стороны низкого давления; 43 и 55 °C для стороны высокого давления при наличии конденсаторов соответственно водяного и воздушного охлаждения.

Многоступенчатые холодильные установки рассматривают как одноступенчатые, а все промежуточные ступени сжатия относят к стороне низкого давления. Для холодильных установок, работающих на хладагентах с критической температурой 55 °C и ниже (R13, R14, R170, R744), установлено одно расчетное давление независимо от стороны давления при температурах насыщения хладагентов ниже указанных ранее, при обязательном выполнении технических мероприятий, ограничивающих повышение давления во время длительной стоянки (например, включением в систему расширительного сосуда).

Расчетное давление является основой для определения пробного и испытательного давлений, уставок предохранительных клапанов и приборов ограничения рабочих давлений. Испытательное давление для проверки герметичности элементов (сборочных единиц) и системы в сборе равно (не более) расчетному.

Пробное давление для проверки прочности элементов системы должно быть не ниже расчетного, увеличенного в 1,3 раза для сварных и штампованных элементов, в 1,5 раза для литых. Срабатывание предохранительных клапанов должно быть при давлении не более расчетного, увеличенного в 1,12 раза. Уставка приборов, ограничивающих рабочее давление, должна быть не менее расчетного давления.

Испытанию предшествуют подготовительные работы: испытываемый участок отделяют от компрессоров, аппаратов и трубопроводов заглушками с хвостовиками (т. е. с участками, выступающими за пределы фланцев на 20 мм, что позволяет их быстро обнаружить), удаляют контрольно-измерительные приборы и датчики приборов систем автоматизации. Прокладывают временный трубопровод для подключения двухступенчатого воздушного компрессора с маслоотделителем и осушительным патроном, либо баллонов со сжатым газом с редукторами. Этот трубопровод оснащают двумя манометрами класса точности не ниже 1,5 и предохранительным клапаном, тарированным на открытие при давлении на 0,1 МПа, превышающем значение пробного давления.

Давление повышают постепенно, прекращая его подъем на период осмотра при достижении 0,3 и 0,6 значения пробного давления. При осмотре выявляют течи: сначала большие, что возможно с помощью одоранта (например, метилмеркаптана или этилмеркаптана с пороговым значением запаха $2,1 \cdot 10^{-5}$ мг/м³), добавленного к воздуху или газу, а затем меньшие посредством мыльного раствора, полимерного индикатора герметичности и приборами. А небольшие течи находят с помощью приборов, например галогенной лампы или галогенного течеискателя, добавив к воздуху или газу небольшое количество хладона. Обнаруженные течи устраняют после снижения давления до атмосферного, и испытание продолжают. Когда давление в испытываемом участке (линии) трубопровода достигнет значения пробного, то подачу воздуха (газа) прекращают, выдерживают 5 мин, наблюдая за показаниями манометра, а затем давление постепенно снижают до значения, равного испытательному, при котором и осматривают. Если давление, контролируемое с помощью манометра, не изменялось, а при осмотре не обнаружены остаточная деформация и утечка, то данный участок трубопровода выдержал испытание на прочность и плотность.

Все трубопроводы групп Б(а) и Б(б) должны подвергаться пневматическому испытанию на герметичность с определением скорости падения давления в период испытания. Трубопроводы дру-

гой группы, предназначенные для транспортирования неопасных веществ, также могут испытываться дополнительно, если это указано в монтажной документации. Трубопроводы признаются герметичными, если скорость падения давления, контролируемого непрерывно не менее 24 ч, окажется не более допустимого значения.

Аппараты и трубопроводы, работающие при давлении ниже атмосферного, можно испытывать на герметичность и под вакуумом после испытания под избыточным давлением. Целесообразность вакуумирования состоит еще и в том, что это испытание обычно предшествует заполнению холодильной установки хладагентом. Следовательно, в объекте будет меньше неконденсирующихся газов и водяного пара. А последнее важно при использовании гигроскопичных смазочных масел и хладагентов, незначительно растворяющих воду. Итак, трубопроводы вакуумируют с помощью вакуумного насоса — аммиачные до 5 кПа, хладоновые до 0,6 кПа остаточного давления — и выдерживают при таком вакууме в течение 18 ч, контролируя вакуум каждый час. Хладоновые трубопроводы рекомендуют вакуумировать в течение 18 ч перед проверкой их герметичности при вакууме для осушки. Система признается герметичной, если остаточное давление повысится не более, чем в 1,5 раза в течение первых 6 ч, а в течение остальных 12 ч будет постоянным при постоянстве температуры окружающей среды.

Водяные, рассольные трубопроводы и соответствующие полости теплообменных аппаратов при совместной проверке испытывают гидравлически давлением 0,6 МПа. Давление создают с помощью насоса или гидравлического пресса. Утечки, обнаруженные во время испытания, устраняют после снижения давления и удаления воды. Систему считают герметичной, если испытательное давление остается постоянным в течение 15 мин.

Теплоизоляционные работы. Аппараты, арматуру и трубопроводы теплоизолируют после проведения индивидуального испытания. Теплоизоляцию выполняют в соответствии с проектом, например, из мягких (маты из минеральной ваты или из озоностабильных) либо жестких (из плит, фасонных изделий) материалов, методом напыления или заливки в форму. Фасонные изделия, формованные, например, из пенополиуретана, пенополистирола, в виде скорлуп (для труб с наружным диаметром 25–275 мм) и сегментов (для труб с наружным диаметром 325–426 мм) применяют для изоляции прямых участков (см. рис. 3.19), стандартных отводов, фланцев и вентилях.

При создании изоляции методом заливки на очищенный участок трубопровода устанавливают передвижную опалубку; в нее заливают компоненты пенополиуретана. После затвердевания пенополиуретана опалубку перемещают. И так наращивают изоляцию по всей длине трубопровода. Наружную поверхность теплоизоляции покрывают пароизоляционным материалом, явля-

ющимися одновременно и облицовочным слоем (полимерными пленками, кашированными алюминиевой фольгой; стеклопластиком).

Испытанные и теплоизолированные трубопроводы окрашивают в опознавательные цвета, установленные отраслевой НТД.

§ 13.4. КОМПЛЕКСНОЕ ИСПЫТАНИЕ И СДАЧА В ЭКСПЛУАТАЦИЮ

Комплексное испытание проводят для введения в исправное состояние холодильного, технологического, энергетического и санитарно-технического оборудования, систем вентиляции, автоматизации, а также установления заданного режима работы холодильной установки. Комплексное испытание осуществляет эксплуатационный персонал владельца (заказчика) с участием инженерно-технических работников генподрядчика или субподрядных организаций, а при необходимости и персонала заводов-изготовителей.

Производству работ предшествует изучение документации по возводимому объекту, переданной после приемки индивидуально испытанного оборудования, для контроля и подготовки к комплексному испытанию. Документация включает: технические паспорта, инструкции по эксплуатации и описания; акты освидетельствования скрытых работ, формуляры промежуточной приемки выполненных операций, акты индивидуального испытания на каждый компрессор, аппарат, линию технологического трубопровода и т. д. Изучение проектной и технической документации позволяет: установить технические возможности смонтированной установки; составить необходимую документацию для проведения комплексного испытания; определить потребность в специалистах, инструментах, материалах; проверить соответствие смонтированной установки проекту, а выполненных работ монтажной документации. Проверка соответствия холодильной установки проекту касается: оборудования относительно количества и марок (типов) смонтированного оборудования, его технического состояния, взаимного расположения; запорно-регулирующей арматуры, приборов и средств автоматизации в том же аспекте, что и для оборудования; технологических трубопроводов в отношении материала, диаметра, положения в пространстве и т. д. Внутренние полости аппаратов и трубопроводов очищают от механических загрязнений, продувая полости со стороны хладагента сжатым воздухом или газом с давлением 0,3–0,6 МПа, создаваемым с помощью воздушного компрессора или баллонов с газом, и промывая трубопроводы водяные и хладоносителя водой. Для экономии времени и затрат продувают и промывают системы параллельно с испытанием их на прочность и герметичность, когда многократно повышают и понижают до атмосферного давление, ликвидируя утечки. Системы продувают по частям, выбирая участ-

ки так, чтобы механические загрязнения уносились (перемещались) потоком воздуха или газа к выходному отверстию и выносились истекающим потоком. Участок продувают несколько раз, пока не прекратится выход загрязнений.

Системы водяные и рассольные промывают водой, используя штатные насосы, до состояния, при котором в фильтре перестанут задерживаться загрязнения.

Заполнение системы хладагентом и рабочими веществами. Холодильные установки, использующие косвенное охлаждение, заполняются сначала хладоносителем. Хладоноситель может поступать на объект в состоянии, готовом к заправке в систему, т. е. приготовленный на заводе-изготовителе с заданной концентрацией, с введенным ингибитором коррозии и требуемым водородным показателем. Такие хладоносители имеют название (торговую марку), например, кальтонат (на основе NaCl), кальтозин (на основе CaCl_2), айсзоль (на основе CaCl_2). Хладоноситель может готовиться и на месте монтажа в специально оборудованном для растворения соли баке-концентраторе. Концентрации хладоносителя выбирают из условия, что температура его замерзания на 8 К ниже температуры кипения хладагента в испарителе. Безводная соль должна удовлетворять требованиям стандарта. Например, для получения раствора хлорида кальция следует применять кальцинированный CaCl_2 высшего сорта. Для снижения коррозионной активности хладоносителей в них добавляют ингибиторы и щелочь. Например, в раствор CaCl_2 на каждый 1 м³ вводят 1 кг ZnCl_2 и NaSiO_3 , а для получения щелочной реакции раствора — необходимое количество каустической соды (NaOH). Массовую долю раствора контролируют по его плотности с помощью ареометра, а водородный показатель — индикатором или pH-метром.

Приготовленный хладоноситель из бака (или бочки) подают штатным насосом через дополнительный фильтр в систему. При этом обеспечивают выход воздуха из системы, поочередно по ходу заполнения, открывая воздушные краны и пробки на батареях, трубах и аппаратах. После наполнения системы хладоносителем и кратковременной работы для перемешивания проверяют массовую долю хладоносителя и составляют акт с указанием: марки, сорта и массы соли, а также введенного ингибитора, общей массы раствора и его плотности.

Хладоновые холодильные установки, использующие взаимно растворимые масло и хладагент, заполняют сначала маслом, масса которого составляет приблизительно 5–10 % массы заправляемого хладона. Качество заправляемого масла должно подтверждаться сертификатом и соответствовать стандарту. Систему заполняют маслом через заправочный вентиль по линии, содержащей специальный осушительный патрон, под действием разности давлений. После заполнения системы составляют акт, в котором указывают марку и массу заправленного масла и к которому прилагают сертификат на масло.

Заполнение системы аммиаком является опасной операцией из-за пожаровзрывоопасности аммиака и высокой вероятности его утечки. Поэтому ее проведение регламентировано правилами техники безопасности и должно осуществляться в соответствии с инструкцией. Аммиак для заполнения холодильной установки может поступать в железнодорожных и автомобильных цистернах и баллонах в зависимости от количества хладагента, необходимого для заполнения установки и указанного в ПИМР. Цистерны и баллоны должны отвечать требованиям, изложенным в НТД. Технические условия на поставку, тара и маркировка для жидкого аммиака должны соответствовать требованиям стандарта. Качество аммиака, содержащегося в цистернах и баллонах, должно быть удостоверено сертификатом качества (протоколом лабораторного анализа). При нарушении требований стандарта и отсутствии сертификата заполнять систему таким аммиаком запрещается. Общие требования и содержание работ, выполняемых администрацией и бригадой обслуживающего персонала, изложены в соответствующих инструкциях. Например, прибывшую на предприятие цистерну с аммиаком администрация компрессорного цеха принимает от представителя железной дороги по накладной и сертификату на аммиак. Визуально проверяют техническое состояние цистерны, контрольно-измерительных приборов, а также наличие пломб на вентилях, приборах, люке верхнего лаза. В книгу регистрации слива аммиака заносят номер цистерны, сведения о ее техническом состоянии, а также отмечают, возможен ли слив. Цистерну ограждают предохранительными брусками, стрелочные переводы (при их наличии) ставят в положение, отключающее цистерну от железнодорожного пути, колеса цистерны закрепляют башмаками 6, цистерну заземляют. От заправочного коллектора 4 (рис. 13.15, а), расположенного снаружи и соединенного с регулирующей станцией, прокладывают жидкостный трубопровод из труб $\varnothing 57 \times 3,5$ к цистерне. Если центральная регулирующая станция отсутствует, то заправочный коллектор 4 соединен с магистральным жидкостным трубопроводом, идущим от конденсаторов (рис. 13.15, б).

Администрация предприятия проверяет правильность соединения цистерны с холодильной установкой и дает письменное разрешение начальнику компрессорного цеха провести слив аммиака. Специально проинструктированная бригада, экипированная противогазами, резиновыми сапогами и перчатками, присоединяет и отсоединяет заправочный трубопровод от цистерны. При этом каждый раз запорные вентили пломбируют. Пломбы снимают с вентилей только перед сливом аммиака. Запрещается оставлять цистерну присоединенной к системе, если слив аммиака не производится. При заправке аммиак поступает в объекты холодильной установки (охлаждающие приборы, испаритель, циркуляционный ресивер и др.) под действием разности давлений, которая создается путем вакуумирования объекта установки с по-

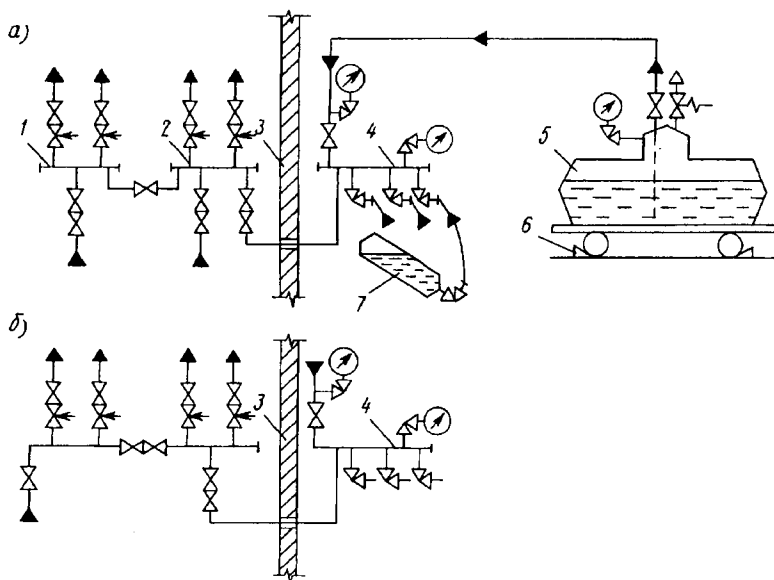


Рис. 13.15. Схема заполнения системы аммиаком из железнодорожной цистерны и баллонов: *а* — при наличии центральной регулирующей станции; *б* — при ее отсутствии;

1 — коллектор испарительной системы t_{02} ; 2 — коллектор испарительной системы t_{01} ; 3 — наружная стена; 4 — заправочный коллектор; 5 — железнодорожная цистерна; 6 — тормозной башмак; 7 — баллон

мощью компрессора. По мере заполнения объекта установки хладагентом разность давлений уменьшается, а о прекращении подачи хладагента свидетельствует таяние инея на поверхности заправочного трубопровода. Затем начинают заполнять другой предварительно подготовленный объект. При заполнении следят за герметичностью соединений и нормой заполнения аппаратов. При обнаружении утечки хладагента заполнение прекращают, аммиак отсасывают из этого участка системы и утечку устраняют. Об опорожнении цистерны свидетельствуют падение в ней давления и таяние инея на поверхности заправочного трубопровода. После заправки системы хладагентом цистерну пломбируют и сдают представителю железной дороги, выдавая справку о сливе аммиака из системы. Если холодильная установка имеет аммиакохранилище, которое включает ресиверы, соединенные трубопроводами с системой установки, то аммиак из цистерны сливают последовательно (после заполнения ресивера на 80 % от его вместимости) в ресиверы под действием разности давлений.

Из автомобильной цистерны холодильную установку заполняют аммиаком так же, как и из железнодорожной цистерны.

Из баллонов холодильные установки заполняют аммиаком посредством заправочного коллектора 4 (рис. 13.15). Баллоны,

проверенные на наличие маркировки, срока технического освидетельствования, стандартной окраски, а также на исправность запорного вентиля, содержащие аммиак и снабженные протоколом заводской лаборатории с указанием данных анализа, взвешивают и устанавливают на подставку вентилем вниз (для быстрого опорожнения). Баллоны соединяют с угловыми вентилями заправочного коллектора 4, имеющего для контроля манометр, съемными стальными трубками, оснащенными штуцерами с накидными гайками. Аммиак под действием разности давлений удаляется одновременно из всех подключенных к коллектору баллонов. Об опорожнении баллонов судят по падению давления, которое контролируют с помощью манометра, установленного на коллекторе, а также таянию инея на заправочных трубках. Количество аммиака, заправленного в систему из баллонов, определяют по разности масс баллонов до и после опорожнения.

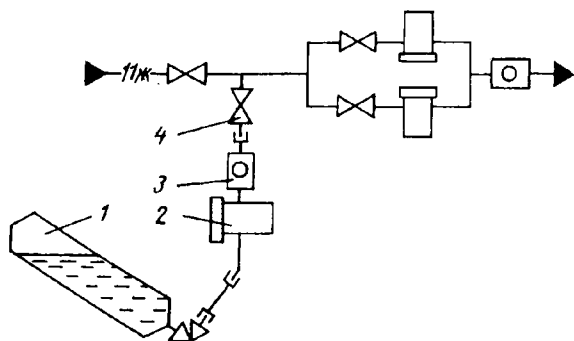
Заполнение системы хладоном (более безопасным хладагентом, чем аммиак) не регламентируется отраслевыми правилами техники безопасности, но выполняемые при этом операции аналогичны выполняемым при заполнении системы аммиаком. Хладон поступает в баллонах и контейнерах (бочках), которые должны: быть в исправном техническом состоянии; быть окрашены в серебристый цвет; иметь надпись черного цвета (например, «Хладон-22»); иметь паспорт. Качество хладона, находящегося в них, должно удостоверяться сертификатом и соответствовать стандарту. Запрещается заполнять систему хладоном, не имеющим сертификат качества. Перед заполнением системы хладоном должно быть проведено ее вакуумирование для осушки в течение 12–24 ч в зависимости от вида хладона при температуре окружающей среды не менее 15 °С.

Систему заполняют хладоном (рис. 13.16) через заправочный коллектор или вентиль 4 жидкостного трубопровода. Взвешенный баллон 1 устанавливают на подставку вентилем вниз, соединяют с заправочным вентилем 4 (или коллектором) отожженной медной трубкой либо фторопластовым шлангом в металлической оплетке, испытанными предварительно на прочность и герметичность. Заправочная линия включает фильтр-осушитель 2 и индикатор влажности 3. Первоначально хладон поступает в систему за счет разности давлений. При повышении давления в системе на R22 до 0,5 МПа и на R12 до 0,3 МПа включают компрессор для снижения давления и продолжения заправки. После заполнения системы хладагентом составляют акт, в котором указывают количество заправленного хладагента, с приложением сертификатов.

Комплексное испытание холодильной установки включает проверку функционирования оборудования на хладагенте, хладоносителя для настройки их узлов, а также систем смазки и охлаждения. Затем контролируют функционирование взаимосвязан-

Рис. 13.16. Схема заполнения системы хладагентом:

1 — баллон; 2 — фильтр-осушитель; 3 — индикатор влажности; 4 — заправочный вентиль



ного оборудования сначала на холостом ходу, а затем под нагрузкой и, наконец, при штатной нагрузке. Состав работ и программа их выполнения изложены в ППМР.

Первоначальный пуск холодильной установки производят в определенной последовательности и при ручном управлении оборудованием. Вначале включают элементы установки, обеспечивающие конденсацию хладагента (насос, градирню и конденсатор), циркуляцию хладагента (насос, ресивер и охлаждающие приборы) и хладоносителя (насос, испаритель и охлаждающие приборы). Такая последовательность обеспечивает наиболее безопасные условия пуска оборудования, так как уменьшается давление нагнетания, снижается вероятность замерзания хладоносителя в испарителе и вскипания хладагента в циркуляционном ресивере. Затем включают компрессорные агрегаты.

Пуску оборудования предшествуют проверка его состояния и подготовка в соответствии с инструкцией завода-изготовителя. Например, перед пуском открытых центробежных насосов проверяют наличие масла в корпусе подшипников, плавность вращения валов насоса и электродвигателя, затяжку сальника. Затем открывают запорные вентили в циркуляционном контуре, кроме нагнетательного вентиля насоса, жидкостью заполняют насос и включают электродвигатель. После достижения электродвигателем насоса номинальной частоты вращения (через 2–3 мин) медленно открывают нагнетательный вентиль, увеличивая расход жидкости и добиваясь номинальной ее подачи, показателем которой является, как правило, давление нагнетания (или разность давлений нагнетания и всасывания).

Испарительный конденсатор (ИК-125) включают в следующем порядке: поддон заполняют водой, проверяют плавность вращения колес вентиляторов; проверяют направление вращения колес вентиляторов; производят пуск водяного насоса и вентиляторов. Затем регулируют подачу воды в поддон и работу форсунок (угол распыла должен быть 120°); открывают запорные вентили на линиях слива жидкого хладагента и подачи пара в аппарат; контролируют герметичность соединений и исправность контрольно-измерительных приборов и приборов автоматики.

При наладке режима работы периодически контролируют следующие параметры: температуру мокрого термометра на расстоянии 1 м от всасывающих окон; давление конденсации с помощью манометра; температуру жидкого хладагента, выходящего из конденсатора; количество циркулирующей воды и свежей воды, пополняющей систему. Перед пуском градирен проверяют уровень воды в резервуаре, открывают запорные вентили в циркуляционном контуре, включают вентилятор и насос. Затем регулируют вентилем подачу воды в водораспределительном узле так, чтобы смачивалась вся поверхность оросителя. При наладке режима работы градирни измеряют: температуру воды на входе и выходе из градирни, скорость движения воздуха, температуру и влажность воздуха на входе и выходе из градирни, количество циркулирующей в контуре и идущей на подпитку свежей воды. Перед пуском воздушного конденсатора (типа АВГ) проверяют уровень масла в редукторе, прочность крепления лопастей, коллектора и ограждения, угол установки лопастей вентилятора.

В процессе работы измеряют: температуры масла в редукторе, подшипников редуктора и электродвигателя, воздуха на входе и выходе из конденсатора, жидкого хладагента, давление конденсации, а также проверяют работу узлов увлажнителя воздуха и привода жалюзи. Перед пуском герметичного насоса 1 (рис. 13.17) прове-

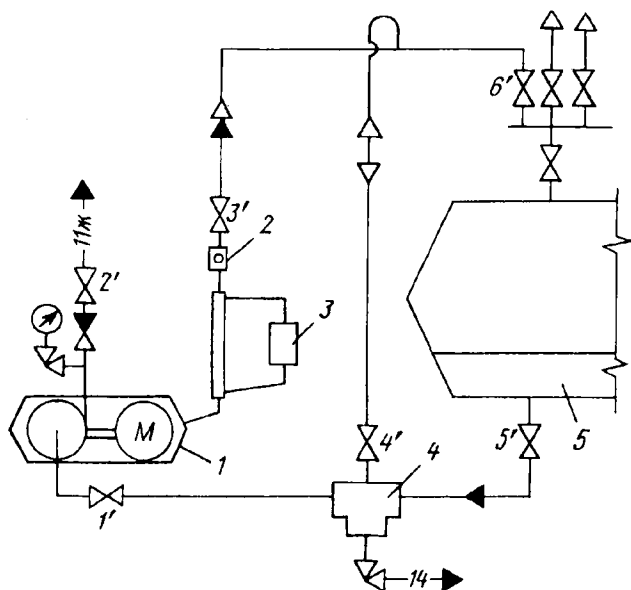


Рис. 13.17. Схема включения герметичного насоса:

1 — герметичный насос; 2 — смотровой глазок; 3 — датчик реле уровня;
4 — разделительный сосуд; 5 — циркуляционный ресивер; 1' — 6' —
запорные вентили

ряют уровень жидкого хладагента в циркуляционном ресивере 5, открывают вентили на линии отвода охлаждающего потока 3', 6', на всасывающем 1', 5' и уравнительном 4' трубопроводах, приоткрывают нагнетательный вентиль 2', чтобы заполнить насос жидким хладагентом, а также проверяют легкость вращения ротора с помощью торцевого ключа. Убедившись в том, что пар удален из корпуса и насос заполнен жидким хладагентом, включают насос и медленно открывают нагнетательный вентиль 2', наблюдая за давлением с помощью манометра. После установления номинального давления корректируют уставки реле разности давлений, теплового и токового реле, осуществляющих защиту насоса. В последующий период контролируют давление нагнетания, температуру, герметичность соединений, уровни шума и вибрации.

Перед включением воздухоохладителей проверяют плавность вращения лопастей вентилятора, открывают всасывающий, затем жидкостный запорные вентили и включают вентилятор. В процессе наладки измеряют: температуры воздуха на входе и выходе из воздухоохладителя, кипения хладагента; скорость движения воздуха.

После введения в исправное состояние отдельных единиц оборудования приступают к установлению рекомендуемого режима работы установки: температур воздуха в охлаждаемых объектах, температур хладоносителя и хладагента, разностей температур в теплообменных аппаратах и других параметров.

В период комплексного испытания ведут журнал, в который периодически заносят все параметры, характеризующие работоспособность холодильного оборудования, на основе которых анализируют работу установки.

Сдача в эксплуатацию. Холодильную установку сдают в эксплуатацию в соответствии с программой сдаточного испытания, которая может быть различной. Например, установку можно сдавать в два этапа. Цель первого этапа испытания — установление и поддержание проектных показателей, характеризующих работу установки, но без проектной тепловой нагрузки. Первый этап заканчивается, если в охлаждаемых объектах поддерживались проектные температуры и другие показатели при штатном (автоматическом или полуавтоматическом) режиме управления работой установки.

Окончанием второго этапа испытания является поддержание проектных значений показателей при безотказной работе холодильной установки уже при проектной тепловой нагрузке в течение 72 ч (для камер холодильной обработки в течение 1–2 циклов) при штатном режиме управления работой установки. Рабочая комиссия проверяет качество и соответствие строительно-монтажных работ документации, принимает установку по акту, а также принимает решение о возможности предъявления акта приемочной комиссии. После утверждения акта приемочной комиссией, в состав которой входят представители заказчика, генподрядчика, проектной организации, финансирующего банка, органов госу-

дарственного санитарного, пожарного надзора, технической инспекции профсоюзов, холодильная установка считается введенной в эксплуатацию. Заказчику (владельцу) передается вся документация: комплект чертежей с исправлениями и добавлениями, сделанными в процессе строительства и монтажа; техническая; монтажная (акты, формуляры, журналы контроля); пусконаладочная (акты, журналы наблюдений); другие документы.

§ 13.5. ОСОБЕННОСТИ МОНТАЖА ТОРГОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Холодильные установки предприятий торговли и общественного питания (или торговые холодильные установки) включают холодильные агрегаты (машины) небольшой единичной холодопроизводительности (до 20 кВт) с наиболее высоким уровнем агрегатирования.

Основные положения производства монтажных работ и последовательность их выполнения одинаковы для крупных и торговых холодильных установок. Так, монтаж торговых холодильных установок, как и больших промышленных, выполняющий в соответствии с типовым или индивидуальным проектом. Перед монтажом проверяют готовность помещений и фундаментов, соответствие проекту оборудования, его комплектность и техническое состояние, комплектность заводской технической документации. Оборудование устанавливают, выверяют и закрепляют на фундаменте, прокладывают трубопроводы, выполняют электромонтажные работы, проверяют прочность и герметичность системы. Установку заполняют хладагентом. После комплексного испытания и пусконаладочных работ холодильную установку сдают в эксплуатацию.

Однако оборудование таких холодильных установок имеет небольшую массу (компрессоры с небольшой силой инерции неуравновешенных масс), работает на неядовитых, пожаро- и взрывобезопасных хладагентах и в автоматическом режиме управления, поэтому монтаж оборудования имеет некоторые особенности.

Холодильные агрегаты можно сосредоточивать в одном помещении (в машинном отделении) или рассредоточивать по специальным помещениям предприятия. Эти помещения должны иметь строительный объем, удовлетворяющий условию: на 1 м³ объема помещения приходится не более 0,5 кг R12 и R13, 0,3 кг R22 и 0,4 кг R502, содержащегося в агрегате (агрегатах). Машинное отделение выполняют с учетом требований соответствующих СНиП, санитарных норм, правил техники безопасности. Например, в машинном отделении холодильные агрегаты (машины) размещают так, чтобы ширина главного прохода от электрощита до выступающих частей агрегатов составляла не менее 1,2 м, а расстояние между выступающими частями оборудования было 1 м и между оборудованием и стеной — 0,8 м. Система вентиляции

должна обеспечить трехкратный воздухообмен в течение 1 ч и пятикратный аварийный воздухообмен (вытяжку).

В подсобных помещениях холодильный агрегат размещают так, чтобы расстояние от воздушного конденсатора до стены было не менее 0,3 м, а с других трех сторон был проход шириной не менее 0,8 м. Агрегаты должны быть защищены ограждением, не препятствующим естественной циркуляции воздуха и доступу к оборудованию для технического обслуживания. Помещение, в котором располагается агрегат (агрегаты), должно быть оборудовано системой вентиляции, обеспечивающей состояние воздушной среды в соответствии с требованиями санитарных норм, а также температуру воздуха не более 45 °С и влажность не более 80 %.

Монтаж агрегатов начинают с проверки и установки исправного оборудования на фундамент и опоры. Фундамент может быть выполнен из бетона, металлопроката и деревянных брусьев в зависимости от динамической нагрузки, создаваемой компрессором. Фундаменты располагают, как правило, на элементах строительных конструкций здания: на полу, на перекрытии, на капитальной стене. Поэтому для уменьшения уровней шума и вибрации между опорными частями агрегата и фундамента помещают виброизолирующие опоры, включающие металлические пружины и прокладки из резины и пластмассы.

Компрессорные агрегаты, создающие относительно большую динамическую нагрузку, устанавливают на виброизолирующих опорах и соединяют с трубопроводами через гибкие вставки (металлические или пластмассовые в металлической оплетке).

Охлаждающие приборы (батареи и воздухоохладители) размещают на опорах (кронштейнах), установленных на стене или потолке камеры, выверяют и закрепляют.

Щиты с арматурой и теплообменниками (при их наличии) размещают на стене около агрегата.

Трубопроводы прокладывают после закрепления агрегатов, щитов с арматурой и теплообменниками и охлаждающих приборов. Трубопроводы диаметром до 20 мм изготавливают в основном из медных труб, входящих, как правило, в комплект поставки. Медные трубы должны быть отождены для придания им пластичности и очищены химическим способом от окислов. Трубопроводы могут изготавливаться и из стальных бесшовных труб. С оборудованием и арматурой трубопроводы соединяют посредством штуцерных соединений с конической уплотнительной поверхностью для медных труб и плоской — для стальных. В первом случае соединение герметизируется без прокладочного материала — по поверхности участка медной трубы, отбортованного под углом 45°, а во втором — посредством паронитовой прокладки. Между собой трубы соединяют: медные — пайкой, стальные — сваркой.

Для снижения уровня вибрации, которая вызывает шум и усталостное разрушение труб, трубопроводы соединяют с агрегатом через гибкие вставки и компенсаторы. В относительно небольших установках с трубопроводами из медных труб вибрация поглощается в основном трубопроводами, поэтому устанавливают только компенсационные петли на всасывающем и нагнетательном трубопроводах вблизи компрессора. Компенсаторы — это один-два витка трубы радиусом приблизительно 0,15 м, расположенные в горизонтальной плоскости, чтобы в них не накапливалось масло.

Если трубопроводы жесткие, то для гашения вибрации применяют гибкие вставки, размещаемые на трубопроводе (желательно на его вертикальном участке) вблизи компрессора.

Прокладку трубопроводов начинают обычно со всасывающего трубопровода, от охлаждающих приборов к компрессору. Эквидистантно всасывающему прокладывают жидкостный трубопровод. При отсутствии в системе теплообменника всасывающий и жидкостный трубопроводы плотно прижимают друг к другу хомутами для обеспечения теплообмена. Горизонтальные участки прокладывают с уклоном не менее 0,02 в сторону компрессора для возврата масла. При прокладке всасывающего трубопровода с подъемом по ходу движения хладагона перед подъемом делают маслоподъемную петлю с радиусом отвода (изгиба), равным приблизительно трем диаметрам трубы (рис. 13.18). Трубопроводы крепят к стене с помощью пластмассовых или деревянных колодок, размещаемых с шагом приблизительно 1,5 м.

ТРВ устанавливают при прокладке жидкостного трубопровода по возможности ближе к охлаждающему прибору или распределителю типа «паук» (рис. 13.18) при его наличии. Термочувствительный патрон ТРВ размещают на всасывающем трубопроводе так, чтобы он воспринимал температуру только пара и особенно в период стоянки компрессора. Если температура термочувствительного патрона будет значительно выше, чем охлаждающего прибора, то ТРВ откроется, что может привести к переполнению охлаждающего прибора жидким хладагентом. Поэтому термочувствительный патрон размещают на горизонтальном участке всасывающего трубопровода: в верхней точке сечения трубы при ее диаметре до 20 мм и сбоку при большем диаметре в пределах дуги окружности от 0 (верхняя точка) до 120° при диаметре до 50 мм. Для улучшения теплообмена патрон крепится с помощью хомута, а если он находится вне охлаждаемого объема, то и теплоизолируется.

ТРВ с внешним уравниванием давления имеет уравнительную трубку, которая врезается во всасывающий трубопровод и обязательно за термочувствительным патроном по ходу движения хладагента на расстоянии 0,15–0,2 м.

Соленоидные клапаны устанавливают на горизонтальном участке трубопровода электромагнитной катушкой вверх, а перед клапаном по ходу движения хладагента находится фильтр.

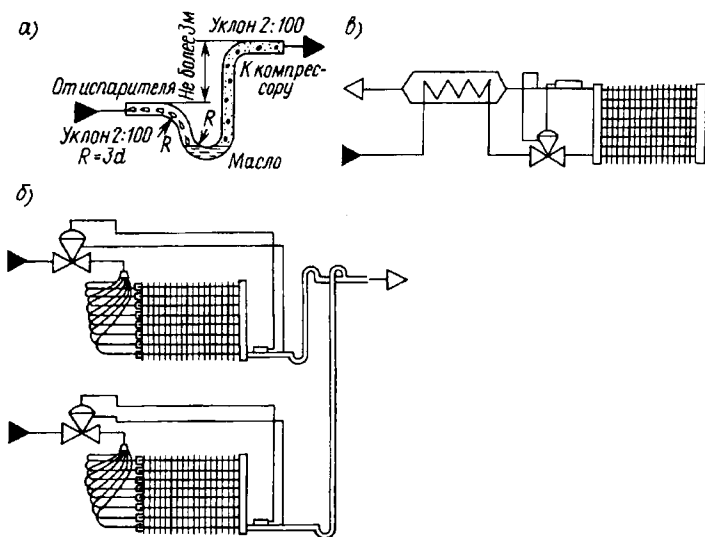


Рис. 13.18. Маслоподъемная петля и размещение ТРВ с внешним уравниванием давления: *а* — схема функционирования; *б* — схема включения воздухоохладителей; *в* — схема включения батарей и теплообменника

Электромонтажные работы, обычно включающие установку электропусковых и защитных приборов, прокладку кабелей и проводов электропитания, выполняют после прокладки трубопроводов. По окончании этих работ проверяют направление вращения вала электродвигателя и сопротивление изоляции электрооборудования, электропроводки (не менее 2 МОм) и защитного заземления (не более 0,1 Ом).

Испытание на прочность и герметичность смонтированной установки при ее вместимости по хладагенту не менее 10 кг проводят, как и промышленных хладоновых, в соответствии с требованиями НТД. Перед испытанием холодильные установки, не имеющие штатных приборов для измерения давления и вакуума, оснащают манометрами и вакуумметрами, которые присоединяют к штуцерам соответственно нагнетательного и всасывающего вентиля компрессора. Избыточное давление в системе создают инертным газом, баллон (баллоны) с которым через редукционный клапан присоединяют к штуцеру компрессора. В систему вводят небольшое количество хладагента для того, чтобы поиск течей вести галогенными лампой или течеискателем. Вакуумируют систему с помощью вакуумного насоса до остаточного давления 0,5–0,05 кПа в зависимости от вида хладагента и типа установки в течение 24 ч и более при температуре не ниже 15 °С. Герметичность системы задается значением допустимой утечки — не более 0,5 г в год. Чем глубже вакуум, тем меньше в системе остается неконденси-

рующихся газов и водяного пара, присутствие которых влияет на режим работы малых установок в большей степени, чем больших, ввиду малой вместимости системы, отсутствия воздухоотделителя и небольших по площади проходных сечений ТРВ.

Если осушка системы глубоким вакуумированием невозможна, то ее продувают горячим (110–130 °С) газом или воздухом в течение 2 ч и более. Холодильную установку заполняют хладагентом сразу же после вакуумирования. Холодильные агрегаты (машины) полной заводской готовности заполнены хладагентом на заводе-изготовителе. Хладагент находится в линейном ресивере, из которого его выпускают в осушенную и вакуумированную систему, сначала частично, создав давление 0,3–0,4 МПа для контроля герметичности соединений, а затем оставшееся количество. В такой ситуации заполнение системы хладагентом не требует составления акта.

Если же агрегат не содержит хладагент, то систему заполняют из баллонов. Баллон присоединяют к всасывающему вентилю компрессора, если количество заправляемого хладагента не более 10 кг, с помощью заправочного трубопровода (или шланга) с фильтром-осушителем. Заправку проводят при работающем компрессоре. В такой ситуации заполнение системы хладагентом оформляется актом.

Комплексное испытание. Холодильную установку готовят к пуску таким образом: контролируют электрическое напряжение сети, проверяют положение запорных вентилях, устанавливают манометр и мановакуумметр (если они отсутствуют) на компрессоре, открывают ТРВ приблизительно на среднее значение перегрева и водорегулирующий вентиль на конденсаторе с водяным охлаждением на среднее значение подачи воды, задают значения уставок реле температуры и давления. В процессе испытания установки корректируют настройку приборов автоматики. О правильности настройки ТРВ можно судить по внешним признакам, а также перегреву всасываемого хладагента, давлению всасывания. Так, поверхность охлаждающих приборов и участок всасывающего трубопровода в пределах камеры должны быть покрыты равномерным слоем инея. При низкой температуре кипения (ниже –15 °С) всасывающий трубопровод покрывается инеем до теплообменника, а при его отсутствии — до всасывающего вентиля. При отсутствии в системе холодильной установки теплообменника перегрев пара, выходящего из охлаждающих приборов должен быть: 7 К из батарей и 12 К из воздухоохладителей. При наличии теплообменника перегрев должен составлять: 1–2 К, если перед ТРВ установлен соленоидный вентиль, и 4–5 К, если вентиля нет. Давление хладагента, которое устанавливается через несколько минут после включения компрессора и поддерживается в течение 60–70 % времени его работы, должно соответствовать рекомендуемым значениям. Температура нагнетания не выше 80 °С. Реле температуры (или реле давления, если температура воздуха регулируется по давлению кипения) настраивают так,

чтобы температура в камере поддерживалась в заданных пределах, разность температур воздуха в камере и кипения составляла 12–15 К при использовании батарей и 8–10 К при использовании воздухоохладителей. Коэффициент рабочего времени не должен превышать 0,75.

Водорегулирующий клапан настраивают так, чтобы вода в конденсаторе нагревалась на 10–12 К зимой и 6–8 К летом. Температура конденсации хладагента обычно выше на 2–3 К температуры воды, выходящей из конденсатора. Реле низкого давления, выполняющее защитную функцию, настраивают на выключение компрессора при снижении давления кипения ниже рабочего на 15 %. Реле высокого давления, тепловое реле магнитного пускателя и автоматического выключателя настраивают на заводе-изготовителе, поэтому их работоспособность только проверяют на срабатывание при значениях параметра, указанных в документации.

Работу сдаваемой в эксплуатацию холодильной установки контролируют три дня, проверяя функционирование и работоспособность элементов установки. Холодильную установку, введенную в работоспособное состояние, передают с комплектом документации владельцу, подписывая акт сдачи в эксплуатацию.

§ 14.1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Эксплуатация холодильной установки — это стадия ее жизненного цикла, на которой реализуется, поддерживается и восстанавливается ее качество, т. е. совокупность свойств, обуславливающих пригодность холодильной установки для использования по назначению.

Свойствами холодильной установки и ее элементов (а в общем случае объекта) являются, например, назначения или потребительские (производительность, диапазон работы, область применения и т. д.), надежность, технологичность, безопасность. Свойства выражаются, как правило, количественно параметрами, значения которых приводятся в нормативно-технической документации (НТД), например в стандарте, технических условиях, техническом паспорте.

Совокупность параметров, характеризующих свойства объекта, изменяющихся в процессе эксплуатации и указанных в НТД, образует понятие техническое состояние объекта. Различают исправное, неисправное, работоспособное, неработоспособное и предельное состояния объекта. Состояние объекта, при котором он соответствует всем требованиям НТД, называется исправным состоянием. Работоспособное состояние это состояние, при котором значения всех параметров, характеризующих способность выполнять заданные функции, соответствуют требованиям НТД.

Следовательно, работоспособный объект в отличие от исправного соответствует лишь тем требованиям НТД, выполнение которых обеспечивает применение объекта по назначению. Если объект не соответствует хотя бы одному из требований НТД, то находится в неисправном состоянии. Очевидно, что работоспособный объект может быть неисправным, например не удовлетворять эстетическим требованиям, если ухудшение внешнего вида не препятствует его применению по назначению. Переход объекта из исправного состояния в неисправное происходит вследствие появления дефекта, т. е. несоответствия объекта одному из требований НТД. Если объект переходит в неисправное, но работоспособное состояние, то это событие называют повреждением, а если в неработоспособное состояние, то это событие именуют отказом.

На стадии эксплуатации объекта в общем случае осуществляют: использование по назначению, транспортирование, хранение, технологическое и техническое обслуживание и ремонт. Различают техническую эксплуатацию как часть, включающую транспортирование, хранение, техническое обслуживание и ремонт. Использование по назначению — это функционирование объекта в соответствии с его назначением (т. е. работа). Технологическое обслуживание представляет собой комплекс операций по подготовке к использованию по назначению объекта (а в общем случае и к хранению,

и к транспортированию) и приведению его в исходное состояние после этих процессов, не связанных с обеспечением надежности.

Техническое обслуживание — это комплекс операций по поддержанию исправности (или только работоспособности) объекта при использовании по назначению, ожидании и транспортировании. Техническое обслуживание поддерживает работоспособность объекта в течение заданного периода. Но с течением времени объекты приходят в так называемое предельное состояние, при котором дальнейшее их использование должно быть прекращено по соображениям безопасности или экономической нецелесообразности.

О факте достижения этого состояния судят по критерию предельного состояния — признаку или совокупности признаков, указанных в НТД. Переход объекта в предельное состояние влечет за собой временное или окончательное прекращение его использования по назначению. Временное прекращение работы — это только на период проведения комплекса операций по восстановлению исправного или только работоспособного состояния, называемого ремонтом. В связи с этим объекты делят на ремонтируемые, если проведение ремонта предусмотрено в НТД, и неремонтируемые, если проведение ремонта не предусмотрено в НТД, которые заменяют после первого отказа.

Совокупность факторов, воздействующих на объект при его эксплуатации, называется условиями эксплуатации. К условиям эксплуатации относятся: природно-климатические факторы; обеспеченность ресурсами (энергией, материалами, квалифицированным персоналом); другие условия, которые могут вызвать ограничение или потерю работоспособности объекта.

§ 14.2. НАДЕЖНОСТЬ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Любой объект со временем переходит в неработоспособное состояние, и важно, чтобы период нахождения его в работоспособном состоянии был достаточно большим. Свойство объекта сохранять во времени работоспособность в заданных условиях применения, технического обслуживания, ремонта (а в общем случае еще хранения и транспортирования) называется надежностью.

Надежность является важным свойством, характеризующим качество объекта, так как совокупность других свойств, например пригодности, экономичности, технологичности, не может быть эффективно реализована, если часто нарушается его работоспособное состояние, а восстановление работоспособности требует больших затрат, например временных, финансовых.

Надежность — это комплексное свойство объекта, состоящее в общем случае из безотказности, долговечности, ремонтпригодности и сохраняемости. Значимость частных свойств для объекта зависит от назначения, условий эксплуатации и последствий отказов. Если отказ объекта может привести к ситуации, опасной для

жизни людей, к большому материальному ущербу, то для этого объекта важна безотказность — свойство непрерывно сохранять работоспособность в течение заданного промежутка времени. Но в большинстве случаев отказы холодильных установок не имеют столь катастрофических последствий. Поэтому, хотя отказы и являются нежелательными, но важнее долговечность объекта, т. е. свойство сохранять работоспособность до наступления предельного состояния с необходимыми перерывами для проведения технического обслуживания и ремонта.

При всем очевидном значении безотказности и долговечности важным является и ремонтпригодность. Это свойство объекта заключается в приспособленности к поддержанию и восстановлению работоспособности. Оно связано в основном с конструкционным решением объекта, отражает технологичность его при техническом обслуживании и ремонте и влияет на затраты, связанные с техническим обслуживанием и ремонтом. Сохраняемость объекта характеризуется его способностью противостоять негативному влиянию условий и времени хранения и транспортирования на его безотказность, долговечность и ремонтпригодность.

Показатели надежности. Для исследования надежности объектов и разработки научно обоснованных мероприятий по обеспечению их надежности необходимо иметь количественные характеристики этого свойства. Количественной характеристикой одного или нескольких свойств, составляющих надежность объекта, являются показатели надежности.

Особенностью показателей является то, что они имеют вероятностный характер. Это связано с тем, что работоспособность объекта зависит от большого количества воздействующих факторов: начальных характеристик, рабочей нагрузки, скорости изменения характеристик, условий эксплуатации и других, причем действующих одновременно и, самое неприятное, с неизвестной закономерностью. Если на объект воздействуют недетерминированные факторы, то и состояние будет неопределенным. Прогнозировать состояние такого объекта можно только с вероятностных позиций. Следовательно, показатели надежности являются случайными величинами и задаются законом распределения.

Распределение — это однозначное соответствие между значениями случайной величины и вероятностями, которые принимают эти случайные численные значения. За случайную величину обычно принимают время работы объекта (наработка, ресурс) или поток отказов. Существует много показателей надежности единичных, относящихся к одному из свойств надежности, и комплексных. Показатели выбирают с учетом степени и характера их влияния на выполнение возложенных на объект функций. Например, для холодильного оборудования выбрана номенклатура показателей надежности, характеризующих три свойства — безотказность, долговечность и ремонтпригодность, с учетом основного процесса, приводящего к потере работоспособности вследствие изнашивания (ком-

прессоры и компрессорные агрегаты), коррозии (абсорбционные машины, теплообменные и емкостные аппараты), изнашивания и коррозии (компрессорно-аппаратные агрегаты и машины).

А конкретно в номенклатуру входят показатели: безотказности — средняя наработка на отказ (для ремонтируемых объектов), интенсивность отказов (для неремонтируемых объектов); долговечности — средние ресурсы до капитального, среднего и текущего ремонтов (для ремонтируемых объектов), гамма-процентный ресурс (для неремонтируемых объектов); ремонтопригодности — среднее время восстановления работоспособности, объединенная удельная оперативная трудоемкость технического обслуживания и ремонта. Средняя наработка на отказ $\tau_{н.от}$ (ч) — это отношение суммарной наработки объекта к математическому ожиданию количества его отказов в течение этой наработки. Интенсивность отказов $\lambda(\tau)$ ($ч^{-1}$) — это условная плотность вероятности возникновения отказа, определяемая для какого-то момента времени при условии, что до этого момента отказ не возник. Средний ресурс до капитального τ_k (ч), среднего τ_c (ч), текущего τ_r (ч) ремонтов представляет собой суммарную наработку объекта, при достижении которой применение его по назначению должно быть прекращено для проведения восстановительных работ.

Средний и капитальный ремонты позволяют частично или полностью восстановить ресурс, поэтому отсчет наработки при исчислении технического ресурса возобновляют после окончания ремонта. Если при достижении предельного состояния объект снимают с эксплуатации, то показатель долговечности называется полным средним ресурсом τ_n (ч).

Показатели долговечности могут быть выражены календарной продолжительностью и называться: средний срок службы до i -го ремонта, полный средний срок службы. Гамма-процентный ресурс τ_γ (ч) — это наработка, в течение которой объект не достигнет предельного состояния с заданной вероятностью γ , выраженной в процентах. Объединенная удельная оперативная трудоемкость технического обслуживания и ремонта определяет трудозатраты $s_{у.о.т}$ (чел.-ч), приходящуюся на 1000 ч наработки за цикл технического обслуживания и ремонта. Среднее время восстановления τ_v (ч) работоспособности представляет собой математическое ожидание времени восстановления работоспособности. Указанная номенклатура показателей надежности входит во все документы, определяющие требования к качеству холодильного оборудования.

Кроме показателей надежности, содержащихся в номенклатуре, для решения задач надежности целесообразно использовать и другие показатели, например безотказности: вероятность безотказной работы объекта; средняя наработка до отказа; коэффициент готовности. Вероятность безотказной работы $P(\tau)$ — это универсальный и удобный для расчетов показатель, характеризующий вероятность того, что в пределах заданной наработки отказа объекта не возникнет. Средняя наработка до отказа $\tau_{д.от}$ (ч) яв-

ляется математическим ожиданием наработки объекта до первого отказа. Она является величиной, равной λ^{-1} . Коэффициент готовности K_r — это комплексный показатель, характеризующий вероятность того, что объект окажется в работоспособном состоянии в произвольный момент времени, но этот момент времени не может приходиться на периоды, в течение которых применение объекта по назначению не предусматривается, т. е.

$$K_r = \frac{\tau_{\text{раб}}}{\tau_{\text{раб}} + \tau_{\text{в}}},$$

где $\tau_{\text{раб}}$ — суммарное время пребывания объекта в работоспособном состоянии.

Показатель K_r наиболее достоверно отражает безотказность сложных объектов, так как учитывает относительное время простоев объекта вследствие отказов, в отличие от $P(\tau)$. Значения показателей надежности, входящих в номенклатуру, определяют по теоретическим или статистическим зависимостям. Точность приближения последних зависит от объема используемых статистических данных: чем больше объем, тем выше точность.

Надежность в процессе функционирования. Процесс функционирования объекта можно представить так: сданный в эксплуатацию объект работает до отказа, отказ устраняют, восстанавливая работоспособность, и объект работает до следующего отказа и т. д. Моменты отказов образуют поток, называемый потоком отказов. Характеристикой потока отказов является математическое ожидание числа отказов $M[r(\tau)]$ за наработку τ . Опыт показывает, что скорость возникновения отказов различна в процессе работы.

Типичный характер изменения интенсивности отказов (или условной плотности вероятности отказов) в зависимости от наработки объекта представлен на рис. 14.1. В зависимости от характера изменения скорости появления отказов можно выделить три участка кривой. На первом участке от 0 до τ_1 интенсивность отказов наибольшая и уменьшающаяся в процессе наработки. Это связано с отсутствием приработки в трущихся сопряжениях, присутствием дефектных деталей, наличием дефектов сборки узлов. По мере приработки, замены дефектных деталей скорость появления отказов уменьшается. Этот участок называется периодом приработки. Например, для поршневых компрессоров период приработки составляет 200–1000 ч, а скорость износа деталей в 3–15 раз выше, чем в установившемся значении во втором периоде.

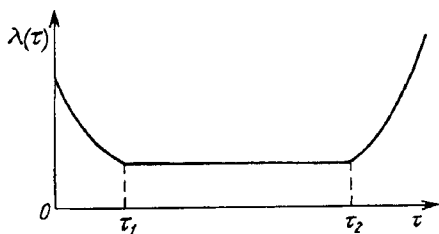


Рис. 14.1. Интенсивность отказов в процессе эксплуатации

На втором участке от τ_1 до τ_2 , называемом периодом нормальной работы, интенсивность отказов достигает минимального значения и остается постоянной. Дело в том, что в этот период проявляются отказы, характеризующиеся скачкообразным изменением контролируемых параметров объекта (в виде деформации, разрушения, заклинивания деталей) и вызванные случайным стечением многих неблагоприятных обстоятельств, воздействие которых превышает возможности (предел прочности и текучести) объекта. Такие отказы называются внезапными. Основным признаком внезапного отказа является независимость вероятности его возникновения от предыдущей наработки объекта.

На последнем участке ($\tau > \tau_2$) интенсивность отказов монотонно возрастает, поскольку в объекте к этому времени накапливаются необратимые изменения, вызванные процессами ползучести, усталости, изнашивания и коррозии материалов. Эти отказы, называемые постепенными, составляют большую часть отказов холодильных объектов. Вероятность их возникновения тем выше, чем больше наработка объекта.

Деление технического ресурса объекта на три периода в зависимости от характера изменения скорости появления отказов имеет важное практическое значение, поскольку позволяет построить математическую модель, описывающую надежность работающего объекта, а также предусмотреть технические мероприятия, обеспечивающие работоспособное состояние объекта. Существующая практика использования объектов ориентирована на обеспечение их надежности, начиная с момента времени τ_1 . Для периода нормальной работы характерным является постоянство интенсивности отказов $\lambda = \text{const}$, поэтому можно использовать экспоненциальный закон распределения наработки, для которого вероятность безотказной работы за наработку $\tau_{\text{пр}}$

$$P(\tau_{\text{пр}}) = \exp(-\lambda \tau_{\text{пр}}),$$

а математическое ожидание наработки $\tau_{\text{д.от}} = \lambda^{-1}$.

Время (наработка) проверки работоспособности объекта $\tau_{\text{пр}}$ принимают с учетом того, чтобы вероятность безотказной работы была не ниже допустимого значения. Значения $P(\tau_{\text{пр}})$ при различных $\tau_{\text{пр}}/\tau_{\text{д.от}}$ при постоянстве $\tau_{\text{д.от}}$ таковы:

$\tau_{\text{пр}}/\tau_{\text{д.от}}$	1,0	0,1	0,01	0,001
$P(\tau_{\text{пр}})$	0,368	0,905	0,990	0,999

Из приведенных данных следует, что к моменту проверки состояния объекта через наработку $\tau_{\text{пр}} = \tau_{\text{д.от}}$ возникнет 63,2 % отказов и только 36,8 % позднее. Чтобы обеспечить вероятность безотказной работы объекта $P(\tau) = 0,9$, что принимают для обслуживания при незначительном экономическом ущербе от его отказа, техническое состояние следует контролировать через наработку $\tau_{\text{пр}} = 0,1 \tau_{\text{д.от}}$.

Рассмотренные выше зависимости для неремонтируемых объектов справедливы и для ремонтируемых, но с учетом того, что показателями безотказной работы для них являются наработка на отказ $\tau_{н.от}$ и параметр потока отказов $\omega(\tau) = \tau_{н.от}^{-1}$. На последнем участке (при $\tau_{пр} > \tau_2$) заданное время проверки технического состояния объекта определяется также исходя из того, что вероятность безотказной работы должна быть не ниже допустимой. Но для количественной оценки нужно знать закон распределения ресурса (наработки).

Закономерности распределения ресурса определяются закономерностями процессов, вызывающих изменение свойств объекта. Например, экспериментально установлено, что ресурсы большинства деталей компрессоров подчиняются нормальному закону распределения или закону Вейбулла. Распределение обычно подчиняется нормальному закону, если на изменение случайной величины влияют многие приблизительно равнозначные факторы. Нормальное распределение является универсальным и удобным для практических расчетов, имеет два независимых параметра ($\tau_{р.ср}$ и σ). Вероятность безотказной работы может быть определена так:

$$P(\tau) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{\tau}^{\infty} -\frac{(\tau_{пр} - \tau_{р.ср})^2}{2\sigma^2} d\tau,$$

или при наличии табличных значений вычисленных интегралов в виде F_0 -функции — $P(\tau) = F_0(u)$, где σ — среднее квадратическое отклонение ресурса (мера рассеивания значений ресурсов относительно среднего); u — квантиль нормального распределения.

Кривая плотности вероятности отказов $f(\tau)$ зависит от σ , а ее положение — от $\tau_{р.ср}$ (рис. 14.2). Площадь под кривой выражает вероятность отказов (или их отсутствия). Площадь под кривой, выходящая за пределы наработки $\tau_{н} = \tau_{р.ср} - 3\sigma$, составляет всего 0,135 %.

Зависимость от $P(\tau)$ заданного времени проверки работоспособности $\tau_{пр} = \tau_{р.ср} - u\sigma$ такова

$u\sigma$	0	1	2	3
$P(\tau)$	0,500	0,841	0,978	0,999

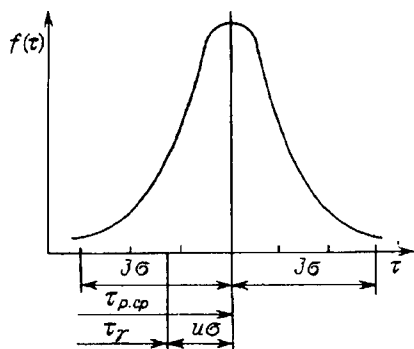


Рис. 14.2. Характеристики нормального закона распределения

Из приведенных данных следует, что время проверки работоспособности должно назначаться через наработку $\tau_{пр} < \tau_{р.ср}$. При совместном действии внезапных и постепенных отказов вероят-

ность безотказной работы объекта, учитывая независимость этих событий за наработку $\tau_{\text{пр}}$, $P(\tau_{\text{пр}}) = P_{\text{в}}(\tau_{\text{пр}})P_{\text{п}}(\tau_{\text{пр}})$. Вероятность безотказной работы сложного объекта (системы), состоящего из n элементов за $\tau_{\text{пр}}$

$$P_c(\tau_{\text{пр}}) = \prod_{i=1}^n P_i(\tau_{\text{пр}}).$$

Таким образом, важной характеристикой надежности объектов является интенсивность их отказов. Увеличение интенсивности отказов за наработку свидетельствует о старении объекта.

Для обеспечения требуемого уровня надежности следует: контролировать техническое состояние объекта через целесообразный интервал наработки; при $\lambda(\tau) \neq \text{const}$ компенсировать старение объекта его заменой новым (при $\lambda = \text{const}$ замена объекта по наработке неэффективна, так как надежность нового объекта будет не больше замененного, поскольку она не зависит от наработки). Конечно, может возникнуть сомнение — выгодно ли замена теряющего работоспособность, но еще не достигшего предельного состояния объекта новым. Надо иметь в виду, что технический объект состоит из деталей, имеющих различные, причем существенно различающиеся, средние ресурсы.

Следовательно, замена стареющих деталей будет производиться в течение значительного промежутка времени (нескольких лет), а значит, и затраты средств, связанные с заменой, будут распределены по времени. В общем случае для разрешения такого сомнения необходимо знать характеристики надежности, процесса изменения технического состояния и других воздействующих факторов для определения целесообразной наработки до предупредительной замены деталей (объектов).

§ 14.3. ОРГАНИЗАЦИЯ РАБОТЫ

Холодильная установка должна быть укомплектована обученным и аттестованным административным и обслуживающим персоналом и необходимой документацией.

Работу установки организует администрация в лице начальника компрессорного цеха, его заместителей и сменных механиков (мастеров), которая обязана, в частности: укомплектовать штат обслуживающего и ремонтного персонала цеха машинистами, слесарями по ремонту оборудования, слесарями по КИПиА, обучать и периодически проверять знания персонала по устройству и безопасной эксплуатации холодильной установки; обеспечивать содержание холодильной установки в исправном состоянии и безопасные условия ее работы путем периодической проверки технического состояния оборудования, трубопроводов, арматуры, контрольно-измерительных приборов и системы автоматической защиты.

Кроме того, администрация обязана обеспечить холодильную установку эксплуатационной документацией, предназначенной для изучения установки и правил ее эксплуатации (использования, технического и технологического обслуживания, транспортирования и хранения). Комплектность и правила составления эксплуатационных документов регламентированы государственным стандартом.

К числу эксплуатационных документов относятся, например, технический паспорт, формуляр, техническое описание, инструкция по эксплуатации, инструкция по техническому обслуживанию, которые входят в комплект документов, поставляемых комплектно с оборудованием. На основании этих документов и отраслевых правил безопасной эксплуатации холодильных установок (аммиачных, углеводородных и хладоновых) администрация разрабатывает применительно к конкретной холодильной установке: инструкции по устройству и безопасной эксплуатации оборудования, линий трубопроводов; инструкции для отдельных специалистов обслуживающего персонала; инструкции по проведению специальных работ (например, инструкцию по проведению пневматического испытания аппарата); нормативные документы (например, рекомендуемый режим работы, нормы расхода электроэнергии и расходных материалов). Инструкции должны быть доведены до сведения персонала и вывешены на видном месте в компрессорном цехе в частности, это инструкции: по устройству и безопасной эксплуатации холодильной установки, по техническому обслуживанию оборудования, по техническому обслуживанию КИПиА, по действиям персонала при возникновении аварийной ситуации, а также схемы трубопроводов хладагента, хладоносителя, охлаждающей воды с указанием запорно-регулирующей арматуры, контрольно-измерительных приборов и датчиков автоматики, годовые и месячные графики проведения технических осмотров и ремонтов оборудования.

Особое внимание уделяется техническому состоянию аппаратов (сосудов) как объектов повышенной опасности. Так, приказом администрации из числа инженерно-технических работников назначают ответственных за исправное состояние и безопасную работу аппаратов, а также по надзору за эксплуатацией аппаратов.

Ответственный за исправное состояние и безопасную работу аппаратов обязан, например, хранить паспорта (формуляры) на аппараты, вести учет наработки аппаратов, ежедневно проверять состояние и режим работы аппаратов, разрабатывать инструкции для обслуживающего персонала, обучать персонал и периодически проверять его знания, обеспечивать исправное и безопасное состояние аппаратов, готовить и проводить техническое освидетельствование аппаратов.

Ответственный по надзору за эксплуатацией аппаратов обязан, например, вести книгу учета и технического освидетельствования аппаратов, контролировать состояние и режим работы аппаратов, участвовать в комиссиях по аттестации и периодической проверке знаний обслуживающего персонала и ИТР, давать предписания по устранению нарушений, а в случае необходимости, требовать выключения сосуда из работы.

Рациональная эксплуатация предполагает анализ производственной деятельности цеха. Поэтому администрация обязана вести учетную и отчетную документацию. Так, в компрессорном цехе аммиачной холодильной установки должна быть следующая документация: суточный журнал работы компрессорного цеха; книга учета и освидетельствования аппаратов (сосудов); книга регистрации слива аммиака из цистерн; журнал регистрации инструктажа на рабочем месте; план ликвидации аварий; акты на пломбирование предохранительных клапанов; другие документы.

Суточный журнал должен находиться на рабочем месте дежурного машиниста. Он является основным учетным документом, в котором обслуживающий персонал фиксирует режим работы холодильной установки с периодичностью 2–4 ч и параметры окружающей среды, время включения и выключения оборудования с указанием причин, наработку оборудования, расход электроэнергии по счетчику, воды по водомеру, хладагента, масла, хладоносителя. На основании записей, содержащихся в суточном журнале, по истечении рассматриваемого промежутка времени, например месяца, определяют количественные характеристики использования установки, например количества отведенной теплоты (или выработанного холода), потребленной электроэнергии, израсходованной воды, масла и других материалов. Используя эти характеристики, анализируют работу холодильной установки, выявляют недостатки в целях повышения эффективности ее работы.

§ 14.4. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ ПО НАЗНАЧЕНИЮ

Технологическое обслуживание. Холодильное оборудование промышленных установок требует проведения особых операций при пуске и остановке, не связанных с поддержанием надежности, называемых технологическим обслуживанием. Содержание и последовательность выполнения этих операций приводится в инструкциях заводов-изготовителей.

Существует ряд общих положений, которыми руководствуются на этом этапе эксплуатации. Так, пуску оборудования предшествуют проверки: его технического состояния, включая контрольно-измерительные приборы; готовности линий трубопроводов, связывающих оборудование с работающими объектами, к подаче рабочих веществ, а при наличии электропривода — меры, ограничивающие пусковой момент на валу и силу тока статора. Прежде всего выясняют причину остановки оборудования по записи в суточном журнале, так как остановка может быть связана с возникновением отказа.

Техническое состояние оборудования и контрольно-измерительных приборов проверяют в основном по внешним признакам, если нет особых указаний в инструкции. Запорно-регулирующую арматуру переводят в положение («открыто» или «закрыто»), обеспечивающее функционирование оборудования и приборов автоматики.

Если оборудование имеет электропривод, то проверяют прочность крепления защитного ограждения, заземляющего (зануляющего) провода, фундаментных болтов, плавность вращения валов; ограничивают нагрузку на электропривод путем уменьшения работы сжатия оборудования или перевода на холостой ход и подачи смазочного материала в подшипники и сальники.

Подготовленное к пуску оборудование включают, контролируя определенные параметры и добиваясь их установления в заданных пределах. При выключении оборудования из работы выполняют те же операции, что и при пуске, но в обратной последовательности.

Компрессорные агрегаты комплектуют на заводе-изготовителе и пультом, предназначенным для автоматической сигнализации и управления агрегатом в одном из трех режимов: автоматическом, полуавтоматическом и местном. Последний допустим только при проведении пусконаладочных работ. Обычно, рассматривая алгоритм подготовки компрессорных агрегатов к пуску и остановке, руководствуются штатным режимом их работы — полуавтоматическим. Поршневой компрессорный агрегат (2А110-7, 2А220-7) готовят к пуску так. Выясняют по записи в суточном журнале причину остановки агрегата, от которой зависят последующие действия. Например, пуск агрегата после технического осмотра, ремонта и аварийного отключения возможен только по письменному разрешению администрации.

Исправный агрегат осматривают, проверяя наличие и работоспособность контрольно-измерительных приборов (термометра, манометра, мановакуумметра) по их внешнему виду и показаниям, а также открыты ли запорные вентили (при их наличии) на импульсных трубках. Проверяют затяжку фундаментных болтов, прочность крепления защитного ограждения муфты и заземляющего провода, положение запорных вентилей (в закрытом положении должны быть всасывающий ventиль и ventиль на линии перепуска масла из маслоотделителя в картер компрессора), уровень масла в картере, который должен составлять $\frac{3}{4}$ высоты масломерного стекла. Дре-нируют всасывающий и нагнетательный коллекторы. Проворачивают вручную муфту на 2–3 оборота, проверяя легкость и плавность вращения и подавая смазочный материал в подшипники. Открывают ventиль на линии подачи охлаждающей воды из магистрального трубопровода. Проверяют работоспособность пульта управления агрегатом по наличию соответствующей световой сигнализации. Задают полуавтоматический режим посредством переключателя и нажимают кнопку «Пуск».

В результате включаются электродвигатель, счетчик часов работы, открывается соленоидный ventиль на линии подачи воды в охлаждающую рубашку компрессора, а через 15–20 с прекращается отжим пластин всасывающих клапанов, т. е. холостой ход. В начальный период контролируют работоспособность масляного насоса по разности давлений масла в сальнике и картере компрессора (допустимая разность давлений 0,2–0,3 МПа), давление и темпе-

ратуру нагнетания. При снижении давления в картере до значения, указанного в инструкции (обычно 0,2–0,3 МПа), начинают медленно открывать всасывающий ventиль, поддерживая это давление. В момент открытия всасывающего ventиля велика вероятность поступления некоторого количества жидкости в компрессор из всасывающего трубопровода.

Поступление жидкости проявляется в быстром падении температуры нагнетания, а также в уменьшении температуры всасывания, перегрева всасываемого пара и изменении уровня шума. При указанных явлениях всасывающий ventиль закрывают на некоторое время, а затем вновь открывают. При неоднократном поступлении жидкости, а также отклонении любого из других контролируемых параметров от допустимых значений, изменении характерных для агрегата уровней шума и вибрации, выявлении утечки хладагента и масла, агрегат останавливают, нажимая кнопку «Стоп» на пульте управления, для выявления причины и устранения отказа.

Если нет признаков отказа, то после стабилизации температуры нагнетания открывают ventиль на линии подачи масла из маслоотделителя в картер. Затем контролируют режим работы агрегата и заносят данные в суточный журнал.

При остановке агрегата сначала закрывают всасывающий ventиль, контролируя снижение давления в картере по мановакуумметру, нажимают кнопку «Стоп» при снижении давления до значения, близкого к атмосферному. В результате выключаются электродвигатель, счетчик часов наработки компрессора, закрывается соленоидный ventиль на линии подачи воды в охлаждающую рубашку, отжимаются пластины всасывающих клапанов. После остановки вращающихся валов закрывают нагнетательный ventиль, а также ventили на линиях подачи охлаждающей воды и масла из маслоотделителя в картер.

Винтовые компрессорные агрегаты (21А280–7, 21АН300–7) готовят к пуску в основном так же, как поршневые. Алгоритм их пуска такой. Включают рубильник электропитания, проверяют работоспособность пульта управления. Задают полуавтоматический режим и нажимают кнопку «Пуск». В результате включаются смазочный насос, затем через 15 с компрессор, если работоспособна смазочная система, счетчик часов наработки компрессора, открывается соленоидный ventиль на линии подачи воды в маслоохладитель, а еще через 15 с начинает закрываться золотник, увеличивая объемную подачу компрессора.

В период пуска следят за показаниями контрольно-измерительных приборов. Всасывающий ventиль начинают открывать при снижении давления всасывания до значения, указанного в инструкции, и поддерживают это давление, открывая ventиль. Выключают агрегат в такой последовательности. Закрывают всасывающий ventиль и нажимают кнопку «Стоп» на пульте управления при снижении давления всасывания приблизительно до атмосферного. Далее автоматически выключаются компрессор, смазочный насос, счетчик часов наработки, закрывается соленоидный ventиль на линии

подачи воды и открывается золотник, подготавливая агрегат к последующему пуску. После остановки роторов компрессора закрывают нагнетательный ventиль.

Подготовка к пуску двухступенчатого компрессорного агрегата включает операции подготовки компрессоров ступеней низкого и высокого давлений, а также промежуточного сосуда. Электродвигатель компрессора ступени низкого давления разгружают путем снижения давления в промежуточном сосуде до давления в испарительной системе. Для этой цели предусмотрена уравнильная линия, связывающая паровое пространство промежуточного сосуда с циркуляционным ресивером (или отделителем жидкости). Кроме того, низкое давление в промежуточном сосуде уменьшает вероятность вскипания жидкого хладагента при пуске агрегата. При низком давлении (близком к давлению кипения) в промежуточном сосуде возможны варианты алгоритма пуска компрессоров.

Так, при одновременном пуске компрессоров давление в промежуточном сосуде повышается по экспоненциальному закону до равновесного значения $p_{пр}$, что исключает вскипание жидкого хладагента в промежуточном сосуде (рис. 14.3, а). Но нагрузка на систему электроснабжения будет больше, чем при других вариантах пуска. Такой характер изменения давления в сосуде обусловлен тем, что разность массовых подач компрессоров уменьшается по мере возрастания промежуточного давления, так как уменьшаются коэффициенты подачи компрессоров с возрастанием промежуточного давления, и становится равной нулю при наступлении динамического равновесия, а промежуточное давление так же становится величиной постоянной.

При неодновременном пуске компрессоров давление в промежуточном сосуде снижается, поэтому возможно вскипание хладагента. Но варианту пуска, в котором первым включается компрессор ступени высокого давления, свойственна меньшая вероятность вскипания хладагента при прочих равных условиях, так как скорость снижения промежуточного давления меньше (рис. 14.3, б). Этот вариант, как правило, и применяют при пуске компрессорных агрегатов большой производительности 21АД300-7-5, F2MS3-2500).

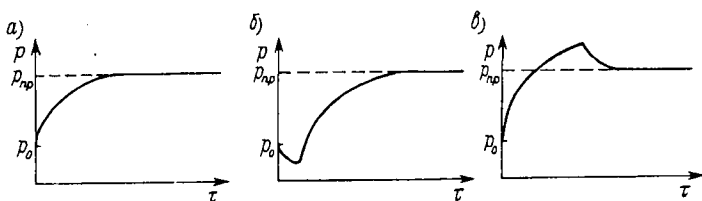


Рис. 14.3. Промежуточное давление при различных вариантах пуска компрессоров ступеней низкого и высокого давлений: а — одновременный; б — сначала компрессор ступени высокого давления, а затем — низкого давления; в — сначала компрессор ступени низкого давления, а затем — высокого давления

Например, алгоритм пуска агрегата F2MS3–2500 таков. При нажатии кнопки «Пуск» первым включается винтовой компрессор ступени высокого давления, а через 30 с пускается винтовой компрессор ступени низкого давления при условии, если работает компрессор ступени высокого давления, разгружен электродвигатель компрессора ступени низкого давления, давление в промежуточном сосуде меньше заданного значения, работоспособна смазочная система, и параметры, по которым осуществляется защита компрессора ступени низкого давления, находятся в допустимых пределах.

Режим работы. Эффективность использования холодильной установки предполагает количественную оценку ее технического состояния по показателям — эксплуатационным параметрам, совокупность которых составляет понятие режим работы.

Эксплуатационные параметры определяют в результате анализа проблемных ситуаций, возникающих в процессе работы холодильной установки. Из выделенной совокупности параметров выбирают те, которые наиболее значимы в отражении основных свойств объекта (пригодности, экономичности, безопасности), удобны для измерений и расчетов.

Холодильная установка состоит из взаимосвязанных объектов: компрессоров, насосов, теплообменных и емкостных аппаратов и других, техническое состояние которых, характеризующееся совокупностью свойств, определяет техническое состояние установки в целом. Техническое состояние компрессора характеризуется производительностью (холодопроизводительностью) и расходом электроэнергии на функционирование (эффективной мощностью). Холодопроизводительность компрессора может быть представлена зависимостью

$$Q_{\text{KM}} = m_{\text{KM}} q_0 = \frac{\lambda V_{\text{T}} q_0}{v_{\text{BC}}}, \quad (14.1)$$

где λ — коэффициент подачи компрессора, зависящий от отношения давлений конденсации и кипения хладагента, $\lambda = f_1(p_{\text{K}}/p_0)$; V_{T} — теоретическая объемная подача компрессора, не зависящая от использования; q_0 — удельная холодопроизводительность хладагента, зависящая от температур кипения t_0 , жидкого хладагента перед его дросселированием $t_{\text{и}}$ и пара t_{BC} , всасываемого в компрессор, $q_0 = f(t_0, t_{\text{и}}, t_{\text{BC}})$; m_{KM} — массовая подача компрессора, $m_{\text{KM}} = \lambda V_{\text{T}}/v_{\text{BC}}$; v_{BC} — удельный объем всасываемого в компрессор пара, зависящий от температур t_0 и t_{BC} , $v_{\text{BC}} = f_3(t_0, t_{\text{BC}})$.

Эффективная мощность компрессора

$$N_{\text{e}} = \frac{\lambda V_{\text{T}} l_{\text{T}}}{v_{\text{BC}} \eta_{\text{e}}}, \quad (14.2)$$

где l_{T} — удельная теоретическая работа сжатия компрессора, зависящая от давлений конденсации, кипения и температуры t_{BC} , $l_{\text{T}} = f_4(p_0, p_{\text{K}}, t_{\text{BC}})$; η_{e} — эффективный КПД, зависящий от отношения давлений, $\eta_{\text{e}} = f_5(p_{\text{K}}/p_0)$.

Следовательно, информация о $Q_{\text{км}}$ и N_e может быть получена на основе анализа небольшого количества параметров p_0 или t_0 , $p_{\text{к}}$ или $t_{\text{к}}$, $t_{\text{вс}}$, $t_{\text{и}}$, определяемых с помощью измерительных приборов — манометра, мановакуумметра и термометра.

Значимость выделенных параметров можно оценить в результате анализа зависимостей (14.1) и (14.2), характерных для конкретного компрессорного агрегата, например винтового 21А280-7-2. Так, снижение t_0 на 1 К в интервале от - 15 до - 20 °С при $t_{\text{к}} = 30$ °С приводит к уменьшению холодопроизводительности $Q_{\text{км}}$ на 4,8 %, эффективной мощности N_e на 0,8 % и увеличению относительной эффективной мощности $N_e/Q_{\text{км}}$ на 5,6 %. Холодопроизводительность $Q_{\text{км}}$ уменьшается, так как уменьшается массовая подача $m_{\text{км}}$ вследствие уменьшения коэффициента подачи λ из-за возрастания отношения давлений $p_{\text{к}}/p_0$, увеличения удельного объема $v_{\text{вс}}$ и удельной холодопроизводительности q_0 . Эффективная мощность N_e уменьшается, поскольку массовая подача $m_{\text{км}}$ уменьшается в большей степени, чем увеличивается значение отношения $l_{\text{т}}/\eta_e$ вследствие увеличения удельной теоретической работы $l_{\text{т}}$ и уменьшения эффективного КПД η_e из-за увеличения отношения давлений $p_{\text{к}}/p_0$.

Повышение температуры конденсации $t_{\text{к}}$ на 1 К при температуре кипения $t_0 = - 15$ °С сопровождается снижением холодопроизводительности $Q_{\text{км}}$ на 1,1 %, увеличением эффективной мощности N_e на 3 % и относительной эффективной мощности $N_e/Q_{\text{км}}$ на 4,8 %. Холодопроизводительность $Q_{\text{км}}$ снижается потому, что уменьшается массовая подача $m_{\text{км}}$ вследствие уменьшения коэффициента подачи λ из-за увеличения отношения давлений $p_{\text{к}}/p_0$ и увеличивается отношение $l_{\text{т}}/\eta_e$ вследствие увеличения теоретической работы $l_{\text{т}}$ и уменьшения эффективного КПД η_e из-за увеличения отношения давлений $p_{\text{к}}/p_0$. Повышение температуры жидкого хладагента перед дросселированием $t_{\text{и}}$ на 1 К вызывает снижение холодопроизводительности $Q_{\text{км}}$ на 0,4 % вследствие уменьшения удельной холодопроизводительности q_0 . Повышение температуры пара $t_{\text{вс}}$ на 1 К приводит к увеличению эффективной мощности N_e на 0,08 %, так как увеличивается удельная теоретическая работа $l_{\text{т}}$. Следовательно, наиболее значимыми параметрами являются t_0 или p_0 и $t_{\text{к}}$ или $p_{\text{к}}$.

Техническое состояние насоса, как и компрессора, характеризуется производительностью и расходом электроэнергии (мощностью на валу). Объемная производительность насоса зависит от давления $\Delta p_{\text{н}}$ (т. е. разности давлений после и до насоса), развиваемого насосом, или напора $V_{\text{н}} = \psi_1(\Delta p_{\text{н}})$. Мощность на валу насоса является функцией объемной производительности, напора и КПД насоса $\eta_{\text{н}}$, т. е. $N_{\text{н}} = \psi_2(\Delta p_{\text{н}}, V_{\text{н}}, \eta_{\text{н}})$, а КПД насоса зависит от $V_{\text{н}}$ и $\Delta p_{\text{н}}$. Следовательно, контролируя давления среды после и до насоса с помощью манометров или разность этих давлений с помощью дифференциального манометра, можно судить о производительности насоса и расходе электроэнергии на его привод.

Техническое состояние теплообменных аппаратов характеризуется производительностью, которую выражают в виде теплового потока Q_t , переданного, например, от одной среды к другой:

$$Q_t = kF\Theta,$$

где k — коэффициент теплопередачи, не зависящий в данном случае от условий использования; F — площадь теплопередающей поверхности, не зависящая от условий использования; Θ — средняя логарифмическая разность температур, зависящая здесь от температур теплообменивающихся сред.

Следовательно, техническое состояние теплообменных аппаратов можно оценить по разности температур теплообменивающихся сред (воды t_w , воздуха t_b , хладоносителя t_s и хладагента t_0, t_k) при постоянстве k, F .

Таким образом, совокупность относительно небольшого количества эксплуатационных параметров — t_0 или p_0 , t_k или p_k , t_w , t_b , t_s и других, определяемых посредством простых измерительных приборов, — дает информацию о производительности и затратах электроэнергии на работу (т. е. о техническом состоянии) холодильной установки.

При выполнении заданных функций холодильная установка должна находиться в безопасном состоянии. Возникновение ситуаций, опасных для обслуживающего персонала, производства и окружающей среды, связано, как правило, с утечкой большого количества хладагента и особенно в помещениях компрессорного и технологического цехов. Например, на аммиачных холодильных установках аварии с наиболее тяжелыми последствиями происходят при поступлении большого количества аммиака в помещение.

Так, институтом ВНИХИ установлено, что утечки возникают вследствие: гидравлического удара (50,5 % от общего количества); высокого давления (13,9 %), высокой температуры (3,0 %) и других причин. Следовательно, о безопасном состоянии холодильной установки можно судить по уровню хладагента в аппаратах, давлению и температуре хладагента и других рабочих веществ.

Таким образом, информация о безопасном состоянии отдельных элементов холодильной установки в целом может быть получена на основе эксплуатационных параметров, определяемых с помощью простых и доступных измерительных приборов.

Эксплуатационные параметры, определенные в результате качественного анализа ситуаций, объединяют на основе отражения одного или нескольких свойств и задают в результате количественного анализа ситуаций область их целесообразных значений. Примерами такого объединения параметров являются безопасный, оптимальный и рекомендуемый режимы.

Безопасный режим. Безопасный режим включает эксплуатационные параметры, предельно допустимые значения которых являются границей безопасной работы. Эти параметры должны быть указаны в эксплуатационной документации.

Так, опасным по последствиям является влажный ход компрессора, за которым может последовать гидравлический удар. Предотвратить влажный ход можно путем поддержания определенного уровня жидкого хладагента в ресиверах (циркуляционном, компандном, защитном), выполняющих функцию отделителя жидкости, и определенного значения перегрева пара, всасываемого в компрессор. В связи с этим уровень жидкости не должен превышать значений, соответствующих 70-процентному заполнению ресиверов, выполняющих функцию отделителя жидкости, и промежуточного сосуда; 80-процентному заполнению ресиверов, не выполняющих функцию отделителя жидкости. Перегрев пара хладагента, всасываемого в компрессор, должен составлять не менее: 5 К для одноступенчатых компрессоров и компрессора ступени высокого давления двухступенчатого агрегата; 10 К для компрессора ступени низкого давления двухступенчатого агрегата.

Высокое давление хладагента в аппаратах и трубопроводах является причиной появления утечек. Поэтому давление не должно превышать: 2 МПа на стороне низкого давления и 2,5 МПа на стороне высокого давления установок на R717; соответственно 1,6 и 2 МПа — установок на R22 и R502; соответственно 1 и 1,6 МПа — установок на R12. Давление нагнетания компрессорных агрегатов не должно превышать 2 МПа поршневых и винтовых, 0,44 МПа бустерных винтовых, давление всасывания винтовых одноступенчатых должно быть не ниже 5 кПа, а температура всасывания — не ниже -40°C .

Высокая температура нагнетания компрессорных агрегатов увеличивает скорость окисления масла и изнашивания деталей. Поэтому температура нагнетания не должна превышать: 160°C поршневых, 90°C винтовых на R22 и R717; 150°C на R502 и 140°C на R12 поршневых компрессорных агрегатов.

Температура масла влияет на температуру нагнетания компрессора и условия смазки. В связи с этим температура масла в картере поршневых агрегатов (2A110 и 2A220) не должна превышать 50°C . У винтовых агрегатов температура масла, поступающего в компрессор, не должна быть меньше 25°C , а входящего в компрессор — не должна превышать 45°C .

Чрезмерное уменьшение объемной подачи масла в смазочной системе компрессора приводит к нарушению режима жидкостного трения в сопряжениях и со временем к отказу компрессора. Поэтому давление, развиваемое насосом, по значению которого принято контролировать подачу масла, не должно быть меньше допустимого значения. Например, давление, развиваемое насосом, в смазочной системе компрессоров должно быть не меньше: 0,15–0,3 МПа поршневых и 0,17–0,4 МПа винтовых.

Температура воды, охлаждающей цилиндры поршневого и масло винтового компрессоров, влияет на температуру нагнетания компрессоров, температуру масла и условия смазки. В связи с этим существует ограничение: температура воды, выходящей из охлажда-

дающей рубашки цилиндров, должна быть не более 45 °С, а входящей в маслоохладитель — не более 30 °С.

В кожухотрубных испарителях с межтрубным кипением хладагента возможно замерзание хладоносителя в трубах. По этой причине температура замерзания хладоносителя, зависящая от его концентрации, должна быть ниже температуры кипения хладагента не менее чем на 8 К. А если хладоносителем является вода, то температура кипения не должна быть ниже 2 °С.

Итак, совокупность предельно допустимых значений эксплуатационных параметров определяет область условий безопасной работы установки. Конечно, безопасность функционирования необходима, но холодильная установка должна использоваться экономически обоснованно. В основе выработки мер по обеспечению эффективного функционирования холодильной установки может лежать концепция наилучшего использования имеющихся ресурсов (материальных, энергетических, финансовых).

Оптимальный режим. Этот режим является совокупностью эксплуатационных параметров или законов их изменения, характеризующих такое состояние холодильной установки, при котором на ее использование по назначению расходуется минимальное количество ресурсов (материальных, энергетических), выраженных, как правило, в виде суммы приведенных затрат.

Оптимизация режима работы холодильной установки базируется на противоречивом характере изменения эксплуатационных и капитальных затрат в рамках приведенных затрат. Например, повышение температуры кипения и понижение температур конденсации и жидкого хладагента перед дросселированием приводит к увеличению холодопроизводительности компрессора и уменьшению относительного расхода электроэнергии на привод компрессора, т. е. к уменьшению эксплуатационных затрат.

Следовательно, для повышения экономичности работы установки указанные температуры должны быть близки к пределу: температура кипения к температуре охлаждаемого объекта, а температуры конденсации и жидкого хладагента перед дросселированием (при наличии переохладителя) к температуре теплоотводящей среды. Однако теплообменные аппараты должны передавать от одной среды к другой тепловой поток определенного значения. Поэтому уменьшение разности температур теплообменивающихся сред должно компенсироваться увеличением площади теплопередающей поверхности при постоянстве коэффициента теплопередачи. Но с увеличением площади теплопередающей поверхности возрастают габаритные размеры и масса аппаратов, а значит, и цена, т. е. возрастают капитальные затраты. Естественно, что уменьшение разности температур теплообменивающихся сред вызывает в итоге уменьшение эксплуатационных и увеличение капитальных затрат и наоборот.

Такой характер изменения капитальных и эксплуатационных затрат позволяет выбрать один — наилучший из конкурирующих вариантов, которому соответствует минимальная сумма приведен-

ных затрат. Поиск наилучшего решения (т. е. оптимизация) предусматривает использование особых математических методов, обеспечивающих безусловное получение наилучшего результата.

Итак, задача оптимизации поставлена, выбран критерий оптимизации — сумма приведенных затрат. Обычно рассматривают годовые приведенные затраты. Следует отметить, что капитальные затраты учитывают как долю цены оборудования, сооружения и здания в виде отчислений, например, на реновацию и ремонт. Эти отчисления постоянны и не зависят от годовой наработки холодильной установки. Эксплуатационные же затраты (расход электроэнергии и воды, зарплата персонала и др.) прямо пропорциональны годовой наработке установки. Затем определяют зависимость критерия оптимизации от оптимизирующих переменных, т. е. составляют целевую функцию. В качестве оптимизирующих переменных выбирают, как правило, разности температур j -х теплообменивающихся сред Θ_j и i -й среды Δt_i , участвующей в теплообмене. Оптимизирующие переменные связаны с другими эксплуатационными параметрами, параметрами окружающей среды (воздух, вода) и охлаждаемых объектов, например, в таком виде:

$$t_0 = t_{\text{пм}} - \frac{\Delta t_{\text{в}} \exp\left(\frac{\Delta t_{\text{в}}}{\Theta_0}\right)}{\exp\left(\frac{\Delta t_{\text{в}}}{\Theta_0}\right) - 1};$$

$$t_{\text{к}} = t_{\text{w1}} + \frac{\Delta t_{\text{w}} \exp\left(\frac{\Delta t_{\text{w}}}{\Theta_{\text{к}}}\right)}{\exp\left(\frac{\Delta t_{\text{w}}}{\Theta_{\text{к}}}\right) - 1},$$

где $t_{\text{пм}}$ — температура охлаждаемого объекта; $\Delta t_{\text{в}}$ — разность температур воздуха на входе и выходе из воздухоохладителя; Θ_0 — средняя логарифмическая разность температур воздуха и кипящего хладагента; t_{w1} — температура воды на входе в конденсатор, являющаяся здесь температурой окружающей среды; Δt_{w} — разность температур воды на выходе и входе в конденсатор; $\Theta_{\text{к}}$ — средняя логарифмическая разность температур конденсирующегося хладагента и воды.

Составляют математическую модель холодильной установки, отражающую технические и экономические характеристики и условия эксплуатации. Используя рациональные методы поиска экстремума, находят оптимальные значения переменных и связанных с ними других эксплуатационных параметров.

Итак, оптимальный режим определяют в результате учета большого количества данных и условий работы установки, поэтому он индивидуален для каждой конкретной холодильной установки. Од-

нако анализ оптимальных режимов, полученных для различных холодильных установок и при различных условиях эксплуатации позволяет сделать некоторые обобщения.

Так, наибольшее влияние на значения параметров оптимального режима оказывают: цена электроэнергии и охлаждающей воды; температуры охлаждающей воды и охлаждаемого объекта; годовая наработка; технические и экономические характеристики оборудования. Например, повышение цены электроэнергии при прочих равных условиях приводит к уменьшению оптимальных разностей температур теплообменивающихся сред Θ_k , Θ_0 . Действительно, чем больше цена электроэнергии, тем больше доля эксплуатационных и сумма приведенных затрат. Сумму приведенных затрат можно уменьшить, сократив расход электроэнергии, путем уменьшения разностей температур Θ_k , Θ_0 , что вызывает увеличение необходимых площадей теплопередающей поверхности F_k , F_0 . В итоге сумма приведенных затрат становится минимальной.

При снижении температуры охлаждаемого объекта $t_{\text{пм}}$ и (или) более высоких температурах окружающей среды $t_{\text{о.с}}$ уменьшаются оптимальные разности температур теплообменивающихся сред Θ_k , Θ_0 . Чем выше температура $t_{\text{о.с}}$ и ниже температура $t_{\text{пм}}$, тем больше расход электроэнергии, а значит, больше доля эксплуатационных и сумма приведенных затрат. Затраты можно сократить, если уменьшить разности температур теплообменивающихся сред Θ_k , Θ_0 , что приведет к возрастанию необходимой площади теплопередающей поверхности F_k , F_0 , но сумма приведенных затрат станет минимальной.

При уменьшении годовой наработки установки увеличиваются оптимальные разности температур теплообменивающихся сред Θ_k , Θ_0 , так как, чем меньше наработка, тем больше доля капитальных и сумма приведенных затрат. Капитальные затраты можно сократить, уменьшив площади теплопередающей поверхности F_k , F_0 , что потребует увеличения разностей температур Θ_k , Θ_0 , но в итоге сумма приведенных затрат станет минимальной.

При оптимизации условия работы холодильной установки обычно полагаются (для упрощения) квазистационарными, т. е. расчетные значения параметров окружающей среды ($t_{\text{о.с}}$, $\phi_{\text{о.с}}$) и теплопритоки принимаются постоянными во времени. Следовательно, и параметры оптимального режима будут постоянными во времени. Если учитывать сезонное колебание параметров окружающей среды и изменение теплопритоков в течение рассматриваемой наработки холодильной установки, то найденный оптимальный режим будет представлять собой совокупность закономерностей изменения параметров оптимального режима во времени: $\Theta_0 = \Theta_0(\tau)$; $\Delta t_{\text{в}} = \Delta t_{\text{в}}(\tau)$; $t_0 = t_0(\tau)$; $\Theta_k = \Theta_k(\tau)$; $\Delta t_{\text{w}} = \Delta t_{\text{w}}(\tau)$; $t_k = t_k(\tau)$ и др.

Оптимизация динамического режима работы установки позволяет уменьшить долю капитальных затрат и сумму приведенных затрат и получить больший экономический эффект, чем при оптимизации квазистационарного режима. Но реализация такого оп-

тимального режима возможна только с помощью автоматизированной системы управления холодильной установкой.

Определение оптимального режима работы холодильной установки даже при квазистационарных условиях связано со значительными трудностями, например, математического описания функционирования холодильной установки, вычислительного характера. Поэтому при эксплуатации промышленных холодильных установок часто руководствуются концепцией не наилучшего, а пригодности, т. е. обеспечения функционирования холодильной установки на уровне, не хуже требуемого. А требуемый уровень регламентируется обычно отраслевыми инструкциями, содержащими, в частности, рекомендации и по режиму работы.

Эксплуатационные параметры, входящие в этот режим, определены в результате статистического анализа и (или) оптимизации отдельных аппаратов холодильных установок. Такой режим часто называют оптимальным, но таковым он не является, поскольку получен без учета взаимного влияния объектов, работающих взаимосвязанно в составе холодильной установки. Например, для аммиачных холодильных установок рекомендован такой режим. Разность температур воздуха в охлаждаемом помещении и кипения хладагента (или хладоносителя) $\Theta_0 = 7 \div 10$ К, а разность температур между средней температурой хладоносителя и температурой кипения $\Theta_{\text{и}} = 3 \div 5$ К. Охлаждение воздуха в воздухоохладителе $\Delta t_{\text{в}} = 2 \div 4$ К, а охлаждение хладоносителя в испарителе $\Delta t_{\text{с}} = 1 \div 3$ К. Перегрев пара, всасываемого в компрессор, должен составлять 5–10 К. В конденсаторе разность температур теплообменивающихся сред $\Theta_{\text{к}} = 4 \div 6$ К при водяном охлаждении и $\Theta_{\text{к}} = 10 \div 25$ К при воздушном охлаждении. Нагрев охлаждающей среды должен составлять: $\Delta t_{\text{в}} = 2 \div 4$ К воды и $\Delta t_{\text{в}} = 5 \div 9$ К воздуха. Температура хладагента, выходящего из переохладителя, должна быть на 3–5 К выше промежуточной температуры. Ведомственные нормы проектирования распределительных холодильников тоже содержат требования к выбору основных эксплуатационных параметров, значения которых близки к рассмотренным выше.

§ 14.5. УПРАВЛЕНИЕ РАБОТОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Техническое состояние холодильной установки изменяется в процессе работы под воздействием окружающей среды, рабочих процессов и других факторов, что проявляется в отклонении значений эксплуатационных параметров от рекомендуемых или оптимальных. Поэтому работой холодильной установки нужно управлять, чтобы поддержать заданный режим работы. Для обеспечения и поддержания режима работы нужно знать причины, приводящие к изменению эксплуатационных параметров, и закономерности функционирования холодильной установки. Охлаждаемое помещение как объект с изменяющимся тепловым состоянием воздуха может быть представлено так:

$$\frac{dt_{\text{пм}}}{d\tau} = \frac{Q_{\text{пр}} - Q_{\text{от}}}{M_{\text{в}} c_{\text{в}}}, \quad (14.3)$$

где $Q_{\text{пр}}$ — теплоприток, в данном случае

$$Q_{\text{пр}} = Q_{\text{т}} = Q_{\text{н}} + Q_{\text{гр}} + Q_{\text{вн}};$$

$Q_{\text{н}}$ — наружный теплоприток, проникающий через ограждения,

$$Q_{\text{н}} = k_{\text{н}} F_{\text{н}} (t_{\text{н}} - t_{\text{пм}}),$$

$k_{\text{н}}$ — коэффициент теплопередачи ограждений; $F_{\text{н}}$ — площадь поверхности ограждений; $t_{\text{н}}$ — температура наружного воздуха; $Q_{\text{гр}}$ — теплоприток от груза; $Q_{\text{вн}}$ — внутренний теплоприток; $Q_{\text{от}}$ — теплоотвод, равный количеству теплоты, отводимой охлаждающими приборами в единицу времени,

$$Q_{\text{от}} = Q_0 = k_0 F_0 (t_{\text{пм}} - t_0),$$

k_0 — коэффициент теплопередачи; F_0 — площадь поверхности; t_0 — температура кипения; $c_{\text{в}}$ — удельная теплоемкость воздуха; $M_{\text{в}}$ — масса воздуха, находящегося в помещении.

Из уравнения (14.3) следует, что поддержание постоянной температуры (например, оптимальной) $t_{\text{пм}}$ возможно при соблюдении теплового баланса $Q_{\text{т}} = Q_0$. Если $Q_{\text{т}}$ начинает превышать Q_0 , то температура $t_{\text{пм}}$ повышается, а если $Q_{\text{т}}$ уменьшается по отношению Q_0 , то температура $t_{\text{пм}}$ понижается.

Равновесная температура $t_{\text{пм}}$ может изменяться по следующим причинам. Тепловой баланс нарушается в виде $Q_{\text{т}} > Q_0$ при увеличении $Q_{\text{т}}$ и (или) уменьшении Q_0 . Теплоприток $Q_{\text{т}}$ увеличивается, если возрастают теплопритоки от различных источников: $Q_{\text{н}}$ из-за повышения температуры $t_{\text{н}}$ (чаще всего); $Q_{\text{гр}}$ из-за поступления груза с температурой выше номинальной и (или) в количестве, превышающем допустимое значение; $Q_{\text{вн}}$ из-за превышения номинального значения, нормированных источников эксплуатационных теплопритоков.

Теплоотвод становится меньше, если уменьшаются k_0 , F_0 и увеличивается t_0 . Причиной снижения k_0 могут быть: отложение масла на теплообменной поверхности (со стороны хладагента); образование инея на поверхности охлаждающих приборов; отложение соли, продуктов коррозии и намерзание льда на поверхности испарителя (со стороны хладоносителя); уменьшение скорости движения воздуха, хладоносителя. Площадь теплообменной поверхности F_0 , а точнее эффективная, омываемая теплообменивающимися средами, может уменьшаться вследствие: недостаточной подачи хладагента и хладоносителя; накопления большого количества масла, которое занимает часть вместимости аппарата; зарастания межреберного пространства инеем у охлаждающих приборов с оребренной поверхностью. Причины изменения t_0 будут рассмотрены ниже.

Теплоприток Q_T становится меньше теплоотвода Q_0 , если Q_T уменьшается и (или) Q_0 увеличивается. Теплоприток Q_T уменьшается, если уменьшаются теплопритоки от различных источников: Q_H , $Q_{гр}$, $Q_{вн}$. Возрастание Q_0 в рассматриваемой ситуации возможно вследствие понижения температуры кипения t_0 , так как k_0 и F_0 могут увеличиться только в результате целенаправленных действий. Испаритель (батарея, воздухоохладитель, испаритель для охлаждения хладоносителя) как теплообменный аппарат имеет полость, в которую подается жидкий хладагент, а образовавшийся пар отводится компрессором. Масса пара $M_{и}$, содержащегося в паровом пространстве $V_{и}$, может изменяться, так как переменными во времени являются массы образующегося пара $m_{пр}$ и отсасываемого компрессором $m_{от}$. Тогда, состояние испарителя как объекта с изменяющейся массой пара в пространстве $V_{и}$ можно выразить зависимостью

$$\frac{dM_{и}}{dt} = m_{пр} - m_{от}, \quad (14.4)$$

или, допуская для упрощения, что пар близок по свойствам к идеальному газу, а процесс изменения массы к изотермическому, в таком виде:

$$\frac{dp_0}{dt} = (m_{пр} - m_{от})B_{и}. \quad (14.5)$$

В уравнении (14.5) $B_{и}$ — коэффициент, зависящий от вместимости паровой части испарителя $V_{и}$ и постоянной изотермического процесса $a_{и} = R T_0$, $B_{и} = V_{и}/a_{и}$.

Полагая, что приток массы пара в испаритель $m_{и}$ вызван теплоподводом $Q_{и}$, можно написать

$$m_{пр} = m_{и} = \frac{Q_{и}}{q_0} = \frac{k_{и} F_{и} \Theta_{и}}{q_0}, \quad (14.6)$$

или с учетом вида теплоотводящей среды:

$$m_{и} = \frac{v_{в} \rho_{в} c_{в} \Delta t_{в}}{q_0}; \quad (14.7)$$

$$m_{и} = \frac{v_{с} \rho_{с} c_{с} \Delta t_{с}}{q_0}, \quad (14.8)$$

где $\Theta_{и}$ — средняя логарифмическая разность температур теплообменивающихся сред; q_0 — удельная холодопроизводительность при t_0 ; $v_{в}$ и $v_{с}$ — объемные расходы соответственно воздуха и хладоносителя; $\Delta t_{в}$ и $\Delta t_{с}$ — охлаждения воздуха и хладоносителя.

Отвод массы пара из испарителя определяется массовой подачей компрессора:

$$m_{от} = m_{км} = \frac{\lambda V_{\tau}}{v_{вс}}. \quad (14.9)$$

Из уравнения (14.5) видно, что постоянное заданное давление p_0 (и t_0) будет поддерживаться при равенстве $m_{и} = m_{км}$. Из этого равенства с учетом уравнений (14.6) и (14.7) можно получить выражение

$$t_0 = t_{пм} - \frac{\Delta t_{в} \exp \frac{\Delta t_{в} k_{и} F_{и} v_{вс}}{q_0 \lambda V_{\tau}}}{\exp \frac{\Delta t_{в} k_{и} F_{и} v_{вс}}{q_0 \lambda V_{\tau}} - 1}, \quad (14.10)$$

которое содержит и параметры, на которые можно воздействовать для изменения t_0 в желаемом направлении. Если $m_{пр} > m_{км}$, то давление p_0 (следовательно, и t_0) повышается, а если $m_{пр} < m_{км}$, то наоборот. Нарушение массового баланса $m_{и} > m_{км}$ возможно, если увеличивается масса пара вследствие теплоподвода $m_{и}$ и (или) уменьшается массовая производительность компрессора $m_{км}$, отводящего пар. Наиболее вероятной причиной увеличения $m_{и}$ является возрастание $Q_{и}$ из-за увеличения температуры $t_{пм}$. Массовая производительность компрессора $m_{км}$ падает, если уменьшается коэффициент подачи λ из-за увеличения отношения давлений $p_{к}/p_0$ и увеличивается удельный объем $v_{вс}$ из-за снижения температуры всасываемого в компрессор пара. Изменение массового баланса в виде $m_{и} < m_{км}$ возможно при уменьшении $m_{и}$ и (или) увеличении $m_{км}$. Снижение $m_{и}$ происходит вследствие уменьшения $k_{и}$, $F_{и}$ и $\Theta_{и}$ по причинам, рассмотренным раньше.

Конденсатор имеет полость, в которую поступает массовый поток $m_{пр}$ пара из компрессора и из которого отводится массовый поток $m_{от}$ в результате конденсации. Следовательно, состояние конденсатора как объекта с изменяющейся массой пара в паровой части можно представить так:

$$\frac{dM_{к}}{d\tau} = m_{пр} - m_{от}, \quad (14.11)$$

или с учетом тех допущений, принятых в отношении испарителя,

$$\frac{dp_{к}}{d\tau} = \frac{m_{пр} - m_{от}}{B_{к}}. \quad (14.12)$$

Здесь $B_{к}$ — коэффициент, зависящий от вместимости паровой части конденсатора $V_{пк}$ и постоянной процесса $a_{к}$, $B_{к} = V_{пк}/a_{к}$.

Массовый поток хладагента, отводимый в результате конденсации,

$$m_{от} = m_{к} = \frac{Q_{к}}{q_{к}} = \frac{k_{к} F_{к} \Theta_{к}}{q_{к}}, \quad (14.13)$$

или

$$m_k = \frac{v_w \rho_w c_w \Delta t_w}{q_k}, \quad (14.14)$$

или

$$m_k = \frac{v_b \rho_b c_b \Delta t_b}{q_k}, \quad (14.15)$$

где q_k — удельная теплота конденсации хладагента при t_k ; k_k — коэффициент теплопередачи; F_k — площадь теплопередающей поверхности; Θ_k — средняя логарифмическая разность температур теплообменивающихся сред; v_w — объемная подача воды; ρ_w и c_w — плотность и удельная теплоемкость воды; Δt_b и Δt_w — нагрев соответственно воздуха и воды.

Заданное давление конденсации p_k (и t_k) будет поддерживаться при соблюдении равенства $m_{km} = m_k$, из которого при подстановке значений m_{km} и m_k из уравнений (14.9) и (14.13) получим выражение

$$t_h = t_{w1} + \frac{\Delta t_w \exp \frac{\Delta t_w k_k F_k v_{bc}}{q_k \lambda V_T}}{\exp \frac{\Delta t_w k_k F_k v_{bc}}{q_k \lambda V_T} - 1}, \quad (14.16)$$

содержащее и параметры, на которые можно воздействовать для изменения t_k (и p_k) в желаемом направлении. При $m_{km} > m_k$ повышается p_k (и t_k), что возможно вследствие увеличения m_{km} и (или) уменьшения m_k . Причина увеличения m_{km} рассмотрена ранее. Массовый поток m_k уменьшается, если уменьшаются k_k , F_k , Θ_k .

Значение k_k может уменьшаться вследствие: отложения масла на теплообменной поверхности (со стороны хладагента), отложения нерастворимых в воде солей, ила и водорослей со стороны охлаждающей воды; появления ржавчины и пыли на поверхности со стороны охлаждающего воздуха; появления неконденсирующихся газов; уменьшения скорости движения охлаждающей среды. Эффективная площадь теплообменивающихся сред F_k может уменьшаться вследствие: подтапливания части площади теплообменной поверхности жидким хладагентом из-за возрастания гидравлического сопротивления сливного трубопровода и уравнильной линии, переполнения линейного ресивера, орошения только части теплообменной поверхности водой из-за засорения водораспределительных устройств испарительного конденсатора.

Значение Θ_k может уменьшиться вследствие повышения температур охлаждающей среды t_{w1} , t_{b1} . Массопоток m_{km} становится меньше массоотвода m_k , если уменьшается m_{km} и (или) увеличивается m_k . Причины уменьшения m_{km} рассмотрены ра-

нее. Наиболее вероятной причиной увеличения m_k является возрастание Θ_k вследствие снижения температуры охлаждающей среды.

Промежуточный сосуд, содержащий паровую часть, может быть представлен уравнением, описывающим ее динамическое состояние,

$$\frac{dM_{п.с}}{dt} = m_{пр} - m_{от},$$

или с учетом упрощений, принятых при рассмотрении состояния испарителя и конденсатора,

$$\frac{dp_{пр}}{dt} = (m_{пр} - m_{от})B_{п.с}, \quad (14.17)$$

где $M_{п.с}$ — масса пара в паровой части сосуда $V_{п.с}$; $B_{п.с}$ — коэффициент, зависящий от вместимости паровой части сосуда $V_{п.с}$ и постоянной изотермического процесса, $B_{п.с} = V_{п.с}/a_{п.с}$.

Приток массы пара в промежуточный сосуд зависит в основном от массовой подачи компрессора ступени низкого давления

$$m_{пр} = am_{км} = \frac{a\lambda_n V_{т.н}}{v_{вс.в}},$$

а массоотвод определяется производительностью компрессора ступени высокого давления

$$m_{от} = m_{км.в} = \frac{\lambda_v V_{т.в}}{v_{вс.в}},$$

где a — коэффициент, учитывающий дополнительный массоприток; λ_n и λ_v — коэффициенты подачи компрессоров ступеней низкого и высокого давлений; $V_{т.н}$ и $V_{т.в}$ — теоретические объемные подачи компрессоров ступеней низкого и высокого давлений; $v_{вс.н}$ и $v_{вс.в}$ — удельные объемы пара, всасываемого в компрессоры ступеней низкого и высокого давления.

Следовательно, требуемое промежуточное давление $p_{пр}$ (и $t_{пр}$) будет поддерживаться при равенстве $am_{км.н} = m_{км.в}$ и изменяться при нарушении равенства в зависимости от соотношения между $m_{пр}$ и $m_{от}$.

Насосы и вентиляторы подают рабочие среды в элементы холодильной установки. Функционирование этих нагнетателей неразрывно связано с работой сети (т. е. трубопровода, воздухопровода), по которой подается рабочая среда. Работа нагнетателей характеризуется показателями: создаваемым напором H (м вод. ст.) или разностью давлений ΔP_n (Па), объемной (или массовой) подачей V_n и потребляемой мощностью N_n , которые определяются точкой пересечения характеристики нагнетателя с характеристикой сети A (рис. 14.4), называемой рабочей точкой нагнетателя. Следует отметить, что большую подачу, чем подача, соответствующая точке A , в данную сеть нагнетатель подать не может.

Увеличение сопротивления сети вызывает увеличение напора в нагнетателе, которому соответствует меньшая производительность. Показатели нагнетателей изменяются вследствие изменения характеристики как нагнетателя $\Delta p_n = f_1(V_n)$, так и сети $\Delta p_c = f_2(V_c)$. Например, подача насосов, нагнетающих хладагент в испарительную систему, зависит от тепловой нагрузки этой системы Q_n , кратности циркуляции n и свойств хладагента r и ρ : $V_n = Q_n / (r\rho)$. Требуемая разность давлений насоса ΔP_n зависит от сопротивлений сети, т. е.

$$\Delta p_n = \Delta p_{вс} + \Delta p_{наг} + \Delta p_{и.р},$$

где $\Delta p_{вс}$ — сопротивление всасывающего трубопровода насоса; $\Delta p_{наг}$ — сопротивление нагнетательного трубопровода насоса; $\Delta p_{и.р}$ — сопротивление на участке испаритель—циркуляционный ресивер, включая испаритель и ресивер.

Следовательно, нарушение установившегося состояния, характеризующегося показателями V_n и Δp_n , возможно при изменении сопротивления сети, например вследствие засорения фильтра, отключения или включения отдельных испарителей, а также при изменении подачи насоса, например из-за утечки.

Аппараты с явно выраженным уровнем жидкого хладагента (линейный, циркуляционный и компаундный ресиверы) могут быть представлены зависимостью, отражающей динамическое состояние массы жидкости $M_{ж}$ в аппарате:

$$\frac{dM_{ж}}{d\tau} = m_{пр} - m_{от}, \quad (14.18)$$

или, полагая, что масса жидкости $M_{ж} = F_{ж} H_{ж} \rho_{ж}$, а плотность жидкости $\rho_{ж}$ и площадь поперечного сечения аппарата $F_{ж}$ постоянны, то

$$\frac{dH_{ж}}{d\tau} = \frac{m_{пр} - m_{от}}{F_{ж} \rho_{ж}}. \quad (14.19)$$

Установившемуся состоянию $m_{пр} = m_{от}$ соответствует $H_{ж} = \text{const}$. Если приток жидкого хладагента превышает его отвод, то $H_{ж}$ повышается и наоборот.

Уровень жидкого хладагента в линейном ресивере зависит от соотношения между массовым потоком жидкого хладагента из конденсатора m_k и его подачей в испарительную систему $m_{р.в}$, значение которой определяется расходом через регулирующий вентиль:

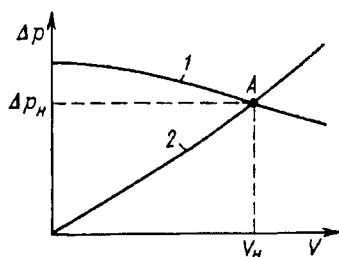


Рис. 14.4. Совместная работа нагнетателя и сети:

1 — характеристика нагнетателя; 2 — характеристика сети

$$m_{p.в} = F_{p.в} \mu \sqrt{2(p_k - p_0) \rho_{ж}},$$

где μ — коэффициент расхода; $F_{p.в}$ — площадь проходного отверстия вентиля.

Изменение значения m_k связано в основном с работой конденсатора, что было рассмотрено ранее, а в некоторой степени — от изменения гидравлического сопротивления сливного, уравнительного трубопроводов и давления в линейном ресивере (например, из-за нагрева солнцем). Значение $m_{p.в}$ зависит от гидравлического сопротивления жидкостного трубопровода, регулирующего вентиля и разности давлений $p_k - p_0$, под действием которой подается жидкий хладагент.

Уровень жидкого хладагента в циркуляционном (или комбинированном) ресивере зависит от соотношения между поступлением жидкого хладагента через регулирующий вентиль $m_{p.в}$, плюс из охлаждающих приборов испарительной системы $m_{ж}(n - 1)$ (где n — кратность циркуляции хладагента) и его массовой подачей насосом в охлаждающие приборы $m_n = m_{ис} n$. Причины изменения массовых потоков хладагента рассматривались раньше.

§ 14.6. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ

Причины старения. В процессе эксплуатации на холодильную установку воздействует энергия окружающей среды, включая обслуживающий и ремонтный персонал, и внутренних источников, связанных с совершением рабочего процесса, а также аккумулировавших энергию. При передаче энергии — механической, электромагнитной, внутренней, химической — в форме работы и теплоты в элементах холодильной установки возникают процессы разной природы, сопровождающиеся действием сил, которое приводит к изменению их начальных свойств. Например, к компрессору, насосу, вентилятору подводится механическая энергия для совершения рабочего процесса. В результате, действию механической силы подвержена вся кинематическая цепочка.

Потенциальная энергия, накопленная в отливках, обработанных деталях и собранных узлах, приводит к появлению напряжения в материале. Электромагнитная и механическая энергия внешних и внутренних источников вызывает электрохимические процессы, приводящие к окислению материалов. Теплота внутренних и внешних источников повышает температуру материала деталей, масла, хладагента, что ускоряет химические реакции, повышает механические нагрузки и напряжения. Обслуживающий и ремонтный персонал, ошибочно действуя или не выполняя положенные предписания, способствует развитию негативных процессов.

Под действием взаимосвязанных физико-химических процессов ухудшаются свойства объекта и его качество. Процесс ухудшения свойств объекта часто называют физическим старением (или про-

сто старением). Внешними признаками проявления старения являются разрушение, деформация, изменение характеристик материала, коррозия, эрозия, кавитация, нагар, износ.

Разрушение материала происходит тогда, когда значения статической или динамической нагрузок превышают предельные значения, а также вследствие длительного действия переменных нагрузок, приводящих к усталостному разрушению. Разрушению подвержены такие элементы, как пластины клапанов компрессоров, поршневые кольца, подшипники качения, коленчатые валы и др.

Необратимая деформация элементов наблюдается, если нагрузка превышает допустимое значение. Например, коленчатый вал скручивается и изгибается, шатунные болты удлиняются и т. д.

Хладагенты являются веществами в основном химически стабильными. Но хладоны могут участвовать в химических реакциях и медленно разлагаться. Причем, скорость химических реакций возрастает с увеличением температуры и в присутствии воды и катализатора. Так, R12 и R22 в смеси с традиционными минеральными маслами в присутствии воды и катализатора (железа и его сплавов) разлагаются при температурах 100–150 °С. В результате образуются соляная и плавиковая кислоты и смолистые вещества, содержащие углерод, которые отлагаются на поверхности деталей. Масла на основе полиэфиров в присутствии воды (0,02 %) и металлов (железа, меди и алюминия) разлагаются на спирт и кислоту при температуре выше 100 °С. Смазочное масло загрязняется продуктами изнашивания и коррозии, поглощает влагу, окисляется.

Старение поверхностного слоя характеризуется потерей материала или его присоединением. Например, атмосферная, химическая и электрохимическая коррозии металлов и сплавов сопровождаются потерей исходного материала. Коррозия в сочетании с действием переменного механического напряжения может привести к коррозионной усталости материала. Действие потока газа или жидкости на поверхность материала при большой скорости и особенно при наличии абразивных частиц может привести к эрозии (размыванию) поверхностного слоя. Такой процесс характерен для проточной части центробежных компрессоров и насосов.

Кавитация (т. е. парообразование в жидкости, обусловленное быстро изменяющимся давлением) может вызвать эрозию материала, именуемую кавитационной эрозией. Кавитационной эрозии подвержена проточная часть насосов и вентилях, находящихся в циркуляционном контуре хладагента. Эрозия и коррозия могут воздействовать на материал одновременно, что ускоряет старение. Присоединение материала к поверхности — явление также нежелательное, поскольку изменяются ее форма и свойства. Материал налипает на поверхность в результате процессов адгезии и адсорбции. Так, на деталях нагнетательного клапана может образоваться нагар, в гидравлических системах иногда происходит отложение твердых частиц на стенках каналов, так называемая облитерация.

Наиболее характерным процессом старения, протекающим при контакте поверхностей и их относительном перемещении, является изнашивание (процесс изменения размеров детали при трении, проявляющийся в отделении с поверхности трения материала и его остаточной деформации). Механическое изнашивание (только механическое взаимодействие поверхностей) имеет место в сопряжениях вал—подшипник у компрессоров, насосов и вентиляторов. Адгезионное изнашивание (результат адгезионного взаимодействия, силы которого превосходят прочность связи поверхностного слоя материала, из-за чего происходит схватывание материалов) характерно для сопряжений, работающих при высокой температуре, например для пары цилиндр — поршневое кольцо. Изнашивание в условиях избирательного переноса (в результате разрушения межатомных связей медь переносится на поверхность стали, и образующийся мягкий тонкий слой, обогащенный медью, уменьшает зазор) происходит в сопряжениях, работающих при высокой температуре в среде хладагента, например в сопряжении вал — подшипник хладонных компрессоров.

Итак, исключить нежелательное изменение свойств элементов холодильной установки нельзя. Но знание причины и сущности процессов старения позволяет использовать установку так, чтобы исправность (или только работоспособность) сохранялась в течение заданной наработки.

Процессы старения приводят к ухудшению технического состояния объекта. Но изменение свойств может носить обратимый характер, если оно связано, например, с упругой деформацией материала, отложением продуктов коррозии и разложения масла, образованием накипи, засорением фильтров и т. д. Повреждения и отказы, вызванные такими явлениями, могут быть устранены в результате выполнения комплекса относительно простых и нетрудоемких операций, называемого техническим обслуживанием.

Общие положения технического обслуживания. Существует несколько видов технического обслуживания, которые классифицируют: по этапам существования — при использовании, ожидании, хранении, транспортировании; по планированию — плановые и неплановые; по регламентации выполнения — регламентированные и по техническому состоянию; по условиям проведения — периодическое, сезонное.

Техническое обслуживание при использовании объекта по назначению подразделяют на оперативное техническое обслуживание, если его выполняют при использовании объекта по назначению перед или сразу после использования, и периодическое техническое обслуживание, если его проводят по техническому состоянию или после определенной наработки.

Сезонное техническое обслуживание проводят только для объектов, используемых при существенных изменениях окружающей среды в течение года, например для наружных теплоизоляционных ограждений.

Плановое техническое обслуживание проводят в соответствии с требованиями НТД, неплановое техническое обслуживание — без предварительного назначения.

Регламентированное техническое обслуживание предусмотрено в НТД, его выполняют с периодичностью и в объеме, указанном в НТД, независимо от технического состояния объекта в момент начала обслуживания.

Регламентированное техническое обслуживание с номенклатурой наиболее ответственных операций (разборка, регулировка и др.) называется техническим осмотром. Технические осмотры характеризуются периодичностью, т. е. интервалом времени или наработки между видами технического обслуживания, а каждый вид характеризуется продолжительностью, трудоемкостью и стоимостью. Регламентированное техническое обслуживание ввиду определенности с периодичностью проведения и видами осмотров проще в реализации и широко распространено.

Техническое обслуживание по техническому (т. е. фактическому) состоянию требует большого объема информации о техническом состоянии объекта в предшествующий период и настоящий момент, получить, обработать и использовать при принятии решения которую затруднительно без специальных технических средств и автоматизации контроля и управления. Поэтому переход к техническому обслуживанию по состоянию требует использования автоматизированных средств контроля и диагностики.

Методы выполнения технического обслуживания могут быть различными, например: обслуживания штатным эксплуатационным персоналом, специализированной организацией и фирменное, т. е. предприятием-изготовителем. Техническое обслуживание обычно включает контроль технического состояния объекта, операции профилактического характера (очистку, смазку, регулирование и др.) и замену дефектных элементов. Технический контроль, цель которого — проверка исправности (или только работоспособности) на промышленных холодильных, осуществляет штатный дежурный персонал, визуально (т. е. при помощи органов чувств) и с помощью измерительных средств следящий за состоянием установки, периодически регистрирующий в суточном журнале (при отсутствии автоматической регистрации) режим работы и на основе значений параметров и признаков функционирования принимающий решения по управлению установкой. Обнаруженные повреждения и отказы объектов устраняются и фиксируются в журнале наработок, повреждений и отказов. Содержание выполненных работ отражается в журнале учета технического обслуживания и ремонта. Администрация цеха обязана ежедневно просматривать журналы, контролируя выполнение необходимых работ.

Техническая диагностика является средством поддержания заданного уровня надежности, обеспечения требований безопасности и эффективности использования объектов. Техническое состояние объекта может быть характеризовано указанием дефектов, нарушающих исправное и работоспособное состояния, а также правильность функционирования и относящихся к деталям, узлам или к объекту в целом.

Процесс определения технического состояния объекта в результате поиска и обнаружения дефектов с указанием при необходимости места, вида и причины дефектов называется техническим диагностированием. Традиционное определение технического состояния объекта предполагает остановку и разборку оборудования. Это связано со значительными затратами времени и средств, а также с нарушением сопряжений деталей, что резко увеличивает износ сопряжения и снижает долговечность.

Обнаружение дефекта обычно производится с помощью штатных контрольно-измерительных приборов и особых (диагностических) технических средств и базируется на контроле и (или) особых испытаниях (тестах). Применение средств технического диагностирования, позволяющих определить техническое состояние объекта и его остаточный ресурс без разборки на детали, а возможно, и без выключения из работы, по параметрам, как рабочих процессов, так и сопутствующих работе, может повысить эффективность эксплуатации объекта в результате снижения затрат ресурсов на техническое обслуживание и ремонт вследствие сокращения объема работ, количества расходуемых запасных частей и материалов, повышения уровней надежности, поскольку нет периодически проводимых сборочно-разборочных операций, снижающих долговечность объекта, и безопасности.

Типовая структура системы технического диагностирования (т. е. совокупности технических средств и объекта диагностирования, а иногда и исполнителей) в простейшем варианте включает: диагностические датчики, воспринимающие диагностическую информацию от объекта; преобразователи, которые преобразуют сигналы от датчиков в унифицированный вид, удобный для обработки; устройства обработки информации и устройства вывода информации.

Системы диагностирования подразделяют: по степени общности даваемой информации — на локальную и общую; по характеру взаимодействия с объектом — на тестовую и функциональную. Локальное диагностирование служит для оценки технического состояния отдельных узлов и деталей, а общее диагностирование — главным образом объекта в целом. Тестовая система формирует воздействие, подаваемое на проверяемый объект с целью получить от него ответную информацию. Функциональная система регистрирует информацию о состоянии объекта в процессе его функционирования. Системы диагностирования предназначаются для ре-

шения следующих задач: проверка исправности, работоспособности и функционирования; поиск дефектов.

Системы технического диагностирования применяют при техническом обслуживании, т. е. при использовании по назначению, перед и после использования; а также при ремонте, перед ремонтом для уточнения объема работ и после ремонта для оценки качества.

Работа холодильных объектов обычно сопровождается сопутствующими процессами (теплообменом, массообменом, вибрацией и др.), параметры которых отражают техническое состояние объекта и содержат необходимую для диагностирования информацию. Такие параметры называют диагностическими параметрами; они являются физическими величинами и могут быть непосредственно измерены на работающем или неработающем объекте. Например, компрессор как объект диагностирования можно представить в виде комплекса узлов и деталей, состояние которых отражается диагностическими параметрами: режима работы (температура, давление); функционирования (холодопроизводительность, расход масла и электроэнергии); сопутствующих процессов (характеристики виброакустических сигналов, массовая доля примесей в масле); геометрическими (размер, зазор, биение).

Характеристики виброакустических сигналов (спектр, энергия, функция временного развития), отражающие ударные взаимодействия в кинематических парах поршневых компрессоров небольшой холодопроизводительности, являются основой системы диагностики, посредством которых определяют зарождающиеся дефекты, текущие зазоры, предельно допустимые износы. Состояние сред, контактирующих с объектом, также дает определенную информацию. Например, смазочное масло всегда содержит частицы материала трущихся поверхностей. Их массовая доля характеризует интенсивность изнашивания поверхностей. Так, использование метода спектрального анализа проб смазочного масла позволяет выявить концентрацию всех металлов, присутствующих в масле, и определить скорость изнашивания даже отдельных сопряжений, если они изготовлены из различных материалов. Присутствие хладагента в воздухе помещения, хладоносителя, охлаждающей воде свидетельствует о наличии течей. Методы высокочастотной акустики применяют для определения трещин в стенках аппаратов, трубопроводов, кавитации в насосах, течей в соединениях.

Закономерности изменения диагностических параметров во времени, как правило, аналогичны закономерностям изменения параметров технического состояния объектов. В процессе работы диагностические параметры изменяются от начального значения до предельно допустимого за некую наработку. Измеряя текущее значение диагностического параметра и сравнивая его с признаками эталонного состояния объекта, можно установить техническое состояние объекта в данный момент и прогнозировать его последующее состояние. Номенклатуру диагностических параметров, допустимые и предельные значения, по которым определяют и прогнозируют

техническое состояние объектов, устанавливают заводы-изготовители и указывают в НТД. Обычно для диагностического заключения требуется анализировать большое количество диагностических параметров. Поэтому для сложных объектов создают автоматизированные системы диагностики, выполняемые на базе ЭВМ.

В общем случае для создания автоматизированной системы технического диагностирования необходимо решить следующие взаимосвязанные задачи. Разработать математическую модель функционирования объекта диагностирования, позволяющую проверять работоспособность и правильность функционирования по совокупности диагностических параметров. Создать математическую модель повреждений и отказов, дающую возможность обнаруживать повреждения и отказы, выявлять причины их возникновения. Построить алгоритмы диагностирования, что достигается выбором такой совокупности элементарных проверок, по результатам которых можно: в задачах обнаружения повреждений и отказов отличить исправное или работоспособное состояние либо состояние правильного функционирования от его неисправных состояний, а в задачах поиска повреждений и отказов различать неисправные и неработоспособные состояния между собой.

Для решения перечисленных задач применяют различные математические модели. Так, при создании моделей, позволяющих проверять работоспособность и правильность функционирования, используют системы линейных и нелинейных уравнений. Для построения моделей повреждений и отказов используют топологические модели в виде деревьев отказов и графов причинно-следственных связей между техническими состояниями и диагностическими параметрами. Модели объектов диагностирования являются основой для построения алгоритмов диагностирования. Построение алгоритмов диагностирования состоит в выборе такой совокупности проверок, по результатам которых можно отличить исправное, работоспособное состояние или состояние функционирования от им противоположных состояний, а также различать виды дефектов между собой. С техническим диагностированием связана задача прогнозирования технического ресурса объекта. Алгоритм технического диагностирования служит основой для создания автоматизированной системы технической диагностики.

§ 14.8. ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Компрессорные агрегаты. Техническое состояние компрессорных агрегатов контролируют путем измерения параметров режима работы, визуально и с помощью технических средств по признакам функционирования, например по наличию течей, состоянию масла, шуму, вибрации и др. Утечку хладагента определяют с помощью индикаторов и течеискателей. Герметичность предохранительного клапана оценивают по температуре трубки, соединяющей его с по-

лостью всасывания. Теплая трубка свидетельствует о наличии течи. Герметичность сальника проверяют по количеству капель масла, вытекающих в единицу времени. Например, для компрессорных агрегатов 2A110-7, 21A280-7, 2A350-7 норма — не более 1 капли за 2 мин, а для агрегатов FMS3, F2MS3 норма — не более 6 капель за 1 мин (при годовой наработке 5000 ч потеря масла составит 12 дм³). Причины нарушения герметичности сальника: износ уплотнительных колец (графитового, стального, фторопластового, резиновых), ослабление пружин.

Работа компрессорных агрегатов сопровождается механическими и акустическими колебаниями. Как правило, работоспособному состоянию компрессора соответствуют определенный уровень вибрации и шум определенной громкости и высоты тона. Допустимые значения этих характеристик, например, для компрессорного агрегата A1400-7-3 составляют: уровень звуковой мощности 94 дБ и уровень виброскорости 101 дБ. Причиной изменения громкости и тона звука являются: увеличение зазора в сопряжениях (в подшипниках качения и скольжения); ослабление затяжки элементов крепления (удлинение шатунных болтов); разрушение пластин и пружин клапанов, поршневых колец; износ регулировочных шайб в винтовом компрессоре, приводящий к касанию торцевых поверхностей винтов корпуса; расцентровка муфты; влажный ход компрессора. Причинами изменения уровня вибрации являются: ослабление затяжки фундаментных и шатунных болтов, расцентровка муфты. О состоянии трущихся сопряжений (сальникового уплотнения, подшипников скольжения и качения) можно получить информацию по температуре поверхности корпуса или температуре смазочного масла.

Основными причинами повышенной температуры корпуса сальника и подшипника являются: уменьшение зазора в сопряжении, недостаточная подача масла, изменение температуры и свойств масла. В процессе работы смазочное масло окисляется, частично разлагается, загрязняется продуктами изнашивания и разложения. В результате оно теряет свое качество. И по этой причине необходим контроль состояния масла для замены при достижении им предельно допустимого состояния. Масло периодически заменяют, руководствуясь рекомендациями НТД как в отношении периодичности, так и достижением предельно допустимых значений показателей свойств. Предельно допустимые значения показателей свойств масел индивидуальны и зависят от вида масла, типа компрессора, вида хладагента, режима работы и т. д. Критерием предельно допустимого состояния масла является недопустимое изменение одного из указанных в НТД показателей. Например, на крупных промышленных установках масло рекомендуется заменять: при изменении номинального значения кинематической вязкости при температуре 50 °С на $\pm 15 \text{ мм}^2/\text{с}$; повышении кислотного числа до 0,3 мг КОН на 1 г масла; изменении плотности при температуре 0 °С на $\pm 30 \text{ кг}/\text{м}^3$; достижении цвета на калориметре ЦНТ 5 единиц ЦНТ; повышении

массовых долей механических примесей до 0,15 % и воды до 0,006 %. Изменение вязкости неблагоприятно отражается на смазывающих и противозадирных свойствах. Кислотное число характеризует коррозионную активность. Цвет масла в сравнении с эталонной шкалой характеризует содержание в нем воды и смолистых веществ.

Работоспособность смазочной системы характеризуется рядом признаков, указанных в НТД, например: уровнем масла в картере поршневого и маслоотделителя винтового компрессоров, разностью давлений после и до насоса, температурами масла в картере поршневого, на входе и выходе из винтового компрессора, герметичностью насоса, состоянием масла. Уровень масла зависит от соотношения между количеством масла, которое уносится из компрессора и возвращается в него в единицу времени.

Количество уносимого масла возрастает с увеличением производительности компрессора, повышением температуры нагнетания, увеличением объемной подачи масла, а также с ростом износа уплотняющих сопряжений. Количество возвращающегося в компрессор масла уменьшается вследствие увеличения гидравлического сопротивления линии возврата масла из маслоотделителя или испарительной системы, отказа поплавкового клапана маслоотделителя или соленоидного вентиля на линии возврата в картер, изменения температуры кипения и уменьшения уровня заполнения испарителей.

Давление, развиваемое насосом, и подача масла зависят от состояния насоса и фильтров. Их значения уменьшаются при увеличении зазоров между шестернями и корпусом, при утечке через сальник. Давление после фильтра уменьшается, если он засорен.

В соответствии с НТД технический осмотр компрессорных агрегатов проводят периодически: поршневых (2А110-7, 2А220-7) через 1800 ч наработки, а винтовых (2А350-7) через 3300 ч наработки.

Агрегат выключают из работы, отключают электропитание на щите, вывешивая на выключателях (рубильниках) табличку, например: «Не включать — работают люди». Из агрегата удаляют хладагент и масло. У поршневого компрессора снимают крышки цилиндров и блок-картера; демонтируют всасывающий и нагнетательный клапаны, предохранительный клапан, всасывающий и нагнетательный коллекторы, масляные фильтры, водяные трубки системы охлаждения.

Разбирают для очистки и дефектации деталей всасывающий, нагнетательный и предохранительный клапаны. Очищают, промывают (в керосине или уайт-спирите) и продувают сжатым воздухом: фильтры, трубки, полости всасывающего и нагнетательного коллекторов и картер. Очищают и осматривают поверхность гильз, проверяют состояние стопорных шайб, шатунных болтов и прочность их крепления, а также других крепежных деталей на неразобранных узлах.

Собирают всасывающий, нагнетательный и предохранительный клапаны. Нагнетательный клапан тарируют (т. е. настраивают на срабатывание при определенном давлении), а затем проверяют его герметичность и пломбируют.

Агрегат собирают, заправляют маслом и испытывают на герметичность осушенным воздухом давлением 1,6 МПа в течение 24 ч. Допускается падение давления в течение первых 6 ч вследствие изменения температуры воздуха. Затем компрессорный агрегат обкатывают вхолостую, удалив золотник и крышку всасывающего и нагнетательного запорных вентилей, в течение 4 ч, контролируя давление (не менее 0,12–0,20 МПа) и температуру масла (не более 65–70 °С). После обкатки заменяют масло, промывают масляные фильтры, трубки и внутреннюю поверхность блок-картера. Далее агрегат вакуумируют до остаточного давления 5 кПа, заполняют хладагентом, открыв вентили на всасывающем трубопроводе, готовят к пуску и включают в работу по письменному распоряжению администрации цеха.

У винтового компрессорного агрегата демонтируют газовый фильтр, масляные фильтры тонкой и грубой очистки, предохранительные клапаны компрессора и маслоотделителя.

Разбирают, очищают, промывают и проводят дефектацию деталей демонтированных узлов. Предохранительные клапаны тарируют, проверяют на герметичность и пломбируют. Вскрывают маслоохладитель, очищают поверхность труб от накипи, проверяют на герметичность межтрубное пространство давлением воздуха 1,6 МПа. При наличии течей в трубах они глушатся металлическими пробками, если таких труб не более трех в секции. При большем количестве дефектных труб их заменяют.

Собирают узлы и агрегат, проверяют прочность крепления деталей, узлов, приборов автоматики.

Агрегат испытывают на герметичность давлением воздуха 1,6 МПа в течение 24 ч. Падение давления допускается в течение первых 6 ч вследствие изменения температуры воздуха. Выдержавший испытание агрегат заправляют маслом, вакуумируют до остаточного давления 5 кПа, заполняют хладагентом, готовят к пуску и включают в работу по письменному распоряжению администрации компрессорного цеха.

Смазочные материалы для холодильных компрессоров. Смазочные материалы (масла), применяемые для смазки компрессоров, могут быть минеральными и синтетическими. Наиболее распространены минеральные масла на основе нефти. Синтетические смазочные материалы имеют основой, например, этиленовые углеводороды, алкилбензол, полигликоли и другие вещества.

Международная классификация смазочных материалов для холодильных компрессоров предусматривает такое их деление в зависимости от условий применения: DRA при $t_0 > -40$ °С; DRB при $t_0 < -40$ °С; DRC при $t_0 > 0$ °С и DRD, если материал универсален по температуре использования. Примеры обозначения холодильных масел: ИСО — L — DRA или L — DRA или L — DRA — 46, где L — класс продуктов, D — группа продукта, R — холодильный материал, 46 — класс вязкости по ИСО 3448.

Масла должны удовлетворять таким основным требованиям: термическая и химическая стабильность в смеси с хладагентом; инертность к конструкционным материалам; нетоксичность и экономичность. Универсальных холодильных смазочных материалов, в одинаковой степени удовлетворяющих противоречивым требованиям, пока не существует. Предпочтение отдается маслу, имеющему в заданных условиях применения лучший экономический показатель.

Свойства смазочного масла улучшают путем введения в него легирующих присадок, различных по функциональному назначению: антиокислительные, антифрикционные, противоизносные и противозадирные, вязкостные, депрессорные (влияющие на вязкость при низкой температуре), противопенные и др. Смешиванием масел можно получить смазочный материал с желаемым свойством. Такой смазочный материал (иногда называемый компаундным маслом) обычно состоит из минерального и небольшой доли синтетического масла. Добавка придает минеральному маслу требуемые растворимость и подвижность в смеси с хладагентом при низкой температуре кипения. Примером компаундных масел являются Zephron 150, SD Refrigerater oil, содержащие добавки алкилбензола. Для повышения вязкости основного масла в него добавляют высоковязкие нехолодильные масла (например, И50 и МС20 в масло ХА30) или синтетические масла (ХС40, КМН) в количестве 10–20 %. Конечно, смешиваемые масла должны быть химически совместимыми друг с другом и иметь достаточные термическую и химическую стабильность. Не рекомендуется смешивать, например, масла ХФ22с-16 и ХФ22-24, ПФГОС-4 и ХС40, Arctic SHC 226 с другими маслами.

Существует большое количество холодильных смазочных материалов. Основные свойства некоторых масел приведены в прил. 16.

Рекомендуемые области применения смазочных материалов с указанием возможности их взаимозаменяемости даны в прил. 17.

Выбор смазочного материала связан с типом компрессора, применяемым хладагентом и условиями использования. Основными требованиями к маслам, предназначенным для аммиачных компрессоров, являются: вязкость не менее $45\text{--}50\text{ мм}^2/\text{с}$ при температуре $40\text{ }^{\circ}\text{C}$; температура вспышки не ниже $180\text{--}190\text{ }^{\circ}\text{C}$; высокие противоизносные и противозадирные свойства.

Ввиду ограниченной растворимости масел с аммиаком большое его количество теряется вследствие накопления в аппаратах и разветвленной испарительной системе. По этой причине для аммиачных компрессоров применяют в основном более дешевые минеральные масла (ХА30, Clavus 46). Однако если требуется высокий уровень надежности установки, то для винтовых компрессоров используют синтетические масла (ХС40, Arctic SHC 226). Появились синтетические масла на основе полигликолей (полиальфагликоль, полиалкиленгликоль), растворимые в аммиаке и используемые в компрессорах небольших торговых холодильных установок.

В хладоновых холодильных компрессорах применяют большое количество минеральных и синтетических масел вязкостью от 25 до 100 мм²/с при температуре 40 °С. Синтетические углеводородные масла (XC40, Arctic SHC 230) применяют в основном в винтовых компрессорах, поскольку из-за высокой вязкости они позволяют снизить утечки через зазоры, а также количество балластного пара хладагента, растворенного в нем, и тем самым повысить КПД компрессора.

Для хладоновых установок с кожухотрубными испарителями предпочтение отдают маслам с повышенной растворимостью перегретого пара, способствующего пенообразованию. В низкотемпературных установках применяют масла с повышенной растворимостью в жидком хладагенте и повышенной растворимостью перегретого пара хладагента при температуре кипения, что позволяет использовать масла с $t_{\text{зам}}$ более высокой, чем t_0 , например ПФГОС4 с R22, ХФ22с-16 с R22, ХФ12-16 с R12, ХК57 с R22, КМН с R13, 132-244 с R13 и др.

Озонобезопасные хладоны (R134а, R32, R125), их бинарные (R507, R410А) и тройные смеси (R404А, R407С) имеют ограниченную растворимость с минеральными и распространенными синтетическими маслами. Поэтому для смазки компрессоров, работающих на этих хладагентах и их смесях, применяют новые синтетические масла на основе полиэфиров, растворимые в них. Масла на основе полиолевого эфира рекомендуют применять для компрессоров холодильных установок в зависимости от вязкости по градации ИСО (международная организация по стандартизации), т. е. при температуре 40 °С: от 10 до 32 мм²/с для бытовых, от 22 до 68 мм²/с для торговых и промышленных, от 100 до 220 мм²/с для винтовых компрессоров тепловых насосов.

Центробежные насосы. При работе центробежных насосов контролируют в общем случае: давления нагнетания и всасывания (или их разность), герметичность соединений, уровни шума и вибрации, наличие смазочного материала, температуры сальника и подшипников.

Разность давлений, создаваемая насосом, или только давление нагнетания, если давление всасывания постоянно, характеризуют подачу насоса. Давление, развиваемое насосом, может уменьшаться по следующим причинам: возрастает утечка вследствие износа колеса и корпуса; увеличивается гидравлическое сопротивление циркуляционного контура.

Увеличение уровня шума и вибрации насоса обычно связано с подсосом воздуха через течи сальника и всасывающего трубопровода, кавитацией и расцентровкой валов.

Повышение температуры (свыше 60 °С) подшипников обычно вызвано ухудшением режима смазки.

Для центробежных герметичных насосов (марки ЦГ) документацией предусмотрен технический осмотр с периодичностью не реже одного раза в три месяца. При проведении регламентированного

технического осмотра вскрывают коробку выводов с целью: проверить состояние контактов электрических и заземляющих проводов, поверхностей разъема и уплотняющего смазочного материала; измерить сопротивление электрической изоляции обмотки статора относительно корпуса, которое должно быть не менее 0,5 МОм в горячем состоянии и 1 МОм в холодном состоянии.

Конденсаторы. Техническое обслуживание испарительных конденсаторов включает контроль: давления и температуры конденсации; температур подпиточной и охлаждающей воды; температуры и влажности воздуха, поступающего в конденсатор; показателей состояния водораспределительного устройства (угла распыла форсунок, равномерности орошения водой пучков труб); уровней шума и вибрации; целостности обшивки и лопастей вентиляторов.

При ежемесячном техническом осмотре: проверяют герметичность соединений, работоспособность контрольно-измерительных приборов, наличие воздуха в системе (сопоставляя температуру выходящего жидкого хладагента с температурой насыщения, соответствующей давлению конденсации); очищают фильтр, водораспределительное устройство и поддон.

При работе водяных конденсаторов: периодически измеряют температуру и давление конденсации, температуры воды на входе и выходе из аппарата; проверяют герметичность соединений, в том числе труб в аппарате, по присутствию хладагента в воде, выходящей из конденсатора; периодически удаляют масло из аммиачных конденсаторов. При ежеквартальном техническом осмотре: проверяют состояние арматуры, контрольно-измерительных приборов; очищают крышки аппарата от загрязнений.

Испарители. При работе испарителей, предназначенных для охлаждения хладоносителя: периодически фиксируют температуру и давление кипения, температуру пара, выходящего из испарителя, температуры хладоносителя на входе и выходе; проверяют уровни хладагента и хладоносителя, герметичность соединений по присутствию хладагента в хладоносителе, концентрацию хладоносителя в растворе. Следует заметить, что при концентрации хладоносителя, превышающей допустимое значение, будет повышенный расход энергии на привод насоса по причине увеличения гидравлического сопротивления циркуляционного контура, так как увеличиваются плотность и вязкость хладоносителя.

Периодически в зависимости от условий эксплуатации в хладоноситель вводят ингибитор коррозии, из полости хладагента удаляют масло, предварительно прогрев аппарат, выпускают воздух из закрытых испарителей через воздушные краны на крышках аппарата. Регламентированный технический осмотр, проводимый через три месяца, предусматривает проверку работоспособности контрольно-измерительных приборов, состояния арматуры, протекторов электрохимической защиты от коррозии и мешалок в открытых испарителях и аккумуляторах.

Охлаждающие приборы. При техническом обслуживании охлаждающих приборов визуально контролируют заполнение их хладагентом (или хладоносителем) по наличию и толщине инея. Работоспособность охлаждающих приборов обеспечивают периодическим оттаиванием инея и удалением из них масла. Регламентированное техническое обслуживание воздухоохладителей с периодичностью раз в три месяца включает проверку сопротивления обмотки электродвигателя (не менее 0,5 МОм), прочности крепления заземляющего провода, наличия консистентной смазки в подшипниках.

Маслоотделители. Для отделения масла от хладагента применяют различные типы маслоотделителей, эффективность работы которых зависит от условий их использования. Например, степень отделения масла в аппаратах увеличивается с понижением температуры пара, входящего в маслоотделитель. Маслоотделители с фильтрующей насадкой обеспечивают большую степень отделения при меньшей доли масла во входящем в аппарат паре хладагента. Барботажные маслоотделители работают с номинальным значением степени отделения, если высота барботажного слоя в аппарате не менее 0,12 м, а отделенное масло непрерывно удаляется из аппарата.

Эффективность работы гидроциклонов зависит от скорости движения потока хладагента с маслом во входном патрубке и его температуры, а также от гидравлического сопротивления аппарата. Степень отделения масла в аммиачном коническом гидроциклоне повышается с увеличением температуры и скорости движения потока во входном патрубке, достигая максимума при температуре 25 °С и скорости движения 7–8 м/с, что связано с изменением плотности и вязкости хладагента и масла. Степень отделения масла в цилиндрическом гидроциклоне от R22 возрастает при понижении температуры и повышении скорости движения потока во входном патрубке. Рекомендуемые условия работы — скорость движения потока 9 м/с при температурах от –30 до +15 °С.

Емкостные аппараты (сосуды). При техническом обслуживании линейных, дренажных, защитных, циркуляционных, компаундных ресиверов и промежуточных сосудов периодически измеряют давление хладагента, а у компаундных ресиверов и промежуточных сосудов — еще перегрев выходящего из аппарата пара; проверяют положение уровня жидкого хладагента.

Периодически из аппаратов удаляют масло (кроме аппаратов, работающих на R12), а из линейного ресивера удаляют и воздух, если нет автоматического воздухоотделителя, контролируют герметичность аппаратов.

Регламентированный технический осмотр, проводимый ежеквартально, предусматривает проверку состояния контрольно-измерительных приборов и арматуры аппаратов.

Аппарат (сосуд) должен быть выключен из работы, если установлено, что: давление выше предельно допустимого, неработоспособны контрольно-измерительные приборы (термометр, манометр, мановакуумметр, указатель уровня) и предохранительные клапаны; есть признаки деформации элементов; есть утечка хладагента.

Технологические трубопроводы. Техническое состояние внутрицевых трубопроводов периодически проверяет обслуживающий персонал, визуально контролируя состояние сварных швов, фланцевых соединений, опор, подвесок, теплоизоляции, антикоррозионной защиты и т. д.

§ 14.9. ОСНОВНЫЕ ОПЕРАЦИИ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ

Удаление масла. Масло, миновавшее маслоотделители, частично оседает в застойных зонах проточных аппаратов, а большая его часть поступает в охлаждающие приборы.

Из охлаждающих приборов масло удаляют обычно при их оттаивании сначала в дренажный ресивер, а затем в маслосборник. Аппараты стороны низкого давления — испаритель для охлаждения хладагента, промежуточный сосуд, защитный, компаундный и циркуляционный ресиверы, отделитель жидкости — выключают из работы, освобождают от жидкого хладагента и нагревают для того, чтобы масло стало подвижным.

Для быстрого нагрева масла горячий пар хладагента со стороны высокого давления подают через патрубок аппарата, который предназначен для удаления масла (рис. 14.5, а). При этом давление в аппарате не должно превышать испытательное давление. Если аппарат стороны низкого давления оснащен индивидуальным маслосборником (рис. 14.5, б), то масло из него можно удалять не выключая аппарат из работы и не нагревая его. Вследствие тепло-

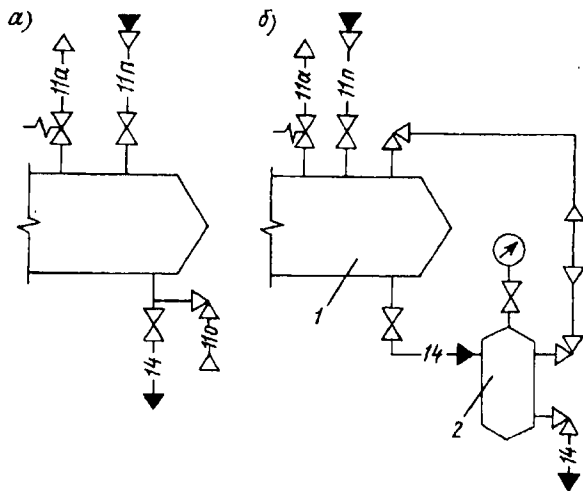


Рис. 14.5. Схема удаления масла из циркуляционного ресивера: а — с обогревом горячим паром; б — без обогрева;

1 — ресивер; 2 — маслосборник

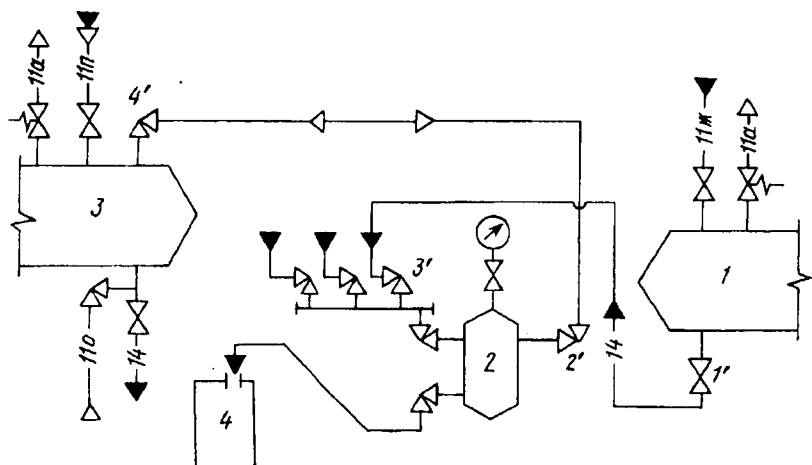


Рис. 14.6. Схема удаления масла из аппаратов в маслосборник:

1 — аппарат; 2 — маслосборник; 3 — циркуляционный ресивер; 4 — бочка; 1'–4' — запорные вентили

притока от окружающего воздуха к неизолированным трубам и сборнику 2, масло, попавшее в маслосборник, нагревается, сохраняет подвижность и периодически выпускается в общий маслосборник.

На аммиачных холодильных установках масло из аппаратов должно выпускаться только в маслосборник следующим образом (рис. 14.6). В маслосборнике 2 понижают давление до значения, не превышающего давление в аппарате 1, из которого выпускают масло, открыв вентили 2' и 4' на трубопроводе, соединяющем маслосборник 2 с циркуляционным 3 (или защитным) ресивером. После снижения давления в маслосборнике закрывают вентили 2' и 4' и выпускают масло из аппарата 1, открыв вентили 1' и 3'. Вентили 1' и 3' закрывают после выравнивания давления, о чем свидетельствует и появление инея на трубопроводе, и открывают вентили 2' и 4' на 20–30 мин для удаления хладагента, поступившего вместе с маслом. Затем вентили 2' и 4' закрывают и наблюдают за давлением в маслосборнике. Если по мере нагревания масла окружающим воздухом или другим источником теплоты давление повышается, что свидетельствует о наличии хладагента, то снова открывают вентили 2' и 4' для удаления хладагента. Масло очищенное от хладагента, выпускают из маслосборника 2 под давлением, которое на 0,01–0,02 МПа выше атмосферного, в бочку 4, которую возвращают на нефтебазу, или в ресивер, предназначенный для временного хранения использованного масла.

В хладоновых холодильных установках масло удаляют из испарителей, а при работе на R22 также из аппаратов стороны низкого давления (защитного, циркуляционного ресиверов) и масляного ресивера. Отвод масла из охлаждающих приборов змеевикового ти-

па осуществляется проще, чем из затопленных испарителей. Так, в установках на R12 масло из затопленных испарителей отводится с паром хладагента в виде пены, образующейся при кипении хладагента, по всасывающему трубопроводу в компрессорный агрегат. Количество отведенного масла (точнее унесенной пены) зависит от уровня хладагента в испарителе и скорости движения в нем пара (или тепловой нагрузки). В связи с этим перегрев пара R12, выходящего из кожухотрубного испарителя, должен быть 1–2 К. В установках на R22 из аппаратов стороны низкого давления или нагнетательного трубопровода насоса при насосной подаче хладагента отводится часть жидкого хладагента, содержащего масло, сначала в теплообменник-выпариватель для испарения жидкого хладагента, а затем во всасывающий трубопровод или масляный ресивер.

Масло, поступающее в компрессорный агрегат, должно иметь массовую долю хладагента, близкую к массовой доле его в масле, которое находится в агрегате, чтобы избежать вспенивания и уноса масла в систему. Для уменьшения массового содержания хладагента в масле, отводимом из системы, его нагревают в теплообменнике или в масляном ресивере.

На холодильных установках, включающих и винтовые маслозаполненные компрессорные агрегаты, периодически приходится удалять, а затем заправлять большое количество масла (например, агрегат 2A350–7 содержит 160 кг масла, а 21A1600–7 — 800 кг масла). Поэтому на больших установках используют систему централизованного снабжения маслом (рис. 14.7), позволяющую перемещать и хранить большое количество масла. Так, для удаления масла из компрессорного агрегата 1 открывают вентили 2' и 7' на линии всасывания до насоса 2 и вентили 4' и 12' на линии нагнетания до масляного ресивера 3, в котором хранится использованное масло, затем включают насос 2. Остальные вентили должны быть закрыты. Масло из агрегата 1 может быть удалено в бочку 5, если на линии на-

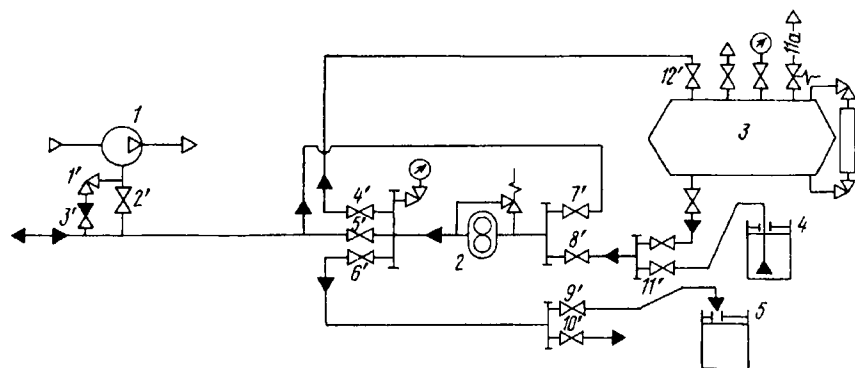


Рис. 14.7. Централизованная смазочная система:

1 — компрессорный агрегат; 2 — шестеренчатый насос; 3 — масляный ресивер; 4, 5 — бочки;
1', 2', 4' — 12' — запорные вентили; 3' — обратный клапан

гнетания насоса открыть вентили 6' и 9'. Для заправки агрегата 1 маслом, например, из бочки 4, открывают вентили 11' и 8' на линии всасывания и вентили 5' и 1' на линии нагнетания насоса. Обратный клапан 3' позволяет вести заправку автоматически или нескольких агрегатов одновременно. Обвязка масляного ресивера 3 предусматривает очистку масла от хладагента путем соединения с циркуляционным (или защитным) ресивером и заправку им агрегата, если состояние масла работоспособное, либо подачу его в систему регенерации по линии нагнетания при открытых вентилях 6' и 10'.

Регенерация масла. На аммиачных холодильных установках масло периодически выпускают из аппаратов, охлаждающих приборов и компрессоров. Оно накапливается и сдается на нефтебазу. Некоторые масла, в частности ХА30, могут быть использованы повторно после восстановления (регенерации) свойств путем их очистки от механических загрязнений, воды и продуктов разложения. Смесь регенерированного (в количестве 30–40 % от смеси) и свежего масла применяют для смазки аммиачных поршневых компрессорных агрегатов и тех винтовых, для которых есть указание в техническом паспорте о возможности применения для смазки регенерированного масла.

Существуют особые устройства для регенерации смазочного масла, используемые на больших промышленных холодильных установках. Например, для регенерации масла применяют специальные сепараторы (рис. 14.8). Сепаратор 2 заполняют подогретым до 60 °С маслом, очищенным от аммиака и крупных твердых частиц, например, из масляного ресивера и водой в соотношении 1:1, и включают электродвигатель. Масло, очищенное от водорастворимых веществ водой и от загрязнений действием сил инерции, поступает в сосуд 3, а загрязненная вода — в сосуд 1.

Удаление воздуха. Воздух, присутствующий в системе, вызывает повышение температуры и давления конденсации, а также температуры нагнетания, что является причиной снижения холодопроизводительности, роста затрат электроэнергии на привод компрессора и ухудшения условий работы установки в целом. В связи с этим в процессе работы установки необходимо принимать меры для предотвращения попадания воздуха и удалять попавший воздух.

Воздух поступает в систему в основном при ее вскрытии для проведения технического обслуживания и ремонта, а также через течи соединений и сальников. Поэтому нужно вакуумировать вскрытые участки системы (особенно хладоновой) вакуумным насосом, устранять течи в сальниках и соединениях при их обнаружении.

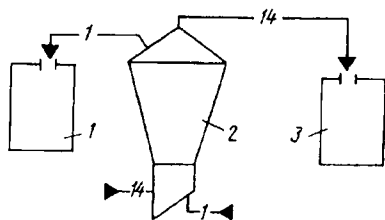


Рис. 14.8. Схема регенерации масла с помощью сепаратора:

1 — сосуд загрязненной воды; 2 — сепаратор; 3 — сосуд регенерированного масла

Присутствие воздуха в системе можно определить по следующим признакам. Появляется разность давлений между давлением конденсации и табулированным значением давления насыщенного хладагента, определенным по температуре жидкого хладагента, выходящего из конденсатора, который должен быть в насыщенном состоянии. Увеличиваются давление в конденсаторе при повышении уровня жидкости в линейном ресивере при прочих равных условиях, а также температура нагнетания при прочих неизменных условиях.

Воздух удаляют из системы посредством воздухоотделителя, работоспособность которого должна контролироваться и поддерживаться. Так, при техническом обслуживании воздухоотделителя марки Я10-ЕВО ежедневно проверяют работоспособность приборов автоматики, герметичность соединений, наличие жидкого хладагента в блоке 4 (см. рис. 7.18), сравнивая давление, измеренное мановакуумметром 5, с табулированным значением давления насыщенного хладагента, найденным по температуре жидкого хладагента, измеренной в патрубке термометром 2. Если нет соответствия между давлениями, то стакан заполняют жидким хладагентом из системы. Периодически из блока датчиков и воздухоотделительного блока удаляют масло.

Присутствие воздуха в системе хладоносителя характеризуется такими признаками. Насос работает неустойчиво — с разрывами потока жидкости. Стрелка манометра резко колеблется. Охлаждающие батареи покрыты неравномерным слоем инея, или иней отсутствует, так как хладоноситель не поступает в батареи. При останковке насоса повышается уровень хладоносителя в расширительном баке. Воздух из системы хладоносителя выпускают при работе насоса через краны и пробки, находящиеся на крышках испарителей, насосах и охлаждающих приборах, которые приоткрывают до появления хладоносителя.

Удаление влаги. Влага, присутствующая в хладагентах, увеличивает их коррозионную активность, способствует разложению масла на основе полиэфиров при ее доле 0,005–0,01 % и омеднению. А не растворенная в хладонах вода замерзает при дросселировании. Кристаллы льда забивают отверстия фильтрующей насадки, что приводит к уменьшению, а иногда и к прекращению подачи хладагента, например, в компрессор или охлаждающие приборы.

В связи с этим на хладоновых установках периодически контролируют присутствие свободной воды в системе с помощью индикатора влажности хладагента, окраска чувствительного элемента которого изменяется в зависимости от концентрации воды в хладоне, или по обмерзанию, например, фильтра ТРВ либо всасывающего фильтра компрессора.

При появлении признаков присутствия влаги в системе следует выявить причину попадания влаги, устранить ее и принять меры по удалению влаги из системы. Влага поступает в систему обычно в небольшом количестве вместе с воздухом, хладагентом, маслом. Поэтому систему после вскрытия вакуумируют при давлении не

более 150 Па в течение не менее 12 ч с помощью вакуумного насоса при температуре не ниже 15 °С, осушают хладагент и масло в процессе заправки ими системы с помощью дополнительных осушительных патронов.

Озонобезопасные хладагенты и их масла значительно гигроскопичней традиционно применяемых. Поэтому требуется более глубокое и продолжительное вакуумирование системы. Возможно, конечно, поступление в систему и большого количества воды через течи в конденсаторе и маслоохладителе, охлаждаемых водой. Наличие течей в этих аппаратах периодически проверяют. При появлении признаков наличия влаги в системе подключают фильтр-осушитель, если он не был включен, или заменяют его другим с работоспособным сорбентом.

Массу сорбента $M_{сб}$, необходимого для удаления влаги, можно найти так:

$$M_{сб} = m_x (d_1 - d_2) \frac{\tau_{сб} a_{сб}}{100}.$$

где m_x — массовый расход хладагента; d_1, d_2 — содержание влаги в 1 кг хладагента до и после осушки; $\tau_{сб}$ — время работы; $a_{сб}$ — влагоемкость сорбента (в массовых процентах).

Поглотительная способность сорбентов уменьшается по мере поглощения ими влаги. Но ее можно восстановить, удалив аккумулярованную влагу путем нагревания сорбента, его вакуумирования и продувания сухим газом. Обычно применяют комбинированное воздействие — нагревание и продувание сухим воздухом или азотом. Метод и режим регенерации выбирают с учетом свойств адсорбента. Например, работоспособность силикагеля восстанавливают, нагревая его в потоке воздуха или азота с температурой 190–200 °С в течение 2–3 ч либо в сушильном шкафу при температуре 140–150 °С в течение 4 ч. Регенерация синтетических цеолитов требует более высоких температур. Так, работоспособность цеолита NaA–2КТ восстанавливают, продувая воздухом (азотом) с температурой 280–315 °С в течение 2–3 ч или прокаливая в сушильном шкафу при температуре 500 °С в течение 4 ч.

При восстановлении работоспособности сорбента некоторое его количество разрушается. Поэтому регенерированный сорбент до засыпки в корпус фильтра-осушителя необходимо просеять на сите с размером ячейки не менее 1 мм для удаления мелких частиц.

Жидкие осушители представляют собой смесь моноэтилового эфира этиленгликоля с глициолом. Они ядовиты и огнеопасны. Их применяют в малых холодильных установках для предотвращения замерзания влаги в системе, вводя в количестве 4 г на 1 кг хладона. При поступлении в систему холодильной установки большого количества воды, которое не может быть удалено в приемлемый срок сорбентом, хладон удаляют, а систему осушают, продувая горячим газом с температурой 120–140 °С в течение нескольких суток.

Обеспечение герметичности системы. Герметичность системы является необходимым условием ее экономичной и безопасной работы, так как уменьшение количества хладагента в системе увеличивает расход энергии. Накопление хладагента (даже не ядовитого и не горючего) в помещении является опасным для обслуживающего персонала, а поступление в атмосферу ухудшает экологию окружающей среды. Требование к уровню герметичности холодильных установок возрастает и в связи с использованием дорогих и гигроскопичных озонобезопасных хладагентов и их смесей. Так, в некоторых странах допустимая утечка таких хладагентов — 0,3 г в год.

Текущность хладагентов, наличие разности давлений, вибрации и других явлений приводят к появлению утечки хладагента, наличие которой определяют специальными приборами — газоанализаторами.

В общем случае, контроль герметичности и поиск течей проводят с использованием индикаторных веществ (пенообразователя, красителя, химического реагента) и приборов разного назначения (индикатора, газоанализатора, течейскаателя) и принципа действия, различающихся порогом чувствительности и другими техническими показателями. На аммиачных холодильных установках помещения машинного и аппаратного отделений относятся к классу взрывоопасности В-16. Поэтому на автоматизированных холодильных установках при некруглосуточном дежурстве обслуживающего персонала установка сигнализатора утечки и аварийной концентрации аммиака в воздухе (например, СКПА-01) является обязательной. Сигнализатор утечки должен подавать предупредительный сигнал и включать приточно-вытяжную вентиляцию при концентрации аммиака свыше $0,5 \text{ г/м}^3$ (0,07 %), а при повышении концентрации более $1,5 \text{ г/м}^3$ (0,21 %) он должен выключать электроснабжение всей установки и одновременно включать аварийную вентиляцию и светозвуковую сигнализацию. Количество датчиков утечки должно выбираться из расчета один на $75\text{--}100 \text{ м}^2$ площади помещения. В каждом помещении должно быть установлено не менее двух, независимо действующих сигнализаторов аварийной концентрации аммиака.

Места утечки аммиака определяют посредством химических индикаторов (например, кусочков фильтровальной бумаги, пропитанной спиртовым раствором фенолфталеина или спиртово-глицериновым раствором фенолрота), а также переносных приборов, более удобных в работе и имеющих более высокую чувствительность. Для поиска течи указанным химическим индикатором бумагу увлажняют для того, чтобы при поглощении аммиака образовался гидроксид аммония, который и обуславливает изменение цвета бумаги на красный. При поиске течи переносным прибором задают значение его чувствительности, которое должно быть больше фоновой концентрации аммиака в воздухе. Если концентрация аммиака равна заданной, то включается световая и (или) звуковая сигнализация.

Присутствие аммиака в охлаждающей воде и хладоносителе определяют с помощью, например, реактива Несслера по отгонной пробе проверяемой рабочей среды, химического индикатора по отгонной пробе среды и химического индикатора, если среда нейтральная, т. е. водородный показатель $pH = 7$.

Присутствие хладона в помещениях машинного отделения, производственных помещениях, холодильных камерах и теплообменных аппаратах определяют с помощью газоанализаторов и сигнализаторов, датчики которых находятся в местах, в которых утечка хладагента наиболее вероятна. При достижении концентрации хладона в воздухе порогового значения включается световая и (или) звуковая сигнализация. Места относительно больших утечек хладона могут быть обнаружены по масляным пятнам, по присутствию красителя, если он введен в хладагент, по вспениванию мыльной или полимерной эмульсии, нанесенной на поверхность. Но обычно используют более чувствительные приборы — галогенную лампу и течеискатель. Галогенные лампы, в которых для горения использованы спирт или пропан, имеют относительно небольшую чувствительность (10–60 г в год). Наиболее совершенными являются электронные течеискатели, имеющие несколько переключаемых диапазонов чувствительности (обычно от 1 до 15 г в год), режима измерения и поиска течи с блокированием фонового загрязнения, а также другие возможности. Для поиска течи значением менее 1 г в год используют гелиевые течеискатели.

Пополнение хладагентом и хладоносителем. При эксплуатации холодильной установки хладагент и хладоноситель уходят (теряются) из системы при вскрытии ее для проведения технического осмотра и ремонта, через течи в соединениях и сальниках, при выпуске масла. Поэтому систему периодически пополняют хладагентом и хладоносителем при выявлении необходимости в этом по таким признакам: низкий уровень жидкого хладагента в линейном ресивере при недостатке жидкости в испарительных системах; повышенный перегрев пара, всасываемого в компрессор, несмотря на полное открытие регулирующего вентиля; повышенная температура нагнетания; пониженная температура кипения. Пополнение системы хладагентом производится так же, как и первоначальное заполнение (см. рис. 13.15 и рис. 13.16).

В процессе эксплуатации приходится наполнять баллоны хладагентом, взятым из системы. Для этого используют те же запорные коллектор и вентиль. Перед заполнением баллоны проверяют на соответствие их окраски и надписи заправляемому хладагенту, пригодность по сроку технического освидетельствования, исправность запорного вентиля, отсутствие жидкости. Определяют по вместимости баллонов массу хладагента, которую можно заправить в него, руководствуясь предельно допустимыми значениями заполнения 1 dm^3 вместимости: 0,57 кг R717, 1,1 кг R12, 1,8 кг R22, 0,6 кг R13, 0,72 кг R744.

Баллон устанавливают вертикально (вентилем вверх) на весы, взвешивают, соединяют с заправочным коллектором. Открывают вентили на баллоне и коллекторе, включают вакуумный насос, подключенный к коллектору, для удаления воздуха из баллона. Открывают вентили на трубопроводе подачи жидкого хладагента из системы и контролируют заполнение баллона по показанию весов. Баллон взвешивают и после заполнения, чтобы убедиться в том, что он заполнен в пределах нормы. Для сокращения времени заполнения баллона и количества образующегося пара, заправляемый жидкий хладагент должен быть в переохлажденном состоянии.

Признаком, свидетельствующим о необходимости пополнения системы хладоносителем, является низкий уровень хладоносителя в открытом испарителе и расширительном баке в схеме с закрытыми испарителями. Раствор готовят в баке-концентраторе. Массу сухого вещества M_c , например соли, необходимого для приготовления раствора с его массовой долей ξ_p , можно определить так:

$$M_c = \frac{V_p \rho_p \xi_p}{100},$$

где V_p — объем приготавливаемого хладоносителя, m^3 ; ρ_p — плотность хладоносителя при $15^\circ C$, kg/m^3 ; ξ_p — массовая доля, %.

Периодически контролируя показатель pH с помощью химического индикатора (лакмуса, фенолфталеина) или прибора (pH-метра) и плотность раствора посредством ареометра, доводят их значения до требуемых. При необходимости в раствор вводят ингибитор коррозии. Приготовленный хладоноситель через фильтр подают насосом в систему до установления требуемого уровня в открытом испарителе или в расширительном баке в схеме с закрытыми испарителями.

Обработка охлаждающей воды. Вода, используемая для охлаждения, в общем случае содержит грубодисперсные вещества (песок, глину, микроорганизмы), растворенные газы (кислород, диоксид углерода) и соли (кальция, магния, железа). При теплообмене изменяются температура воды, а значит, и растворимость веществ; при разбрызгивании удаляется из воды растворенный CO_2 , что влияет на распад бикарбоната кальция $Ca(HCO_3)_2$; вода частично испаряется и концентрация растворенных в ней веществ увеличивается. Эти явления обуславливают разрушение одних соединений и образование других, часто труднорастворимых, которые выпадают в осадок, образуя на поверхности теплообменника в зависимости от условий плотные (накипь) или рыхлые (шлам) отложения.

Однако выпадение соединений в осадок возможно только при некоторых условиях, в частности при достижении определенной концентрации ионов труднорастворимого вещества в воде при данной температуре. Кроме того, интенсивность образования накипи увеличивается с повышением температуры, и особенно начиная с $30^\circ C$, что связано с интенсивным распадом бикарбонатов.

Сумма концентраций ионов кальция и магния, выраженная в мг-экв (ммоль) на 1 кг (или дм^3), называется общей жесткостью воды. Общая жесткость воды складывается из карбонатной (временной) и некарбонатной (постоянной). Карбонатная жесткость вызвана присутствием в воде гидрокарбонатов кальция и магния, а некарбонатная — наличием сульфатов, хлоридов, нитратов, силикатов этих металлов. Чем больше карбонатная жесткость воды, тем больше накипи отлагается на теплопередающей поверхности. В связи с этим вода, используемая на холодильных установках для охлаждения хладагента, должна отвечать требованиям стандарта. Например, СНиП «Холодильники» содержит такие рекомендации: общая жесткость 2–6 мг-экв/кг; свободный CO_2 10–100 мг-экв/кг; $\text{pH} = 6,5 \div 8$; мутность 2–5 мг/кг; содержание железа 0,1–0,3 мг/кг.

Повышенное требование к значению временной жесткости охлаждающей воды предъявляется при использовании испарительных конденсаторов. Значение этой жесткости должно быть не более 2 мг-экв/кг, поскольку повышение жесткости от 2 до 3 мг-экв/кг приводит к увеличению расхода воды в четыре раза при прочих равных условиях. Если качество воды хуже, чем требуется НТД, то воду обрабатывают, в частности, для снижения временной жесткости с помощью кислот, фосфатов и комплексонов.

При подкислении в воду обычно вводят серную кислоту. Происходит разрушение иона HCO_3^- с образованием CO_2 , вследствие чего карбонатная жесткость воды уменьшается. Здесь важно правильно выбрать дозу кислоты, так как большая доза увеличивает коррозионную активность воды, а малая — не обеспечивает снижения жесткости до требуемого значения.

При фосфатировании в воду добавляют фосфаты: суперфосфат, тринатрийфосфат, гексаметафосфат; последний наиболее эффективен, но дорог и менее доступен. Например, при введении в воду небольшой массовой доли аниона PO_4^{3-} (3–4 мг/кг) накипь не образуется, а при введении большей доли — образуется легко удаляемый шлам. Раствор фосфата массовой долей 6–8 % готовят на горячей мягкой воде в баке с мешалкой, после фильтрации подают в расходный бак, где разбавляют до требуемого массового содержания.

Если требуется предотвратить образование не только карбонатных накипей, но железистых и медистых, то используют комплексоны, из которых наиболее доступны этилендиаминтетраацетат натрия (трилон Б) и оксиэтилендифосфоновая кислота (ОЭДФ). Раствор трилона Б готовят в баке из коррозионно-стойкой стали и добавляют в воду при массовой доле 1,5 % предварительно подщелоченный гидроксидом натрия NaOH или гидроксидом аммония NH_4OH до $\text{pH} = 8,5$. Дозировка ОЭДФ составляет 1,2 г на 1 м^3 раствора.

Помимо химического метода очистки воды хорошие результаты дает метод магнитной обработки воды. Он прост в реализации, вода не загрязняется химически активными веществами. При магнит-

ной обработке воды не только уменьшается скорость образования накипи, но и растворяется ранее образовавшаяся, уменьшается скорость коррозии, осаждаются взвеси. Так, скорость коррозии стали уменьшается на 20 % при напряженности магнитного поля 40 кА/м; скорость осаждения коллоидных частиц увеличивается на 20–90 % при напряженности магнитного поля 2–8 кА/м, что равнозначно введению коагулянта; после предварительной магнитной обработки степень очистки воды химическим методом повышается на 20–25 %.

Эффективность магнитной обработки воды зависит от ее солевого состава (лучшие результаты получаются при содержании в воде бикарбоната кальция) и напряженности магнитного поля. Устройства для магнитной обработки выполняют так, чтобы через зазор между полюсами магнита проходила обрабатываемая вода. Магнитное поле может создаваться электромагнитами постоянного и переменного тока, а также постоянными магнитами. Напряженность магнитного поля в центре зазора может достигать 120 кА/м. Режим обработки при заданных расходе и свойствах воды подбирают визуально — по прозрачности воды. Если обработанная вода становится мутной вследствие образования мелкодисперсной взвеси, то режим близок к целесообразному.

В прямоточных системах водоснабжения обрабатывают весь поток подаваемой воды, а в оборотных — подпиточную и не менее четверти количества, циркулирующего в системе. Помимо минеральных поверхность элементов конденсаторов и градирен часто обрастает органическими отложениями (микроорганизмами). Наличие застойных зон и органических отложений является предпосылкой развития бактерий, вызывающих болезнь Легионеров. Наличие таких бактерий в градирнях и испарительных конденсаторах было обнаружено в Англии и Австралии. Поэтому каждая система водяного охлаждения должна проходить микробиологический контроль и периодически очищаться. Для уничтожения микроорганизмов воду обрабатывают различными методами: биоцидно-химическим, озоном и ультрафиолетовым светом. Безопасней и эффективней является стерилизация воды озоном и ультрафиолетовым светом, если вода прозрачная.

Удаление накипи. Теплопередающая поверхность аппаратов, охлаждаемых водой, со временем покрывается накипью, а иногда и органическими отложениями. В результате увеличиваются термическое и гидравлическое сопротивления, а в итоге уменьшается передаваемый тепловой поток. Например, при толщине слоя накипи 1 мм на поверхности труб испарительного конденсатора его производительность снижается на 10 %, а при толщине слоя 2 мм — на 20 %. Следовательно, теплопередающая поверхность должна периодически очищаться от отложений. Считается, что толщина слоя накипи на поверхности труб конденсаторов не должна превышать 2 мм.

Теплопередающую поверхность аппаратов очищают от накипи химическим или механическим методами. При химической

очистке используют вещества (кислоту, щелочь, соль), вступающие в химическую реакцию с минеральными отложениями. В результате образуются водорастворимые соединения или нерастворимые, но выпадающие в виде рыхлого осадка, легко удаляемого из аппарата. Выбор вида химически активного вещества зависит от преобладающего химического состава накипи. Например, карбонатные накипи растворяют 4–10-процентным раствором ингибированной соляной кислоты, как наиболее доступной и дешевой. Силикатные и сульфатные накипи удаляют 5–20-процентным раствором каустической соды или 5-процентным раствором тринатрийфосфата Na_3PO_4 . Для очистки используют и менее активные органические кислоты (например, 70-процентный водный раствор муравьиной, уксусной, пропионовой и масляной), растворяющие накипь за больший промежуток времени. Комплексоны применяют для растворения накипи любого химического состава.

Схема удаления накипи химическим методом с поверхности труб кожухотрубного конденсатора показана на рис. 14.9, а. Предварительно конденсатор 4 выключают из работы, из него удаляют хладагент, масло, воду; снимают контрольно-измерительные приборы и арматуру из цветного металла; отключают от системы, глушат отверстия, оставляя одно в верхней части крышки для выхода газа, образующегося в результате химических реакций. К водяным патрубкам конденсатора присоединяют систему химической очистки.

Приготовленный раствор с требуемой массовой долей, допустим, кислоты, из бака 2 насосом 3 подается в конденсатор 4 и сливается в бак 2. Удаление накипи из аппарата контролируют по изменению массовой доли кислоты в растворе и количеству шлама, поступающего в бак. Требуемую массовую долю кислоты поддерживают постоянной, добавляя кислоту. Очистку аппарата заканчивают, если массовая доля кислоты в циркулирующем растворе перестает изменяться. Затем в конденсатор подают 2–5-процентный раствор щелочи (NaOH , NH_4OH) из бака 1 для нейтрализации кислоты и промывают водой, контролируя показатель pH выходящей воды с помощью индикатора.

Удаление накипи можно проводить и более простыми техническими средствами (рис. 14.9, б). В полость подготовленного аппарата, подлежащего очистке, заливают раствор и выдерживают сутки — двое. Раствор периодически перемешивают в полости, подавая сжатый воздух через открытый верхний патрубок аппарата.

Химическая очистка поверхности труб испарительных конденсаторов раствором с небольшой массовой долей комплексона может быть осуществлена без его выключения из работы и использования дополнительных технических средств — путем периодического введения в поток циркулирующей воды из мерного сосуда раствора для поддержания требуемого состава. Недостатком этого варианта является значительная (одна-две недели) продолжительность очистки. Если накипь удаляют щелочью, органическими

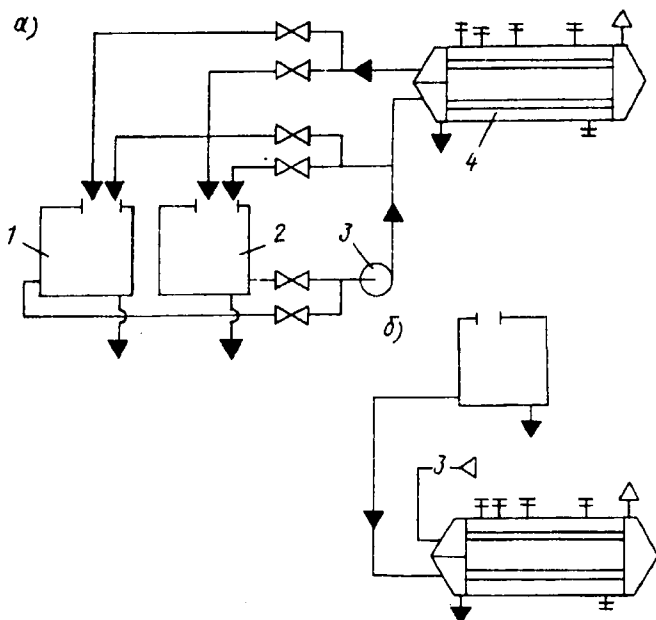


Рис. 14.9. Схема удаления накипи химическим способом: а — с насосной подачей; б — с безнасосной подачей;
1 — бак со щелочью; 2 — бак с кислотой; 3 — кислотостойкий насос; 4 — конденсатор

кислотами и солями, то после окончания процесса аппарат промывают только водой. Отработанные после химической очистки растворы и вода после промывки содержат вещества, сброс которых в канализацию и природные водоемы не допускается без очистки. Химический способ очистки аппаратов от накипи универсален и эффективен, но требует специального оборудования, защитных средств (резиновые сапоги, фартук, маска с фильтром) и систему очистки отработанного раствора и воды после промывки.

Поэтому в ряде случаев при небольшом объеме работ, хорошем доступе к очищаемой поверхности целесообразным является механический способ, при котором поверхность очищают от накипи с помощью проволочных щеток, распушенных стальных тросов, фрезой, приводимых в движение посредством электро- или пневмопривода. При механическом способе поверхность очищается неравномерно и разрушается поверхностный слой очищаемого материала.

Разновидностью механического способа является тепловой метод, суть которого состоит в том, что очищаемую поверхность нагревают, а затем быстро охлаждают, например, орошая водой. Слой накипи растрескивается вследствие различия значений линейного расширения металла и накипи растрескивается вследствие разли-

чия значений линейного расширения металла и накали и смывается потоком подаваемой воды. Этот метод чаще применяют для очистки труб испарительного конденсатора, так как расположение труб в виде плотного пучка не позволяет очищать их механическим воздействием и затрудняет очистку химическим способом, а вероятность появления течи вследствие теплового расширения труб меньше, чем у кожухотрубных.

Оттаивание охлаждающих приборов. Образование инея на теплопередающей поверхности охлаждающих приборов приводит к увеличению передаваемого теплового потока только в течение первого часа работы. В последующие часы работы по мере роста толщины слоя инея передаваемый тепловой поток уменьшается по экспоненциальному закону. Поэтому охлаждающие приборы необходимо оттаивать, чтобы поддерживать приемлемое значение теплового потока.

Если рассматривать циклическую работу охлаждаемого помещения за достаточно большой промежуток времени, то можно заметить, что частое оттаивание улучшает теплопередачу охлаждающих приборов, а значит, увеличивает их тепловой поток и уменьшает затраты, связанные с функционированием охлаждающих приборов. Но при этом возрастают затраты энергии и непроизводительного времени, связанные с оттаиванием. И наоборот, чем реже оттаивают охлаждающие приборы, тем меньше их тепловой поток и больше затраты на функционирование, но меньше затраты энергии и непроизводительного времени.

Следовательно, существует оптимальная периодичность оттаивания, при которой обеспечиваются, например, минимальные затраты на работу или максимальный тепловой поток охлаждаемого помещения. Решить эту оптимизационную задачу трудно из-за сложности исследовательского, технического и вычислительного характера. Поэтому на практике руководствуются принципом пригодности — не ниже заданного уровня эффективности. Считается, что снижение плотности теплового потока охлаждающих приборов в результате образования инея не должно превышать 15–20 % от максимального его значения. А конкретным показателем начала процесса оттаивания могут быть толщина слоя инея (для воздухоохладителей приблизительно 2 мм) или падение давления в воздушном тракте воздухоохладителя (приблизительно 0,15 кПа).

Оттаивание охлаждающих приборов камер промышленных предприятий осуществляют в основном горячим паром хладагента. Оттаивание проводит обслуживающий персонал компрессорного цеха в соответствии с утвержденным графиком, руководствуясь особой инструкцией, регламентирующей меры безопасности и последовательность рабочих операций.

Так, перед оттаиванием батарей (рис. 14.10) груз, расположенный под ними, укрывают (например, брезентом), чтобы предотвратить ухудшение его товарного вида и облегчить последующее уда-

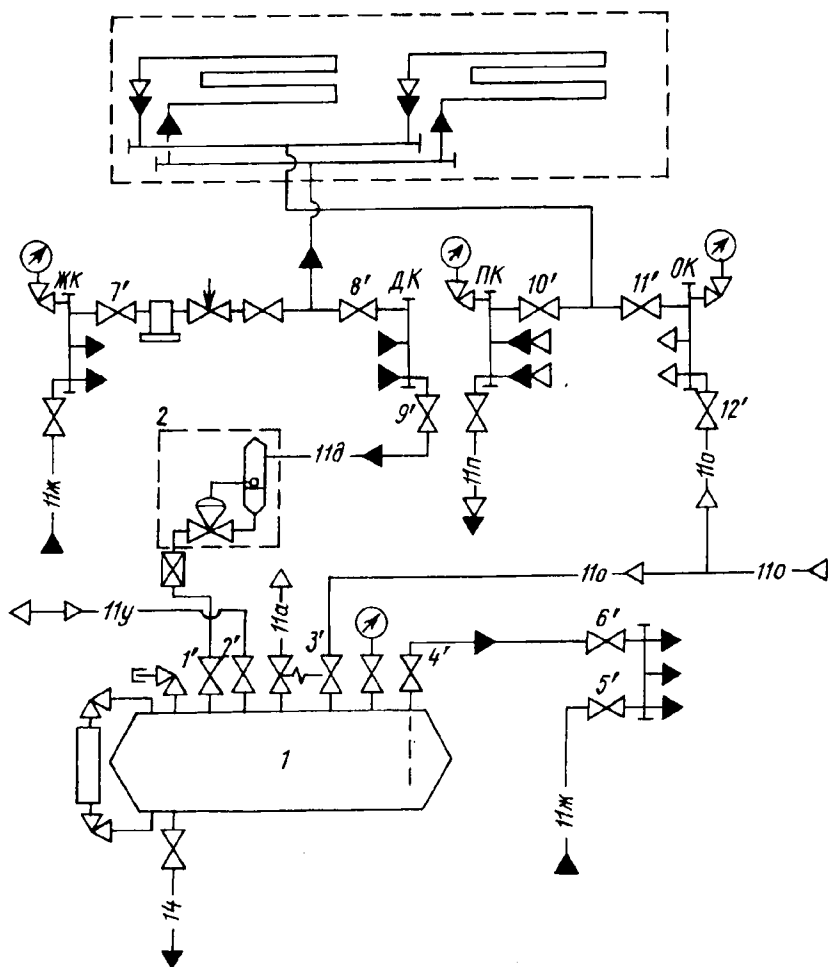


Рис. 14.10. Схема оттаивания охлаждающих приборов:
1 — дренажный ресивер; 2 — РВД; 1'–12' — запорные вентили

ление талой воды и опавшего инея. Батареи камеры выключают из режима охлаждения, закрыв вентили 7' и 10' на жидкостном ЖК и паровом ПК коллекторах. В дренажном ресивере 1 снижают давление, открыв вентиль 2' на трубопроводе, соединяющем его с циркуляционным (или защитным) ресивером. Вентиль 2' остается в открытом положении в течение всего процесса оттаивания, если на дренажном трубопроводе установлен регулятор уровня высокого давления (РВД) 2, исключающий поступление пара высокого давления из охлаждающих приборов в дренажный ресивер и обеспечивающий дренирование конденсата по мере его накопле-

ния в корпусе РУВД 2. После снижения давления в дренажном ресивере 1 открывают вентили 8', 9' и 1' на дренажном трубопроводе и вентили 11', 12' на трубопроводе подачи горячего пара. При оттаивании охлаждающих приборов давление, показываемое манометром на оттаивательном коллекторе ОК, не должно превышать значение испытательного давления, установленного для данных охлаждающих приборов.

При отсутствии на дренажном трубопроводе регулятора 2 вентиль 2' закрывают после снижения давления в дренажном ресивере 1. Открывают вентили 8', 9' и 1' для удаления жидкости из батарей. Если статическое давление столба жидкости не обеспечивает ее удаление в ресивер 1, то жидкость выдавливают, открыв вентили 11' и 12' на линии подачи горячего пара. Подачу горячего пара в процессе оттаивания производят непрерывно, а конденсат из охлаждающих приборов удаляют периодически в дренажный ресивер, в котором каждый раз перед этим снижают давление. Процесс оттаивания заканчивается, когда теплопередающая поверхность охлаждающих приборов освобождается от инея. После оттаивания прекращают подачу горячего пара, закрыв вентили 11', 12', и дренирование конденсата, закрыв вентили 8', 9' и 1'. Батареи камеры включают в режим охлаждения, открыв вентили 7' и 10'.

Собранный в дренажном ресивере хладагент выдерживается некоторое время для того, чтобы повысилась температура и произошло расслоение хладагента и масла. Масло из дренажного ресивера удаляют в маслосборник. А оставшийся жидкий хладагент перекачивают в охлаждающие приборы, открыв вентиль 3' на линии подачи пара высокого давления, вентили 4' и 6' и закрыв вентиль 5' на линии подачи жидкого хладагента из линейного ресивера. После удаления жидкости из дренажного ресивера закрывают вентили 4', 6' и 3'. Открывают вентиль 5'. Давление в дренажном ресивере снижают, открыв на некоторое время вентиль 2'.

Оттаивание воздухоохладителей горячим паром хладагента проводят в целом аналогично оттаиванию батарей. На период оттаивания закрывают всасывающий и нагнетательный вентили, выключают электродвигатели вентиляторов воздухоохладителей, открывают вентили на оттаивательном и дренажном трубопроводах. Поддон и трубопровод, по которому из поддона отводится вода, образовавшаяся при плавлении инея, нагреваются медленнее, чем теплопередающие трубы. Поэтому трубопровод для отвода воды, обогреваемый обычно гибкими электронагревателями, начинают нагревать на 15–20 мин раньше, чем трубы. Горячий пар подают сначала в змеевик поддона, а затем в трубы.

Оттаивание воздухоохладителей с помощью электронагревателей выполняют в такой последовательности. В дренажном ресивере снижают давление, соединив его с циркуляционным (защитным) ресивером. Воздухоохладители переключают на режим оттаивания — отключают от испарительной системы, выключают электродвигатели вентиляторов, соединяют с дренажным ресивером и включают

электронагреватели. После оттаивания воздухоохладители переключают на режим охлаждения, выполняя операции в обратной последовательности. А через некоторое время из дренажного ресивера удаляют масло и хладагент.

Защита от коррозии. Элементы холодильной установки, соприкасающиеся с загрязненным атмосферным воздухом, хладоносителем, водой, грунтом, подвержены разрушающему действию различных видов коррозии, которая сокращает срок их службы, а в теплообменных аппаратах продукты коррозии, отлагаясь на теплопередающей поверхности, увеличивают термическое сопротивление. Скорость коррозии, измеряемая обычно толщиной разрушенного материала (мм) или массой, отнесенной к единице площади поверхности (г/м^2), за год, зависит от вида материала (его стандартного равновесного потенциала), состава среды и внешних условий (температуры, давления, скорости движения). Например, скорость атмосферной коррозии возрастает с увеличением влажности атмосферы, в присутствии газообразных (HCl , SO_2 , NH_3 , Cl_2) и твердых (песок, сажа) примесей. Скорость электрохимической коррозии увеличивается: в кислой среде, при наличии в среде депассиваторов (H_2 , Na_2SO_3 , Cl^- , Br^- , NH_4^+), разрушителей защитных пленок, повышении температуры и скорости движения среды, воздействии блуждающих электрических токов и наличии контакта с другими металлами.

Для защиты от коррозии элементов холодильной установки применяют различные способы: изолируют металл от коррозионной среды, покрывая его поверхность слоем коррозионно-стойкого материала; снижают коррозионную активность среды; используют ингибитор (вещество, замедляющее скорость коррозии); изменяют коррозионный (стандартный) потенциал металла.

Защиту металла от коррозии путем нанесения слоя грунтовки, краски, лака и эмали применяют наиболее широко. Лакокрасочное покрытие выполняет защитную функцию, если слой непрерывен. Но непрерывность слоя может быть не выдержана вследствие сложного профиля окрашиваемой поверхности или нарушена механическим воздействием. Появившиеся в последнее время защитные лакокрасочные, наполненные порошком цинка покрытия (силиконоцинковые, эпоксидноцинковые) защищают металл и при нарушении непрерывности их слоя, воздействуя на стационарный потенциал металла. Это расширяет их защитные возможности, но и повышает цену.

Современные технологии позволяют покрывать поверхность металла слоем синтетической пластмассы (фенольной, силиконовой) различной толщины. Такое покрытие прочнее и долговечнее лакокрасочного, и оно вытесняет лакокрасочное.

Выпускают испарители, теплопередающая поверхность которых, контактирующая с хладоносителем, покрыта тонким слоем (приблизительно 0,2 мм) пластмассы. Поверхность трубной решетки и крышки маслоохладителей винтовых компрессорных

агрегатов со стороны охлаждающей воды покрывают слоем эпок-сидной смолы. Защитное покрытие из металла является наиболее прочным и эффективным. Например, поверхность охлаждающих приборов, воздушных и испарительных конденсаторов оцинковывают, иногда поверхность теплопередающих труб воздухоохладителей и конденсаторов плакируют сплавом алюминия. Такие покрытия защищают сталь и при нарушении целостности слоя, так как воздействуют на стационарный потенциал металла.

Коррозионная активность среды может быть снижена путем: поддержания целесообразного значения водородного показателя ($pH = 7 \div 12$ для углеродистой стали, $pH = 7$ для алюминия); уменьшения концентрации O_2 , H_2 , ионов тяжелых металлов, галогенов и др.; уменьшения влажности воздуха; предотвращения конденсации влаги на поверхности; понижения температуры, давления и скорости движения. Растворенный кислород всегда есть в средах, соприкасающихся с атмосферным воздухом. Полимерные материалы — редокситы — способны активно связывать растворенный кислород, удаляя его из водной среды. Процесс удаления сводится к фильтрованию воды через колонку, заполненную зернистым редокситом. Чтобы достичь требуемой глубины очистки от кислорода, достаточно подобрать высоту колонки, скорость течения хладоносителя и время его контакта с редокситом. Редокситы, например марок ЭО-7, ЭИ-21, не переходят в раствор, а остаются в состоянии набухшего геля. Важно, что после окисления редокситы можно регенерировать путем обработки раствором гидросульфита натрия.

Ингибиторы коррозии — вещества, введение которых в относительно небольших количествах в агрессивную среду снижает скорость коррозии металлических материалов. Механизм защитного действия ингибиторов различен: одни имеют электрохимическую природу; другие способствуют образованию на металле пленок и переводят металл в пассивное состояние. Ингибиторы применяют главным образом в системах охлаждения с постоянным или мало обновляемым количеством агрессивной среды, например, для защиты от коррозии теплопередающей поверхности аппаратов, трубопроводов со стороны воды, хладоносителя, циркулирующих по замкнутому контуру. Ингибиторами коррозии могут быть органические (амины, аминокислоты, декстрины, меркоптаны) и неорганические (хроматы, фосфаты) вещества.

В холодильной технике применяют ингибиторы главным образом неорганического происхождения. Так, для защиты черных металлов в пресную воду системы оборотного водоснабжения вводят: жидкое стекло; бихромат натрия $Na_2Cr_2O_7 \cdot 2H_2O$ и каустическую соду. Например, на 1 м^3 свежей воды добавляют 90 г бихромата натрия и 26 г каустической соды. Для защиты черных металлов и цинка в рассолах (хлоридах натрия, кальция и магния) используют в основном хромат Na_2CrO_4 и бихромат натрия. Хромат натрия эффективней бихромата, но последний дешевле и доступнее. Поэтому бихромат натрия переводят в хромат, добав-

для соответствующее количество каустической соды, например: на 100 кг бихромата натрия вводят 27 кг каустической соды, если рассол имеет нейтральную кислотную реакцию. На практике в рассолы добавляют каустическую соду для получения слабощелочной реакции ($\text{pH} = 7\div 10$). Обычно в водный слабощелочной ($\text{pH} = 7\div 8$) раствор хлорида натрия добавляют ингибиторы (на 1 м³): динатрийфосфат $\text{Na}_2\text{HPO}_4 \cdot 12\text{H}_2\text{O}$ в количестве 1,6 кг ; хромат натрия 3 кг; бихромат натрия 3,2 кг совместно с каустической содой 1 кг. А в водный слабощелочной раствор хлорида кальция вводят ингибиторы (на 1 м³): хромат натрия 1,8 кг; бихромат натрия 1,6 кг совместно с каустической содой 0,5 кг.

Для водных растворов смеси хлоридов кальция и магния используют ингибитор бихромат натрия с каустической содой в количестве соответственно 3,2 и 1 кг на 1 м³ раствора. В водный раствор этиленгликоля добавляют: динатрийфосфат для защиты стали и меди в количестве 3 кг на 1 м³; декстрин для защиты алюминия в количестве 1 кг на 1 м³. В абсорбционных водоаммиачных установках используют хромат натрия.

В хладоновых установках в хладагент добавляют борный ангидрид в количестве 0,01–1 %, а в смазочное масло вводят пиколиновую кислоту в количестве 0,05–1 % и перекись дибензоила (как противоомеднитель) в количестве 0,1 %. Защитное действие ингибитора уменьшается в процессе работы. Поэтому ингибитор периодически добавляют в раствор в зависимости от его долговечности. Например, динатрийфосфат добавляют ежемесячно, а бихромат натрия с каустической содой — один раз в год в количестве 50 % от первоначально введенной массы.

Защиту металла изменением его стационарного потенциала называют электрохимической. Она наиболее эффективна и применяется тогда, когда другие способы не обеспечивают требуемую долговечность защищаемого объекта. Электрохимическая защита осуществляется поляризацией от внешнего источника тока или путем соединения с металлом (протектором), имеющим более отрицательный или более положительный потенциал, чем у защищаемого металла. Поляризация — изменение потенциалов металла и раствора (катода — в сторону более отрицательного значения, а анода — в сторону более положительного значения), наблюдаемое при прохождении электрического тока через электрохимическую систему. Смещая потенциал металла от равновесного состояния в нужном направлении, т. е. уменьшая разность потенциалов, которая установилась между металлом и раствором, можно снизить скорость коррозии.

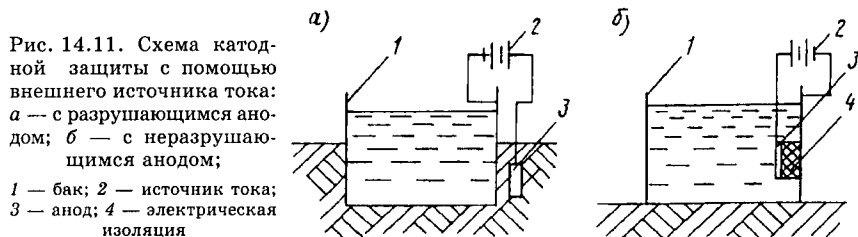
Различают катодную и анодную защиты. Катодная защита осуществляется катодной поляризацией от внешнего источника тока или путем соединения с металлом (анодным протектором), имеющим более отрицательный потенциал, чем у защищаемого металла. Анодная защита осуществляется анодной поляризацией от внешнего источника тока или путем соединения с металлом (катодным

протектором), имеющим более положительный потенциал, чем у основного металла.

На холодильных установках применяют в основном катодную защиту посредством анодного протектора. Для защиты объектов из углеродистой и низколегированной стали используют протекторы из алюминиевых (марки АП1, АП3) и цинковых (марки ЦП1, ЦП3) сплавов. А для защиты объектов из сплавов на основе меди и никеля применяют протекторы из стали (марки Ст0, Ст3). Протекторы имеют ограниченный радиус защитного действия, например: для прямого участка трубы он не превышает 2 м, а для изогнутого — вдвое меньше. Поэтому на защищаемом объекте крепится некоторое количество протекторов. Протекторам придают различную форму (пластины, цилиндра, кольца толщиной 5–15 мм) и размещают на крышке и трубной доске кожухотрубных испарителей и маслоохладителей, на панельных батареях открытых испарителей и аккумуляторов холода, на поверхности трубопроводов с учетом их ограниченного защитного действия. Защитное действие протектора тем лучше, чем меньше электрическое сопротивление в зоне контакта (не более 0,02 Ом). Поэтому место крепления должно быть зачищено и обезжирено. Анодный протектор разрушается в месте контакта, поэтому необходим периодический контроль за прочностью крепления и степенью разрушения протектора. Протектор, разрушенный более чем на 40 % от первоначальной массы, заменяют.

Катодная защита посредством внешнего источника тока (рис. 14.11) имеет ряд преимуществ по сравнению с протекторной. Она позволяет контролировать и изменять защитный потенциал, обеспечивает больший радиус защитного действия, обладает большей долговечностью. Эффективность катодной защиты зависит от правильного выбора защитного потенциала, плотности тока и размещения анода. Применяют, как правило, стальные растворимые аноды (рис. 14.11, а), а если периодическая замена анодов представляет значительные трудности, то применяют более дорогой нерастворимый анод, например титан, покрытый платиновой фольгой (рис. 14.11, б). Для защитного действия достаточно небольшой (несколько вольт) разности электрических потенциалов у источника постоянного тока.

Техническое освидетельствование аппаратов. Аппараты (сосуды) холодильной установки — линейный, циркуляционный и дренажный ресиверы, кожухотрубные конденсатор и испаритель, про-



межуточный сосуд, отделитель жидкости, маслоотделитель, масло-сборник — являются источниками повышенной опасности, поскольку содержат или могут содержать хладагент под большим избыточным давлением. Поэтому их монтаж, техническое обслуживание и ремонт регламентированы нормативным и отраслевым документами, которые предусматривают, в частности, проверку технического состояния аппаратов путем проведения так называемого технического освидетельствования.

В соответствии с требованиями этого документа предприятие, имеющее холодильную установку, должно проводить техническое освидетельствование каждого аппарата после монтажа или ремонта, периодически в процессе эксплуатации, а иногда и досрочно. До пуска в работу аппарат подвергается техническому освидетельствованию, если после испытания на заводе-изготовителе прошло более 12 мес., при транспортировании получено повреждение, имели место сварка или пайка его элементов. Внеочередное техническое освидетельствование проводят, если применялись сварка или пайка частей аппарата при ремонте, аппарат не был в работе более одного года (при складской консервации хранился более трех лет), аппарат демонтирован и установлен на новом месте, инспектор государственного надзора, или лицо, осуществляющее надзор, или лицо, ответственное за исправное состояние и безопасную работу аппарата, считает это необходимым.

Техническое освидетельствование заключается в предварительном внешнем и внутреннем осмотре и испытании давлением на прочность и плотность, равном пробному давлению, а иногда и в дополнительном испытании на герметичность давлением, равным испытательному давлению. Объем, методы и периодичность технического освидетельствования аппаратов указаны в техническом паспорте, формуляре и других документах. При наружном и внутренних осмотрах выявляют дефекты: трещины, надрывы и коррозию стенок; пористость, наплывы и прожоги сварных швов. После устранения дефектов давлением проверяют прочность корпуса и плотность соединений. Испытание аппаратов давлением должно быть гидравлическим, но может быть и пневматическим с одинаковым пробным давлением. Обычно предпочтение отдается пневматическому — воздухом аппаратов аммиачной холодильной установки и газом (азотом, диоксидом углерода) либо воздухом, осушенным до температуры точки росы не более -40°C , аппаратов хладоновой установки, так как присутствие воды в системе нежелательно.

Периодичность проведения технического освидетельствования зависит от вредности хладагента и скорости коррозии корпуса аппарата. Так, при скорости коррозии не более 0,1 мм в год осмотры проводят: ответственный по надзору от предприятия — раз в 2 года; специалист организации, имеющий лицензию Госгортехнадзора РФ, — раз в 4 года, а испытание давлением проводит специалист организации раз в 8 лет. Если осуществить внутренний осмотр аппарата невозможно (например, у аппарата неболь-

шой диаметр, имеется трубная решетка), то осматривают только доступные места и проводят пневматическое испытание на прочность не реже одного раза в два года.

Техническое освидетельствование аппаратов должно производиться по письменному распоряжению администрации бригадой машинистов компрессорного цеха под непосредственным руководством сменного механика и старшего машиниста. Члены бригады изучают инструкцию по проведению пневматического испытания аппаратов и руководствуются ее положениями в работе. Перед проведением технического освидетельствования из аппарата удаляют жидкий хладагент и другие рабочие среды. Аппарат выключают из работы, вакуумируют, продувают воздухом. Удаляют теплоизоляцию, если есть признаки (например, вспучивание), указывающие на наличие дефектов. Аппарат 1 (рис. 14.12) отключают от системы путем установки между фланцами трубопроводов с запорными вентилями со стороны сосуда заглушек 3 с рукоятками (для быстрого определения места их установки); снимают предохранительные клапаны, на патрубки ставят заглушки 2, монтируют линии трубопроводов с запорной арматурой, манометрами, предохранительным и редукционным 5 клапанами, необходимыми для испытания, в соответствии с рабочей схемой, утвержденной администрацией предприятия. Аппараты, имеющие высоту более 2 м, оборудуют приспособлениями, обеспечивающими безопасный доступ ко всем частям аппарата.

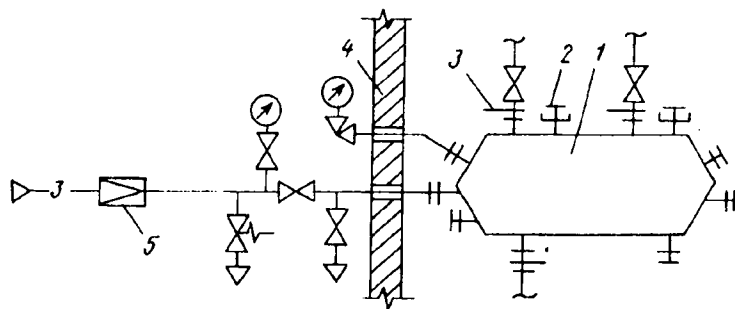


Рис. 14.12. Схема испытания аппарата:

1 — аппарат; 2 — заглушка; 3 — заглушка с хвостовиком; 4 — защитное ограждение; 5 — редукционный клапан

При испытании давление в аппарате повышают плавно, например, до 0,1 МПа за 15 мин, а до половины испытательного давления — за 1 ч с выдержкой и проверкой герметичности соединений и возможных деформаций материала. Если обнаруживают утечки, то давление плавно снижают до атмосферного, и течи устраняют. Затем испытания повторяют. В случае, если для устранения обнаруженных дефектов требуется проведение ремонтных работ, то

выявленные дефекты и содержание восстановительных работ заносят в ремонтный журнал. Если при промежуточном и испытательном давлениях не обнаружено утечек и деформаций, то давление плавно повышают до пробного, выдерживают в течение 5 минут. Затем давление снижают до расчетного и осматривают аппарат, проверяя герметичность швов и разъемных соединений любым методом, а также дефекты корпуса.

Аппарат признается работоспособным, если не обнаружены утечки, нет признаков разрыва и видимых деформаций. Результаты испытаний с указанием начальных и конечных давлений, температур и продолжительности испытания оформляют актом, а также заносят в технический паспорт аппарата. Разрешение на ввод аппарата в эксплуатацию с указанием даты (число, месяц и год) следующего технического освидетельствования записывают в паспорт аппарата, книгу учета и освидетельствования сосудов, а дату наносят краской на табличке, расположенной на корпусе аппарата. Аппарат готовят: удаляют заглушки, ставят предохранительные клапаны, контрольно-измерительные приборы, восстанавливают тепловую изоляцию, если необходимо, и на основании письменного распоряжения администрации цеха включают в работу.

§ 14.10. ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННЫХ ОГРАЖДАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ

Здание холодильника в процессе эксплуатации подвергается воздействию внешней среды (солнечной радиации, переменной температуры воздуха, атмосферных осадков) и внутренних факторов, связанных с функционированием (низкая температура и высокая влажность воздуха, статическая и динамическая нагрузки). Поэтому происходит старение холодильника, проявляющееся в виде деформации конструктивных элементов, разрушения конструктивных, паро- и гидроизоляционных материалов и теплоизоляционных материалов, увлажнения теплоизоляционных материалов. В результате снижения теплозащитного свойства, герметичности и прочности несущих и теплоизоляционных конструкций увеличиваются затраты на отвод теплоты из охлаждаемых помещений, возрастают потери продуктов, связанные с нарушением технологического режима и санитарного состояния помещений.

Увлажнение теплоизоляционного материала, ведущее к уменьшению термического сопротивления изоляционной конструкции, происходит значительно быстрее, чем потеря прочности несущими конструкциями. Например, в результате исследования технического состояния большого количества холодильников установлено, что в течение первых 10 лет эксплуатации термическое сопротивление теплоизоляционных конструкций снижается в два-три раза. Следовательно, во столько же раз увеличивается теплоприток. Кроме того, увлажнение теплоизоляционной конструкции пола, лежащего на грун-

те, может привести к промерзанию и неравномерной деформации (пучению) грунта, приводящему к деформации конструкций и их разрушению. Следовательно, предельно допустимое снижение теплозащитных свойств ограждающих конструкций наступает значительно раньше физического старения конструкций и истечения полного срока службы здания. Поэтому необходимо контролировать техническое состояние здания холодильника и проводить соответствующие работы, не допуская ухудшения теплоизоляционных свойств ниже предельно допустимого значения.

Техническое обслуживание здания холодильника предусматривает проведение сезонных осмотров: основных конструктивных и ограждающих элементов раз в квартал, а всех элементов два раза в год — весной для уточнения объема работ по текущему ремонту теплоизоляционных ограждений, проводимых летом и осенью для подготовки к работе в зимних условиях. При осмотре выявляют состояние: покрытия (разрыв, вздутие, продавливание кровельного ковра); противопожарных поясов; стен (трещины, выпучены, местное увлажнение, наледь); перекрытий (горизонтальность полов, выбоины, увлажнение, наледь); несущих элементов каркаса (трещины, вертикальность и горизонтальность положения); теплоизоляционных дверей (плотность прилегания); системы обогрева грунта. Кроме визуального проводят и инструментальный контроль: теплозащитных свойств ограждающих конструкций; прочности и деформации несущих элементов каркаса; состояния системы обогрева грунта.

Местное увлажнение наружной или внутренней стены указывает на наличие разрывов в паро- и теплоизоляционных слоях. Увлажнение наружной стены в местах расположения швов между панелями несущих элементов каркаса (колонна, пристенная балка перекрытия), часто проявляющееся в зимнее время при оттепелях свидетельствует об ухудшении теплоизоляционных свойств конструкции. Образование инея и наледи на поверхности стен со стороны коридоров и вестибюлей указывает на поступление теплого наружного воздуха.

Появление инея на потолках камер с более высокой температурой, чем в расположенных выше, свидетельствует об уменьшении термического сопротивления перекрытий.

Просадка и вспучивание пола, расположенного на грунте, указывают на ухудшение теплоизоляционного свойства пола и промерзание грунта. Причины, вызывающие увлажнение поверхности, трещины в конструкциях, деформацию конструкций и пола, выявляют и устраняют.

Теплозащитные свойства ограждающих конструкций определяют способами разрушающего и неразрушающего контроля. Способ разрушающего контроля предполагает отбор проб (образцов) из ограждающих конструкций, например, с помощью шлямбура, исследование их свойств (теплопроводность, влажность, прочность) и распространение этих свойств на всю конструкцию. Способ неразрушающего контроля основан на измерении теплового

потока, проходящего через ограждающую конструкцию, с помощью измерителя тепловых потоков и расчете по его значению термического сопротивления конструкции. При использовании этого способа целостность конструкции не нарушается, но и он дает только локальное значение измеряемого теплового потока. Этого недостатка лишен способ, предполагающий бесконтактное измерение температуры поверхности ограждения с помощью прибора, называемого тепловизором. В зоне видимости его чувствительного элемента — приемника инфракрасного излучения — может находиться большая площадь поверхности ограждения (например, вся стена многоэтажного холодильника), о равномерности температурного поля которой судят по цвету и оттенку на экране дисплея. Выявленные участки с пониженной температурой исследуют детально.

Техническое обслуживание систем обогрева грунта состоит из контроля за температурным режимом грунта под зданием холодильника, за техническим состоянием элементов системы обогрева, например трансформатора при электрообогреве, теплообменника-нагревателя и насоса при жидкостном обогреве, а также работ по поддержанию их в исправном состоянии.

§ 14.11. ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ ТОРГОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Малые холодильные установки предприятий торговли и общественного питания работают автоматически, поэтому не требуют постоянного присутствия обслуживающего персонала. Ежедневное наблюдение за функционированием холодильной установки (например, уровнями шума и вибрации, наличием масляных пятен) и некоторые операции технического обслуживания (содержание в чистоте поверхности оборудования, очистка воздушного конденсатора, оттаивание охлаждающих приборов) выполняет представитель владельца. Он же вызывает специалиста-механика при отказах холодильной установки. Технические осмотры проводятся периодически в соответствии с графиком раз в один-три месяца в зависимости от особенностей установок персоналом специализированного предприятия, с которым владелец предприятия заключает договор.

При техническом осмотре выполняют следующее. Визуально контролируют состояние: теплоизоляционных ограждающих конструкций камер, шкафов, прилавков и витрин; холодильного оборудования; приборов автоматики, электрического оборудования. Проверяют прочность крепления оборудования на фундаменте и проводов заземления (зануления), силу натяжения ремней клиноременной передачи, герметичность оборудования и трубопроводов, наличие влаги в системе с помощью индикатора влажности.

Измеряют параметры режима работы установки: температуру воздуха в охлаждаемом объеме с помощью термометра в моменты включения и выключения агрегата; давление (температуру) кипения

хладагента с помощью мановакуумметра, давление (температуру) конденсации с помощью манометра в моменты включения и выключения агрегата; температуру воды на входе и выходе из конденсатора; время, в течение которого агрегат работает и стоит. Проверяют настройку ТРВ по давлению кипения и наличию инея на поверхности всасывающего трубопровода и охлаждающих приборов.

Определяют наличие воздуха в системе, герметичность соединений, герметичность всасывающего и нагнетательного клапанов, поршневых колец, искрение и нагрев электропусковой аппаратуры.

Анализируют режим работы холодильной установки: точность поддержания температуры воздуха в охлаждаемом объеме $t_{\text{пм}}$, разность температур $\Theta_0 = t_{\text{пм}} - t_0$ температуры (давления) кипения и конденсации, перегрев на всасывании, разность температур $\Theta_k = t_k - t_{w2}$, нагрев воды в конденсаторе Δt_w , коэффициент рабочего времени холодильного агрегата. Выявляют отклонения от заданного режима работы и дефекты оборудования. Проводят работы по поддержанию работоспособного состояния холодильной установки: подстраивают приборы автоматики (реле температуры, реле давления, ТРВ, водорегулирующий вентиль); устраняют утечки хладагента (не более 0,5 г в год); пополняют хладагентом систему; хладагент осушают и очищают от загрязнений с помощью фильтра-осушителя, очищают от загрязнений системы водяного охлаждения и оттаивания; подтягивают приводные клиновые ремни агрегатов; регулируют зазор между вентилятором и диффузором конденсатора и воздухоохладителя; заменяют дефектные детали. Выполненные работы указывают в журнале технического обслуживания, а факт осмотра подтверждают актом.

§ 14.12. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ РЕМОНТА

Техническое обслуживание обеспечивает работоспособное состояние холодильной установки в течение некоторого и относительно небольшого (по сравнению с полным сроком службы) промежутка времени. Неизбежно наступает предельное состояние, и возникает необходимость в более глубоких по характеру восстановлении утраченной работоспособности целенаправленных действиях, в частности в совокупности рабочих операций. Комплекс операций, связанных с восстановлением исправности или работоспособности объекта и его технического ресурса либо ресурса его составных блоков (частей), называется ремонтом. Поскольку объекты достигают предельного состояния не одновременно вследствие различия в свойствах материалов, действующих нагрузок, случайного характера отказов, то и состав восстановительных работ, их объем и степень восстановления ресурса должны быть различными, а кроме того, неодинаковы и условия эксплуатации. В связи с этим ремонты классифицируют: по степени восстановления ресурса на те-

кущий, средний и капитальный; по планированию на плановый и неплановый; по регламентации выполнения на регламентированный и по техническому состоянию.

Текущий ремонт предназначен для обеспечения и восстановления работоспособности объекта путем воссоздания или замены наименее долговечных частей. Средний ремонт предназначен для восстановления исправности и частичного восстановления ресурса объекта путем воссоздания и (или) замены уже более долговечных частей. Капитальный ремонт предназначен для восстановления исправности, полного (или близкого к полному) ресурса путем воссоздания и (или) замены любых его частей, включая базовые.

Ремонт называют плановым, если он проводится в соответствии с требованиями НТД, и неплановым, если он выполняется без предварительного назначения (для устранения отказа).

Регламентированный ремонт — это плановый ремонт, выполняемый с периодичностью и в объеме, установленными в НТД, независимо от технического состояния объекта в момент начала ремонта.

Целесообразность периодического проведения ремонта связана с тем, что параметры, характеризующие техническое состояние объекта, имеют явно выраженную тенденцию ухудшения во времени. Объем операций назначается единым для однотипных объектов в зависимости от наработки с начала эксплуатации и после капитального (иногда и среднего) ремонта. Достоинством регламентации ремонта является то, что известны виды ремонта, периодичность их проведения, содержание и объем операций каждого вида ремонта. Это позволяет подготовиться к ремонту и провести его с минимальными затратами.

Однако планируемые для каждого вида ремонта единая периодичность и одинаковый объем восстановительных работ не всегда согласуются с фактическими потребностями в них, и это увеличивает затраты. Тем не менее регламентация ремонта получила широкое распространение.

Ремонт по техническому состоянию — плановый ремонт, при котором контроль технического состояния выполняют с периодичностью и в объеме, установленными в НТД, а объем и момент начала ремонта определяют фактическим состоянием объекта. Ремонт по техническому состоянию в отличие от регламентированного содержит только указания по объему диагностирования. Объем же собственно ремонтных операций полностью зависит от результата диагностирования. Другими словами, он основан на том, что проводят только те операции, которые необходимы для поддержания и восстановления работоспособности объекта. Установлено, что восстановительные работы, не обусловленные фактическим состоянием объекта, могут ухудшить его состояние вследствие нарушения при сборке положения притертых деталей и в общем случае требуют значительных затрат. Однако, несмотря на простоту общих принципов такого ремонта, реализация этих принципов затруднена при традиционных методах диагностирования оборудования, поскольку

неопределенность содержания и объема восстановительных работ, вызванная недостатком информации, приводит к дополнительным затратам на ремонт. Полагают, что выполнение ремонта по техническому состоянию будет экономически оправданным при использовании автоматизированной системы технического обслуживания и ремонта холодильной установки, которая может быть частью автоматизированной системы эксплуатации установки.

Автоматизированная система эксплуатации с мониторингом обеспечивает: непрерывное наблюдение и измерение с применением соответствующих оценочных процедур (идентификации, анализа текущего состояния, распознавания особых ситуаций, кратковременного и долговременного прогнозирования), решение задач об оптимальном расходовании ресурсов за счет управления работой установки; оптимизацию системы технического обслуживания и ремонта. Эта система позволяет: непрерывно отслеживать фактическое состояние каждого объекта установки; оперативно диагностировать детали, узлы объекта; прогнозировать остаточный ресурс; осуществлять на этой основе техническое обслуживание и ремонт по техническому состоянию.

§ 14.13. ЗАКОНОМЕРНОСТИ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ

Основной фактор, определяющий необходимость ремонта, — это изменение технического состояния объекта до предельно допустимого. Техническое состояние объекта формируется под воздействием разнообразных процессов старения, вызывающих повреждения. Степень повреждения объекта определяют по значению контролируемых признаков (выходных параметров). Допустимые пределы изменения выходных параметров соответствуют понятию об отказе (критерии отказа) и о предельно допустимом состоянии (критерии предельного состояния). Критерии отказа и предельного состояния определяют уровень надежности объекта. Они указаны в НТД и другой документации.

Критерии предельного состояния холодильного оборудования подразделяют на две группы. Одна группа включает критерии, которые непосредственно отражают состояние деталей и узлов: предельные размер, зазор, искажение формы и профиля детали. В другую группу входят критерии, косвенно отражающие состояние узлов и объекта в целом: предельные холодопроизводительность, тепловой поток, объемная подача, расход энергии и рабочих веществ; предельные уровни шума и вибрации; предельные параметры режима работы (температура, давление).

Изучение закономерностей протекания процессов старения и оценка степени повреждения объекта являются основой для построения моделей работоспособности (надежности) объекта. Схему формирования повреждения (отказа) по изменению во времени

выходного параметра можно представить частным примером — характеристикой износа U , например, шеек ротора винтового компрессора. На рис. 14.13, а показана прямая изнашивания одной шейки ротора, которая получена путем сглаживания математическим методом фактической ломаной линии, построенной по данным микрометрирования шейки ротора в течение длитель-

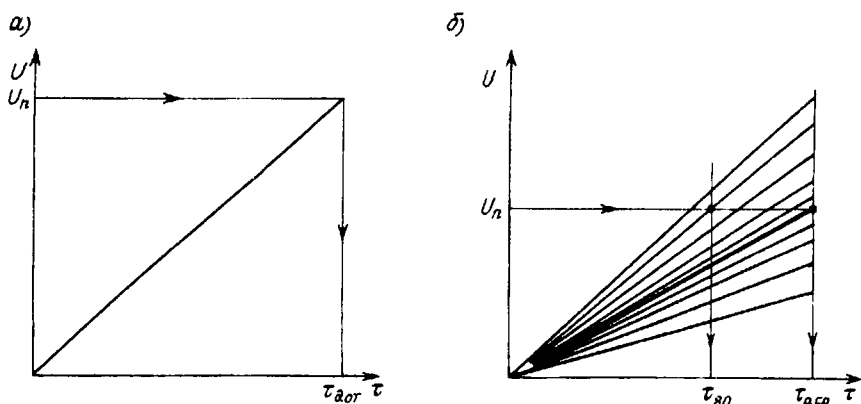


Рис. 14.13. Схема изменения технического состояния: а — одного объекта; б — многих однородных объектов

ной наработки. Если на график нанести прямую, соответствующую значению предельно допустимого износа шейки U_n , то точка ее пересечения с прямой изнашивания позволит получить фактические значения наработки до отказа $\tau_{д.от}$ и технического ресурса исследуемой шейки.

Показатели изнашивания одной шейки ротора не могут быть распространены на другие шейки ротора, ввиду их вероятностного характера. Для практики интерес представляет закономерность износа множества однородных объектов. Следует отметить, что линии изнашивания шеек даже одного ротора не совпадут, так как есть отличие в размерах (в пределах допусков на изготовление) и условиях работы. Несовпадение линий свидетельствует о том, что износ является случайной, но не произвольной величиной. Используя методы математической статистики для обработки данных износа за наработку, можно найти среднее значение наработки до отказа, технического ресурса, которые являются показателями надежности (точнее, могут быть при соблюдении ряда условий).

Графическое представление процесса старения объектов во времени позволяет пояснить физическую сущность и других показателей надежности. На рис. 14.13, б показаны сглаженные зависимости износа, например, шеек роторов однотипных винтовых компрессоров от наработки, среднего износа от наработки, а также предельно допустимый износ. Если средний ресурс шеек $\tau_{р.ср}$ принять за норматив периодичности их планового ремонта, то из

рис. 14.13, б следует, что за средний ресурс $\tau_{p, \text{ср}}$ износ более 50 % шеек превысит допустимое значение. Такая ситуация не может удовлетворить плановую систему ремонта. Предположим, что приемлемой является ситуация, когда износ только 20 % шеек превышает допустимое значение или износ 80 % шеек не превышает допустимое значение. Нарботка, соответствующая этой ситуации, называется гамма-процентной или гамма-процентным ресурсом, равным 80 % среднего ресурса шеек τ_{80} .

Скорость протекания процесса старения может быть получена экспериментально или в результате математического моделирования. Например, скорость изнашивания деталей и сопряжений (узлов) компрессоров определяется экспериментально в соответствии с НТД (методикой расчета) на основе опытных значений начальных и предельных зазоров в сопряжениях, предельных износов деталей и их скоростей изнашивания. Расчет выполняют в таком порядке. Обрабатывают результаты микрометража деталей и по ним находят их износы и скорости изнашивания. Рассчитывают скорости изнашивания деталей в приработочный и установившийся периоды и определяют наиболее изнашивающиеся сечения и плоскости. Проводят статистическую обработку скоростей изнашивания, определяя гамма-процентные скорости изнашивания. Рассчитывают значения ресурсов деталей и сопряжений (рис. 14.14):

$$\tau_{p, \text{ср}} = \frac{(U_{\text{п}} - U_{\text{н}}) - (E_1 - E_2)}{v_{\text{yc1}} + v_{\text{yc2}}},$$

где $E_1 = (v_{\text{пр1}} - v_{\text{yc1}})\tau_1$; $E_2 = (v_{\text{пр2}} - v_{\text{yc2}})\tau_2$; $U_{\text{п}}$ и $U_{\text{н}}$ — предельно допустимый и номинальный зазоры в сопряжении; $v_{\text{пр1}}$ и $v_{\text{пр2}}$ — скорости изнашивания в период приработки сопряженных деталей 1 и 2; v_{yc1} и v_{yc2} — скорости изнашивания в установившийся период сопряженных деталей 1 и 2; τ_1 , τ_2 — время периода приработки сопряженных деталей 1 и 2.

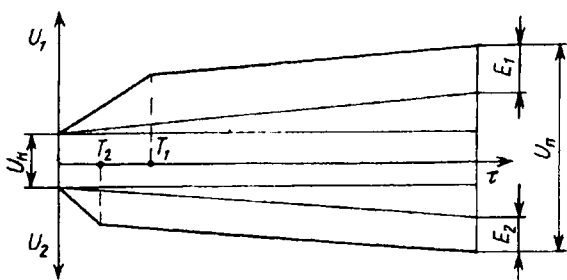


Рис. 14.14. Схема износа сопряжения и определения среднего ресурса сопряжения

Если выделить период приработки невозможно, то используют формулу

$$\tau = \frac{U_{\text{п}} - U_{\text{н}}}{v_1 + v_2},$$

где v_1 и v_2 — скорости изнашивания деталей 1 и 2 за весь период.

Результаты исследования процессов изнашивания деталей и сопряжений компрессоров свидетельствует о том, что скорость их изнашивания относительно небольшая. Например, средняя скорость (математическое ожидание) изнашивания (1 мкм за 1000 ч) составляет для деталей компрессоров : П110–7 — цилиндра 4,1, поршня 2,3, вкладыша шатуна 5,5, ВХ350–7 — для коренной шейки ведущего ротора 0,72 и ведомого ротора 0,73, втулки подшипников соответственно 2,8 и 2,95. Скорости изнашивания основных трущихся деталей поршневых и винтовых компрессоров распределяются по законам Вейбулла или нормальному.

В простейшем случае, когда скорость процесса старения стабилизировалась или колеблется относительно среднего значения, что свойственно установившемуся периоду изнашивания, зависимость $U(\tau)$ имеет линейный или близкий к нему характер: $U = k\tau$. Часто процесс старения характеризуется воздействиями, которые ускоряют или замедляют скорость его протекания. Например, скорость изнашивания сопряжения зависит и от износа, что может быть представлено зависимостью $U = k\tau^n$. Возможны и другие закономерности протекания во времени процессов старения. Общим для различных процессов старения является их случайный характер. Это связано с тем, что свойства материала, из которого изготовлен объект, и характеристики объекта имеют рассеивание относительно своего математического ожидания, а режим работы и условия эксплуатации изменяются в широких пределах.

§ 14.14. СИСТЕМА ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ И РЕМОНТА

Общие положения. Использование холодильной установки в течение полного (т. е. до списания) ресурса возможно в результате проведения технического обслуживания и ремонта. Виды технического обслуживания и ремонта дополняют друг друга, поэтому их совокупность должна быть направлена на обеспечение заданного уровня готовности объекта к использованию, исправности (или только работоспособности) при приемлемых затратах. Совокупность взаимосвязанных средств, документации, технического обслуживания и ремонта и исполнителей, необходимых для поддержания и восстановления качества объекта в заданных условиях эксплуатации называется системой технического обслуживания и ремонта техники.

Разработка системы технического обслуживания и ремонта — задача сложная, поскольку нужно определить: закономерности процессов старения; предельно допустимые значения параметров; мо-

дели отказов; законы распределения ресурсов деталей и узлов основной номенклатуры; показатели надежности; содержание и объем операций по поддержанию и восстановлению работоспособности; виды технического обслуживания и ремонта; другие факторы. Предприятия одной отрасли промышленности или производств, близких по технологическому процессу, имеют много общего, связанного с эксплуатацией специализированного оборудования, например: показатели потребления, надежности, экономические; нормативы численности персонала; среднегодовую наработку. Это обстоятельство, а также необходимость рациональной эксплуатации объектов, производства и снабжения запасными частями, материалами и проведения единой технической политики в отрасли обуславливают необходимость введения для отрасли своей системы технического обслуживания и ремонта, называемой обычно системой планово-предупредительного ремонта (ППР). Система ППР холодильного оборудования учитывает специфику его эксплуатации и реализуется на основе нормативов, которые предусматривают для каждого вида оборудования такие показатели, как периодичность, продолжительность и трудоемкость проведения осмотров и ремонтов.

Стратегия технического обслуживания и ремонта едина: осмотры и ремонты проводят с заданной периодичностью; межремонтные и межосмотровые периоды являются кратными соответственно межремонтному и полному ресурсам, при возникновении отказов в межремонтный период производят восстановительные работы, которые не нарушают периодичности осмотров и ремонтов; объемы осмотров и ремонтов постоянны и не зависят от их расположения в цикле. Система ППР реализуется посредством технических осмотров, предназначенных для предупреждения внезапных отказов, и замен деталей (планово-предупредительных), предупреждающих появление постепенных отказов.

На основе указанных положений и нормативов для системы ППР холодильного оборудования разработано следующее: структуры цикла технического обслуживания и ремонтного цикла; объем и содержание осмотров и ремонтов; критерии отказов и предельного состояния деталей и узлов основной номенклатуры; нормы простоя оборудования при осмотрах и ремонтах; нормы расхода запасных частей; нормативы численности ремонтного персонала; нормы расхода хладагента, масла; другие показатели.

Определение вида ремонта. Система ППР обеспечивает работоспособность объектов в течение полного срока их службы. Но возникает естественный и важный для производства вопрос: каков должен быть полный срок службы объекта? На современном уровне развития техники можно восстановить с большими или меньшими затратами практически любую деталь объекта. Казалось бы, объект может эксплуатироваться сколь угодно долго. Но техника и технология развиваются, появляются новые типы объектов с более высокими показателями свойств, по сравнению с которыми существующие типы морально устаревают. Следовательно, полный срок служ-

бы объекта должен быть меньше или равен сроку морального старения. Однако этот показатель оценивает ситуацию не однозначно, поскольку возможен субъективизм в оценке.

Рассмотрение экономического аспекта эксплуатации объекта показывает, что часть его первоначальной стоимости ежегодно отчисляется для последующего полного восстановления. Календарная продолжительность использования оборудования, в течение которой сумма отчислений на восстановление становится равной стоимости воспроизводства объекта, называется сроком амортизации. Таким образом, амортизационные отчисления расходуются на восстановление, значит, они и определяют допустимые затраты на восстановление работоспособности и тем самым влияют на полный срок службы объекта. Итак, полный срок службы объекта должен быть равен сроку амортизации и быть меньше или равным сроку морального старения. Полный срок службы объекта (как календарная продолжительность) связан посредством коэффициента рабочего времени (через среднегодовую наработку) с показателем долговечности — полным ресурсом (до списания). Для конкретного типа оборудования полный ресурс увязан с ресурсами до капитального, среднего и текущего ремонтов и наработкой до технического осмотра. Это свидетельствует о взаимной связи системы технического обслуживания и ремонта с показателями надежности. Таким образом, установлен предел эксплуатации объекта — полный ресурс, в пределах которого должны проводиться ремонты разного вида и технические осмотры.

Конкретные виды ремонта устанавливают следующим образом. Для объекта, состоящего из большого количества деталей, технические ресурсы последних можно представить графически в виде прямолинейных отрезков, выстроенных по ранжиру сверху вниз (рис. 14.15). Легко заметить, что значения технических ресурсов деталей неодинаковы. Например, ресурс коленчатого вала в несколько раз больше ресурса поршневого кольца. Поэтому, чтобы обеспечить работоспособность объекта в течение длительной наработки, детали с техническим ресурсом, меньшим этой наработки, должны быть своевременно заменены. Детали объекта можно разделить на несколько групп, имеющих приблизительно одинаковые ресурсы, например три (рис. 14.15), и полагать, что группа наиболее долговечных деталей подлежит замене при проведении капитального ремонта через τ_{p3} , следующая за ним группа менее долговечных деталей подлежит замене при выполнении среднего ремонта через τ_{p2} и т. д. Число групп определяет количество видов ремонта, поэтому желательно, чтобы число групп было не больше трех, так как иначе усложняется структура ремонтного цикла.

Периодичность проведения осмотра и ремонта. Как известно, работа любого объекта сопровождается случайным потоком отказов. Для последующего использования отказавшего объекта необходимо восстановить его утраченную работоспособность.

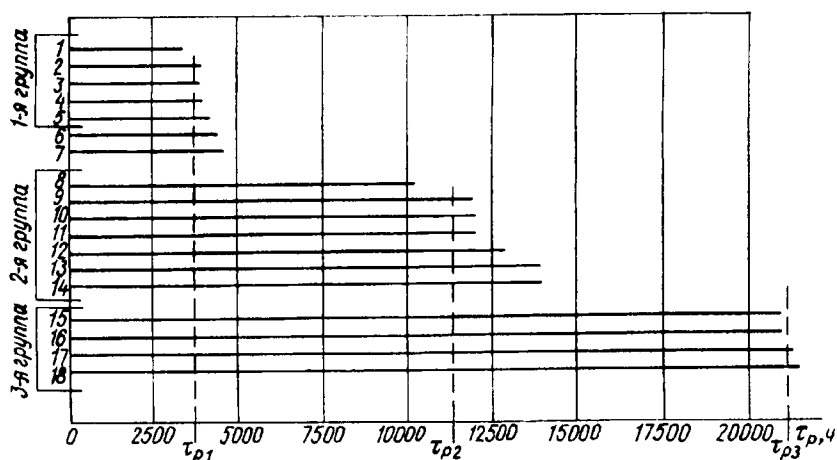


Рис. 14.15. Схема группировки деталей по среднему ресурсу:

1 и 2 — пластины нагнетательного и всасывающего клапанов; 3 и 4 — кольца поршневые компрессионные и маслосъемные; 5 — кольцо графитовое сальника; 6, 7 — кольца уплотнительные сальника; 8 — втулка верхней головки шатуна; 9 — палец поршня; 10 — буферная пружина; 11 — розетка всасывающего клапана; 12 — вкладыш шатуна; 13 — стальное кольцо сальника; 14 — седло всасывающего клапана; 15 — гильза цилиндра; 16 — поршень; 17 — коренной подшипник; 18 — коленчатый вал

Следовательно, если потребность в ремонте возникает после случайного потока отказов, то и поток восстановительных работ будет случайным. Такой характер восстановления может быть приемлемым для производства только тогда, когда последствия не создают аварийной ситуации и не вызывают существенных экономических потерь. Однако для большинства современных производств, использующих искусственное охлаждение, работа холодильной установки должна планироваться, а не носить случайный характер. Поэтому нужны специальные мероприятия, направленные на то, чтобы поток восстановительных работ не являлся следствием случайного потока отказов и определялся, например, по потенциальной возможности отказа, а не из условия его обязательного возникновения.

Поток отказов в общем случае является функцией наработки (времени работы) объекта. Поэтому если работы по восстановлению утраченной работоспособности проводить через наработку, в течение которой отказ объекта не возникнет с высокой вероятностью γ (%) и которую при нормальном законе распределения (рис. 14. 2) определяют по выражению $\tau_\gamma = \tau_{p. \text{ ср}} - u\sigma$, то отказов может и не быть, а ремонты будут проводиться.

В общем случае наработку до ремонта определяют, руководствуясь экономическим или надежностным критериями. Например, проведение ремонтов различного вида можно представить как внешнее воздействие на работу холодильной установки для

получения минимальных затрат на эксплуатацию в результате изменения периодичности проведения ремонтов при заданных ограничениях на уровень надежности. Действительно, чем чаще проводят i -й вид ремонта в течение рассматриваемой наработки $\tau_{\text{нр}}$, тем меньше должно быть отказов. В соответствии с этим предположением возрастают затраты, связанные с заменой деталей, и уменьшаются потери, вызванные устранением отказов, и наоборот. Тогда, оптимальную периодичность $n_{\text{оп}}$ следует искать по минимальной сумме этих противоречивых затрат.

Принимая стратегию групповой замены деталей с близкими значениями ресурсов в момент времени τ_j (где $j = 1, 2, 3, \dots$) с периодичностью n , суммарные затраты C_i на проведение i -го вида ремонта можно представить так:

$$C_i = C_{\text{р } i} (n - 1) + C_{\text{от } i} r_i, \quad (14.20)$$

где $C_{\text{р } i}$ — затраты на i -й вид ремонта, связанный с групповой заменой деталей; $C_{\text{от } i}$ — затраты на i -й вид ремонта, связанный с устранением отказа; r_i — количество отказов.

Полагая для упрощения, что наработка детали, равная техническому ресурсу, приводит к ее отказу и соответственно к отказу объекта, отказ устраняется мгновенно после его возникновения; процесс восстановления работоспособности является стационарным, можно найти зависимость количества отказов от периодичности проведения ремонта за рассматриваемую наработку $\tau_{\text{нр}}$ (период оптимизации). Нарработку $\tau_{\text{нр}}$ разбивают на n_i периодов продолжительностью $\tau_i = \tau_{\text{нр}}/n_i$, по окончании каждого из которых детали предупредительно заменяют. Количество отказавших деталей, имеющих одинаковую вероятность безотказной работы $P_i(\tau_i)$ в пределах наработки $\tau_{\text{нр}}$, за n периодов группы из k деталей составит

$$r_i = [1 - P_i^k(\tau_i)]kn. \quad (14.21)$$

Подставив уравнение (14.21) в (14.20), получим

$$C_i = C_{\text{р } i}(n - 1) + C_{\text{от } i}[1 - P_i^k(\tau_i)]kn. \quad (14.22)$$

Для дальнейшей конкретизации уравнения (14.22) необходимо вместо вероятности $P_i(\tau_i)$ подставить ее выражение для законов распределения ресурса детали:

экспоненциального

$$P_i(\tau_i) = \exp(-\omega\tau_i);$$

Вейбулла

$$P_i(\tau_i) = \exp\left[-\left(\frac{\tau_i}{\tau_{\text{р. ср}}}\right)^b\right];$$

и нормального

$$P_i(\tau_i) = F_0 \frac{\tau_{p.c.p} - \tau_i}{\sigma},$$

где b , ω , σ — параметры законов распределения ресурса; F_0 — интегральная (табулированная) функция нормального закона распределения.

Оптимальная периодичность проведения ремонта находится в результате решения выражения целевой функции. В общем случае, когда система ППР предусматривает проведение трех видов ремонта (капитальный, средний, текущий), их оптимальная периодичность находится последовательно, начиная с капитального. Например, оптимальную периодичность проведения капитального ремонта определяют в пределах полного среднего ресурса объекта τ_{Π} . Решая уравнения целевой функции, содержащие экономические и технические характеристики самых долговечных деталей, находят оптимальную периодичность проведения капитального ремонта n_K , округляют число до целого и определяют ресурс до капитального ремонта $\tau_K = \tau_{\Pi}/n_K$. Затем аналогичным методом определяют периодичность проведения и ресурсы до ремонтов: среднего $\tau_c = \tau_K/n_c$ и текущего $\tau_T = \tau_c/n_T$. Найденные таким методом экономически обоснованные показатели долговечности объекта τ_K , τ_c , τ_T соответствуют γ -процентным ресурсам.

Мероприятия технического обслуживания проводят в межремонтный период. Целесообразность технического обслуживания и рациональной периодичности проведения технических осмотров может быть оценена путем оптимизации по минимуму суммарных затрат $C_{o.c}$ на проведение технического осмотра и устранение внезапных отказов:

$$C_{o.c} = C_o(m - 1) + C_{от}r_b. \quad (14.23)$$

Здесь C_o — затраты на проведение технического осмотра; $C_{от}$ — затраты на устранение отказа; r_b — количество внезапных отказов за искомую наработку $\tau_{ис}$,

$$r_b = m \int_0^{\tau_{ис}} \Omega(\tau) d\tau, \quad (14.24)$$

где $\tau_{ис}$ — искомая наработка, $\tau_{ис} = \tau_T/m$; m — периодичность проведения осмотров; $\Omega(\tau)$ — зависимость параметра потока отказов $\omega(\tau)$ от наработки.

Из зависимости (14.24) следует, что проведение технических осмотров имеет смысл только применительно к стареющим объектам, параметр потока отказов которых возрастает со временем. В результате решения уравнения (14.23) находят оптимальную периодичность проведения технического осмотра m и наработку до технического осмотра $\tau_o = \tau_T/m$. Из уравнений (14.20) и (14.23) следу-

ет, что система ППР строится с учетом надежности оборудования. Так, для заданных нормативов и затрат на систему ППР можно определить соответствующие показатели надежности: безотказности $\tau_{н.от}$, $\tau_{д.от}$; долговечности τ_k , τ_c , τ_t ; ремонтпригодности $S_{о.т}$.

Структура цикла технического осмотра и ремонтов. На основе оптимальной периодичности проведения осмотра и ремонтов составляют график чередования осмотра и ремонтов в течение полного ресурса для каждого ремонтируемого объекта. Холодильное оборудование используют в течение относительно большого промежутка времени. Поэтому виды ремонтов периодически повторяются. Наименьший повторяющийся период работы объекта, в течение которого осуществляют в определенной последовательности установленные виды осмотра и ремонта, называется циклом технического осмотра и ремонта (или ремонтным циклом). Такой цикл разрабатывают для каждого типа ремонтируемого холодильного оборудования. Например, для агрегатов на базе поршневых компрессоров холодопроизводительностью от 3 до 100 кВт рекомендуется такой цикл:

$$K-O-T-O-T-O-C-O-T-O-T-O-K,$$

а на базе винтовых компрессоров —

$$K-O-T-O-T-O-C-O-T-O-T-O-C-O-T-O-T-O-K,$$

где O — технический осмотр; T — текущий ремонт; C — средний ремонт; K — капитальный ремонт.

Рекомендуемые ресурсы и другие показатели некоторых компрессорных агрегатов представлены в табл. 14.3.

Рекомендуются следующие структуры цикла для холодильного оборудования.

Для насосов и вентиляторов

$$K-O-O-O-T-O-O-O-T-O-O-O-T-O-O-O-C-O-O-O-T-O-O-O-T-O-O-O-K,$$

где $\tau_o = 1000$ ч; $\tau_t = 4000$ ч; $\tau_c = 16\,000$ ч; $\tau_k = 32\,000$ ч.

Т а б л и ц а 14.3. Показатели надежности компрессорных агрегатов

Компрессорный агрегат	Ресурсы, ч				Среднегодовая наработка, ч	Количество ремонтных циклов	Полный срок службы, годы
	τ_o	τ_t	τ_c	τ_k			
Поршневые							
до 10 кВт	4150	8300	25 000	50 000	5000	1	10
от 10 до 100 кВт	3750	7500	22 500	45 000	5500	2	16
от 110 до 280 кВт	2750	5500	16 500	45 000	5500	2	16
Винтовые	3300	6600	20 000	60 000	5500	2	20

Для воздушных конденсаторов типа АВГ

$K-O-O-T-O-O-T-O-O-C-O-O-T-O-O-T-O-O-C-O-O-T-O-O-T-O-O-K$,

где $\tau_o = 1440$ ч; $\tau_T = 4320$ ч; $\tau_c = 12\,960$ ч; $\tau_k = 38\,880$ ч.

Для воздухоохладителей

$K-O-O-O-T-O-O-O-T-O-O-O-C-O-O-O-T-O-O-O-T-O-O-O-K$,

где $\tau_o = 0,25$ года; $\tau_T = 1$ год; $\tau_c = 3$ года; $\tau_k = 6$ лет.

Для кожухотрубных теплообменных аппаратов

$K-O-O-O-T-O-O-O-T-O-O-O-C-O-O-O-T-O-O-O-T-O-O-O-T-O-O-O-K$,

где $\tau_o = 0,25$ года; $\tau_T = 1$ год; $\tau_c = 3$ года; $\tau_k = 9$ лет.

Для емкостных аппаратов

$K-O-O-O-T-O-O-O-T-O-O-O-T-O-O-O-T-O-O-O-T-O-O-O-T-O-O-O-T-O-O-O-T-O-O-O-K$,

где $\tau_o = 0,25$ года; $\tau_T = 1$ год; $\tau_k = 12$ лет.

Структура цикла может быть более сложной и включать несколько видов технического обслуживания и разновидностей ремонта. Например, цикл, рекомендуемый для поршневого компрессорного агрегата NF содержит: 24 осмотра вида O_1 , $\tau_{o1} = 2500$ ч; 14 осмотров вида O_2 , $\tau_{o2} = 5000$ ч; 6 текущих ремонтов вида T_1 , $\tau_{t1} = 10\,000$ ч; 3 текущих ремонта вида T_2 , $\tau_{t2} = 20\,000$ ч; 2 средних ремонта, $\tau_c = 40\,000$ ч; капитальный ремонт, $\tau_k = 120\,000$ ч. Для винтовых компрессорных агрегатов холодильных установок промысловых судов рекомендуются: четыре вида технического осмотра; три разновидности текущего ремонта и один средний ремонт. За полный ресурс (или срок службы) выполняют один — четыре цикла в зависимости от типа оборудования. Например, количество циклов за полный срок службы (до списания) составляет: два — для поршневых агрегатов холодопроизводительностью от 10 до 280 кВт; два — для винтовых агрегатов (см. табл. 14.2); один — для винтового 21ВБ100-2 (за 12,5 лет).

Трудоемкость ремонта. Необходимость определения показателей ремонтпригодности и планирования трудоемкости ремонтных работ в целом по холодильной установке требует введения обобщенных единиц для измерения трудоемкости. Такими показателями являются категория сложности ремонта и ремонтная единица, определяемые на основе пооперационного нормирования технологического процесса ремонта. Категория сложности оценивает степень сложности ремонта данного оборудования относительно принятого за эталон. Ремонтная единица для капитального ремонта всех видов холодильного оборудования соответствует затратам труда в 12 чел.-ч слесаря-ремонтника: 5-го разряда для компрессоров, насосов и вентиляторов; 4-го разряда

для теплообменных и емкостных аппаратов. Нормативы трудоемкости ремонтов являются максимально допустимыми и служат руководящим материалом для определения объема ремонтных работ, их продолжительности и количества ремонтного персонала (табл. 14.4).

Т а б л и ц а 14.4. Ремонтные единицы

Тип оборудования	Ремонтные единицы по видам мероприятий ППР, чел.-ч			
	О	Т	С	К
П40, П80, П110, П220	2,2	3,8	5,0	12,0
ВХ280, 5ВХ350, ВХ600	1,5	2,8	4,5	12,0
КТГ	0,28	0,5	8,9	12,0
РД, РДВ	1,0	2,33	—	12,0

Категория сложности ремонта оборудования, приведенного в табл. 14.4, равна: 10 для П40; 16 для П80; 19 для П110; 28 для П220; 21 для ВХ280; 25 для 5ВХ350; 34 для ВХ600; 24 для 250КТГ и 6 для 5РД.

Трудоемкость технического осмотра и ремонтов (чел.-ч) рассчитывают по зависимости

$$H = RK,$$

где R — ремонтная единица, чел.-ч; K — категория сложности.

Для предприятий основным видом планирования является годовое. Поэтому и трудоемкость работ приводится к одному году. Среднегодовая трудоемкость ремонтов и технических осмотров i -го объекта (чел.-ч)

$$H_i = (R_o b_o + R_t b_t + R_c b_c + R_k c_k) \frac{K_i}{\tau_{\text{сл. к}}},$$

где K_i — категория сложности ремонта i -го объекта; R_o , R_t , R_c и R_k — ремонтные единицы соответственно при осмотре, текущем, среднем и капитальном ремонтах, чел.-ч; b_o , b_t и b_c — количество за цикл соответственно осмотров, текущих и средних ремонтов; c_k — коэффициент, зависящий от числа ремонтных циклов за срок службы до списания и равный 0, 0,5 и 0,66 при числе циклов соответственно 1, 2 и 3; $\tau_{\text{сл. к}}$ — срок службы до капитального ремонта (лет), определяемый как $\tau_{\text{сл. к}} = \tau_k / \tau_r$; τ_r — среднегодовая наработка i -го объекта, ч.

Среднегодовая трудоемкость технических осмотров и ремонтов холодильной установки равна сумме среднегодовых трудоемкостей элементов, входящих в ее состав. Она позволяет определить штат ремонтного персонала, время проведения ремонта оборудования и затрат на ремонт. Из общей среднегодовой трудоемкости холодильной установки приблизительно 35–40 % приходится на компрессорные агрегаты, 22–26 % на теплообменные и емкостные ап-

параты, 15–20 % на охлаждающие приборы, трубопроводы, арматуру и 15–20 % на электрооборудование и приборы автоматики. Трудоемкость технических осмотров достигает 40 % от общей средней довой трудоемкости.

Нормы расхода запасных частей. Современной тенденцией восстановления работоспособности объектов является максимальное использование запасных частей. Запасные части выпускаются специализированными предприятиями, поэтому их качество выше, стоимость ниже, чем при изготовлении в ремонтной мастерской. Кроме того, на восстановление работоспособности тратится меньше времени, нет необходимости в ремонтном персонале высокой квалификации и не требуется сложное станочное оборудование. Поэтому определение норм расхода запасных частей для холодильного оборудования является важной задачей. В зависимости от целевого назначения различают два вида комплекта запасных частей к холодильному оборудованию: обязательный и ремонтный.

Обязательный комплект запасных частей должен обеспечивать проведение плановых технических осмотров и текущих ремонтов от начала эксплуатации до среднего ремонта, а также замену внезапно отказавших элементов в период между техническими осмотрами за ресурс до капитального ремонта. Количество поврежденных элементов, заменяемых при техническом осмотре, определяется опытным путем в результате статистической обработки экспериментальных данных. Так, для поршневых компрессоров установлено, что при каждом техническом осмотре в неисправном состоянии может быть: до 15 % пластин, 20 % пружин клапанов, 10 % поршневых колец от их общего количества в компрессоре. Количество внезапно отказавших элементов за ресурс до капитального ремонта рассчитывают на основе функции распределения наработки на отказ этих элементов.

§ 14.15. ОРГАНИЗАЦИЯ РЕМОНТА

Основой для организации работ по проведению ремонта являются годовой и месячные графики ремонта оборудования, составляемые администрацией компрессорного цеха и утверждаемые администрацией предприятия. Для проведения ремонта готовят документацию, запасные части, расходные материалы, инструменты и определяют место проведения работ.

Документы на ремонт являются рабочими конструкторскими документами, предназначенными для подготовки производства ремонтных работ, собственно ремонта и контроля качества ремонтных работ. Комплектность и правила составления этих документов регламентированы стандартом. К числу основных документов относятся, например, руководства по среднему и капитальному ремонтам, технические условия на средний и капитальный ремонты,

ремонтные чертежи, каталог деталей и сборочных единиц, нормы расхода материалов и запасных частей, инструкции по отдельным восстановительным операциям (сварке, наплавке, окраске и т. д.). Руководство по ремонту содержит указания по организации и технологии ремонта, общие технические требования, показатели и нормы, которым объект должен отвечать после ремонта. Технические условия на ремонт оборудования устанавливают конкретные технические требования к качеству ремонта, например требования к разборке, пооперационный контроль при разборке, требования к состоянию восстановленных и заменяемых деталей, к сборке, проверке и испытанию.

Технологический процесс ремонта регламентирует методы выполнения сложных ремонтных операций в соответствии с требованиями технических условий. Основу технологического процесса составляют карты, содержащие: описание операций и переходов, необходимых для ремонта оборудования; перечень применяемого инструмента и оснастки, требования к квалификации ремонтного персонала, нормы времени и т. д.

Каталог деталей и сборочных единиц предназначен для составления заявок на запасные части, необходимые при техническом обслуживании и ремонте объекта.

Отчетная ремонтная документация должна содержать сведения о техническом состоянии оборудования после ремонта, объеме выполненных работ, внесенных изменениях в конструкцию. К отчетной ремонтной документации относятся: 1) ведомость дефектов, содержащая перечень узлов и деталей, подлежащих ремонту, характеристику дефектов, перечень выполненных работ, перечень необходимых запасных частей и материалов для последующих ремонтов; 2) ремонтный журнал, включающий сведения о выполненных работах, характеристики узлов и деталей, установленные в процессе ремонта (зазоры, размеры, момент затяжки резьбовых соединений и т. д.); 3) акт сдачи оборудования в ремонт, содержащий сведения о сдаваемом оборудовании (наработку, комплектность, тип), который подписывается представителями ремонтной службы и заказчиком; 4) акт приемки в эксплуатацию из капитального ремонта, включающий сведения об оборудовании, его характеристики, продолжительность ремонта и подписи членов приемочной комиссии; 5) акты и протоколы испытаний и проверок после ремонта.

§ 14.16. ОСНОВЫ ТЕХНОЛОГИИ РЕМОНТА ОБОРУДОВАНИЯ

Схема типового технологического процесса ремонта. Технологический процесс ремонта разрабатывают для каждого ремонтируемого объекта с учетом его особенностей, но можно выделить и общую последовательность выполнения основных операций. Схема обобщенного технологического процесса ремонта основного холодильного оборудования включает: оценку технического состояния;

отключение от системы; сдачу в ремонт; разборку; очистку и мойку; дефектацию; восстановление работоспособного состояния; сборку; испытание и сдачу в эксплуатацию.

Перед остановкой на ремонт уточняют техническое состояние объекта по значениям контролируемых параметров и внешним признакам функционирования. Работоспособность приборов автоматики, установленных на объекте, проверяют на срабатывание во время функционирования объекта. Обнаруженные дефекты заносят в ведомость дефектов.

Отключение объекта. Перед вскрытием объект освобождают от рабочей среды (хладагента, масла, хладоносителя, воды) и продувают сжатым воздухом. С объекта снимают предохранительный клапан, контрольно-измерительные приборы, протекторы электрохимической защиты, а на патрубки ставят заглушки. От магистральных трубопроводов объект отключают посредством заглушек с прокладками, устанавливаемыми между фланцами трубопроводов и запорными вентилями.

Сдача в ремонт. Объект с необходимой ремонтной документацией (с ведомостью дефектов, руководством по ремонту), комплектом запасных частей и вспомогательных материалов передают в ремонт.

Разборка объекта. Объект разбирают в общем случае на сборочные единицы и детали в соответствии с ремонтной документацией. Объем (глубина) разборки зависит от вида ремонта.

Очистка и мойка. Эти технологические операции проводят неоднократно в процессе ремонта, так как они создают необходимые условия для выполнения других работ.

Дефектация. Этот процесс поиска дефектов позволяет выявить техническое состояние деталей и узлов и рассортировать их.

Восстановление (воссоздание) деталей и узлов. На данном этапе технологического процесса предполагается восстановление деталей и узлов путем изготовления новых деталей, регулирования узлов и выполнения других ремонтных операций.

Сборка. Она состоит в последовательном соединении в соответствии с ремонтной документацией деталей и сборочных единиц, а также в проверке взаимного положения деталей и регулировании (настройке) функционально связанных узлов.

Испытание объекта. Эта технологическая операция позволяет в общем случае выявить дефекты сборки, ввести в работоспособное состояние функциональные узлы, проверить герметичность и прочность объекта или его узлов.

Сдача в эксплуатацию. Объект в исправном состоянии, с восстановленным техническим ресурсом сдается в эксплуатацию, что подтверждается актом.

Способы очистки деталей. Поверхность деталей обычно загрязнена, например, маслом, продуктами его разложения, твердыми частицами, продуктами коррозии, органическими и минеральными отложениями. Загрязнения удаляют путем механической чистки и промывки 5–10-процентным раствором соляной кис-

лоты, содержащим ингибитор. Очищенную деталь промывают 2-процентным раствором щелочи (для нейтрализации кислоты), например NaOH или NH_4OH , а затем водой. Крупные корпусные детали затем обрабатывают 8-процентным раствором нитрата натрия NaNO_3 для консервации. Масло и продукты его разложения удаляют растворителями (бензином, керосином, уайт-спиритом, четыреххлористым углеродом CCl_4) или водными щелочными моющими растворами (обычно нагретыми до 60–90 °С), готовыми к употреблению (составы тракторин, ОП-7) или приготовляемыми на месте (на основе кальцинированной соды Na_2CO_3 или тринатрийфосфата Na_3PO_4 с добавками поверхностно-активного вещества и ингибитора). Бензин и четыреххлористый углерод должны находиться в ваннах с крышками, в помещениях, оборудованных вытяжной вентиляцией. Керосин вызывает коррозию стальных и чугунных деталей. Моющие растворы на основе каустической соды применяют для обезжиривания стальных и чугунных деталей. Каустическая сода разрушает алюминий и его сплавы. Обезжиренные детали промывают водой и сушат, обдувая сжатым воздухом. Детали холодильного оборудования из черного и цветного металла очищают только растворителями.

Методы дефектации деталей и узлов. Дефектацию проводят обычно в два этапа: сначала визуально для выявления видимых дефектов (натиров, царапин, трещин, деформаций), а затем с помощью инструментов находят износ и скрытые дефекты (трещины, раковины). Износ деталей определяют по изменению номинальных (первоначальных) размеров и форм, зазоров между деталями, состояния рабочей поверхности. Изменение размеров определяют в результате измерений деталей по ведущим (наиболее изнашивающимся) плоскостям и сечениям. Отклонения формы детали в виде цилиндра характеризуются двумя видами отклонений профиля — в поперечном и продольном сечениях. Отклонения в поперечном сечении цилиндра характеризуются отклонениями от округлости, в частности овальностью $e_c = (d_{\max} - d_{\min})/2$, а отклонения профиля продольного сечения цилиндра представляются как конусообразность, бочкообразность, которые определяют так: $e_{\text{пр}} = (d_{\max} - d_{\min})/2$, где $d_{\max}$ и $d_{\min}$ — максимальный и минимальный размеры профиля.

Скрытые дефекты находят с помощью различных методов дефектоскопии (неразрушающего контроля), например капиллярным, ультразвуковым. Капиллярный метод основан на том, что жирорастворяющая жидкость, иногда с добавкой красителя, проникает в невидимые трещины, а затем поглощается сорбентом, нанесенным на очищенную от пинетрата поверхность проверяемой детали, и проявляется контрастным цветом в виде фигуры, воспроизводящей периметр трещины.

Простейший вариант этого метода, называемый керосиновой пробой, реализуется так. Проверяемую деталь очищают, сушат, обдувая сжатым воздухом, промывают керосином и протирают.

Затем покрывают водным раствором мела. Мел поглощает керосин, находящийся в трещине, и после высыхания влаги на белом фоне проступают желтого цвета линии, копирующие контуры трещины. Добавка в керосин жирорастворимого красителя несколько увеличивает разрешающую способность методов вследствие большей контрастности следа трещины. Капиллярный метод широко распространен, так как имеет приемлемую разрешающую способность выявлять дефекты и прост в реализации.

Ультразвуковой метод позволяет выявить дефекты, находящиеся в толще материала и меньшего размера. Но он требует сложных технических средств. В результате дефектации выявляют детали и узлы работоспособные, неработоспособные, но подлежащие восстановлению; неработоспособные, требующие замены.

Методы восстановления работоспособного состояния деталей. Большая часть отказов холодильных установок связана с нарушением работоспособности компрессоров, насосов, вентиляторов, т. е. объектов, для которых характерны отказы, вызванные износом. Ремонт изношенных деталей выполняют путем восстановления их номинальных размеров или изменения их до новых (ремонтных) размеров. Выбор метода восстановления зависит от технических возможностей предприятия и экономической целесообразности. Номинальные размеры деталей восстанавливают наплавкой, напылением, гальваническим покрытием, а также постановкой добавочной детали.

Наплавка металла. Наплавку применяют для наращивания размеров деталей различной формы слоем от 0,25 мм и более, а также для повышения износостойкости. Наплавку выполняют практически без прогрева детали. После нее требуется чистовая обработка слоя (шлифование, полирование). Например, диаметр шеек коленчатых валов восстанавливают электродуговой широкоослойной наплавкой колеблющимся электродом из алюминиевого чугуна, обеспечивающего высокую износостойкость.

Напыление материала. Напыление (металлизация) состоит в нанесении на поверхность детали слоя расплавленного металла струей сжатого газа. Так, плазменное напыление по технологическим возможностям превосходит другие способы нанесения слоя, так как оно позволяет получать покрытия от 0,02 мм и выше. Напыление применяют для восстановления не очень нагруженных деталей цилиндрической формы (втулки, цапфы). После напыления материала требуется чистовая обработка поверхности.

Гальваническое покрытие. Для восстановления деталей часто применяют электролитическое хромирование и осталивание (железнение). Хромирование применяют для наращивания небольшого слоя (до 0,3 мм) на поверхности нагруженных деталей (шейки вала, поршневого пальца, кольца подшипника), когда требуются высокие твердость и износостойкость. Осталивание позволяет наращивать металл на изношенную поверхность стальных и чу-

гунных деталей толщиной до 8 мм и более. Этот метод используют для создания подслоя при хромировании.

Добавочную деталь изготавливают для того, чтобы заменить изношенную часть вала или отверстия. В зависимости от нагрузки на эту деталь ее запрессовывают, приваривают или приклеивают.

Восстановление работоспособности детали путем получения ремонтного размера состоит в том, что в результате соответствующей механической обработки размеры детали изменяют до заранее установленных значений. А деталь, сопрягаемая с ней, должна быть заменена или изготовлена под ремонтный размер. Обычно ремонтируется более дорогая деталь (вал), а более дешевая (втулка) изготавливается заранее. Для серийно выпускаемого оборудования ремонтный размер деталей известен, что позволяет сопрягать их с другими деталями, изготовленными специализированными заводами и входящими в комплект поставки запасных частей. Например, у поршневых компрессоров П110–7, П220–7 предусмотрено только сопряжение шейки вала — вкладыш шатуна с двумя ремонтными размерами, а у компрессоров 6W925R предусмотрены четыре сопряжения с четырьмя ремонтными размерами.

§ 14.17. РЕМОНТ КОМПРЕССОРНЫХ АГРЕГАТОВ

Перед остановкой компрессорного агрегата проверяют техническое состояние компрессора, аппаратов, арматуры и приборов автоматики, входящих в его состав. Обнаруженные дефекты заносят в ведомость дефектов. Агрегат останавливают, отключают от системы трубопроводов запорными вентилями, освобождают от хладагента, масла и воды. Содержание основных операций, выполняемых при ремонтах аммиачных поршневых и винтовых агрегатов таково.

При текущем ремонте дополнительно к операциям технического осмотра выполняют следующее. Демонтируют шатунно-поршневые группы, муфту, сальник, электродвигатель, запорные вентили и мановакуумметры. Разбирают, очищают и проводят дефектацию деталей шатунно-поршневых групп, сальника, муфты, угловых вентилях, электродвигателя. Проверяют состояние шатунных шеек коленчатого вала и коренных подшипников. Проводят дефектоскопию шатунных болтов. Заменяют пластины и пружины всасывающего и нагнетательного клапанов, экспандеры компрессионных и маслосъемных колец, прокладки (резиновую и фторопластовую) предохранительного клапана, уплотнительные кольца, неподвижное и подвижное кольца сальника. Мановакуумметры направляют в поверку, т. е. в измерительную лабораторию для проверки работоспособности.

Собирают узлы и проверяют: момент затяжки шатунных болтов (160 Н · м), зазор между вкладышем и шатунной шейкой (0,10–0,19 мм), линейное мертвое пространство (зазор между днищем поршня и седлом нагнетательного клапана) по оттиску свинцовой

пластины (0,8–1,4 мм), высоту подъема пластины всасывающего клапана (0,9–1,3 мм), соосность валов по полумуфтам. Агрегат собирают, заправляют маслом, проверяют на герметичность, обкатывают вхолостую в течение 1 ч и сдают в эксплуатацию по акту.

При среднем ремонте дополнительно к операциям текущего ремонта выполняют следующее. Демонтируют масляный насос и его приводные шестерни, обратный клапан. Затем разбирают узлы, промывают и проводят дефектацию деталей. Заменяют вкладыши, пальцы и втулки шатунов, пружины и подвижные кольца сальника, компрессионные и маслосъемные кольца, шатунные болты, упругий элемент эластичной муфты. Испытывают маслоотделитель на прочность, собирают узлы и проверяют зазор между шестернями промежуточной и масляного насоса (0,15–0,35 мм), натяг буферных пружин (9–12 мм). Агрегат собирают, заправляют маслом, проверяют на герметичность, обкатывают вхолостую в течение 1 ч, вакуумируют, заправляют хладагентом, окрашивают и сдают в эксплуатацию.

При капитальном ремонте дополнительно к операциям среднего ремонта выполняют следующее. Демонтируют электродвигатель, коленчатый вал. Промывают и проводят дефектацию коленчатого вала, посадочных мест блок-картера. Проводят гидравлическое испытание блок-картера на прочность при давлении 3,5 МПа в течение 5 мин. Течи и потение недопускаются. Заменяют гильзы, поршни, роликовые подшипники, масляный насос. Агрегат собирают, заправляют маслом, проверяют на герметичность, обкатывают вхолостую в течение 1 ч, вакуумируют, заправляют хладагентом. Затем обкатывают в течение 12 ч при разности давлений нагнетания и всасывания 0,9 МПа и отношении этих давлений, равным шести. Далее окрашивают и сдают в эксплуатацию по акту.

ОСНОВНЫЕ ДЕФЕКТЫ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРНЫХ АГРЕГАТОВ (2А110–7, 2А220–7)

Блок-картер. Он подвержен действию переменных напряжений, приводящих к возникновению трещин, а посадочные места подшипников и гильз изнашиваются. Трещины заваривают или заделывают синтетической смолой. При небольшом износе посадочных мест размер восстанавливают посредством синтетической смолы.

Цилиндровые гильзы. Зеркало гильз изнашивается и может иметь риски, натир и наволакивание материала. Изнашивание протекает неравномерно: по высоте вследствие возвратно-поступательного движения поршня и максимального давления поршневых колец на зеркало гильзы в верхней мертвой точке, по сечению из-за вращения шатуна в одной плоскости. Установлено, что износ гильзы больше: в средней ее части в 1,4 и в верхней в 2,2 раза, чем в нижней, а в плоскости вращения шатуна — в 1,5–2 раза, чем в перпендикулярной к ней плоскости. Гильзы, имеющие неболь-

шие риски (не более 0,1 мм), натирь, наволакивание металла и допустимый износ, восстанавливают, устраняя эти повреждения мелкозернистой шлифовальной бумагой, намотанной на деревянный цилиндр. Гильзы заменяют, если они имеют глубокие риски (более 0,1 мм) и натирь, а также внутренний диаметр и эллипсность, превышающие предельно допустимые значения.

Поршни. Рабочие поверхности поршня изнашиваются и могут иметь риски, натирь и забоины. Если повреждение поверхности незначительное, то его устраняют мелкозернистой шлифовальной бумагой. Поверхность поршня, как и гильзы, изнашивается также неравномерно: в плоскости вращения шатунов в 1,5 раза больше, чем в перпендикулярной, а в верхней средней частях больше, чем в нижней. Но скорость изнашивания невелика — приблизительно в 10 раз меньше, чем гильз и шатунных шеек. Кроме поверхности поршня изнашиваются отверстия для поршневых пальцев в бобышках и канавки для поршневых колец. Скорость изнашивания отверстий в бобышках приблизительно в 1,5 раза больше в плоскости действия максимальной нагрузки, чем в перпендикулярной плоскости. Скорость изнашивания пластмассовых поршневых колец невелика (5–8 мкм за 1000 ч наработки). Но если в течение длительного периода времени имеет место повышенная температура нагнетания, то кольца теряют упругость и становятся хрупкими. Их работоспособность проверяют путем разводки замка на 100–150 мм (на 25 °). Поршни заменяют, если диаметры тронковой части поршня, бобышки поршня и их эллипсность превышают предельно допустимые значения.

Поршневые пальцы. Они подвергаются знакопеременным ударным нагрузкам, что увеличивает скорость изнашивания их рабочих поверхностей, которые могут иметь также риски, выкрашивания цементированного слоя. Пальцы, имеющие в сопряжениях с втулкой, бобышкой износ, превышающий допустимое значение, сверхдопустимую эллипсность, глубокие риски и выкрашивания, заменяют. Изношенные пальцы можно восстанавливать.

Коленчатый вал. Он подвержен действию переменных нагрузок, вызывающих кручение и изгиб. От усталости материала в местах концентрации напряжений (галтелях, отверстиях, шпоночных пазах) могут появиться трещины, которые приводят вал к разрушению. Изнашиваются шейки вала, возможен износ и в неподвижных сопряжениях — под кольцами подшипников качения, ступицей шкива и зубчатого колеса. Коленчатый вал, имеющий трещины любого размера и расположения, заменяют. Небольшие риски и задиры на шейках зачищают, а шейки шлифуют и полируют. Если погрешность формы шеек превышает допустимый предел, то их протачивают и шлифуют до ближайшего ремонтного размера с последующим полированием поверхности. При уменьшении диаметра шейки ниже предельно допустимого возможен ремонт путем восстановления номинального диаметра шейки. Изношенные части вала в неподвижных сопряже-

ниях восстанавливают до номинального размера, например, путем электролитического хромирования и последующей обработки.

Шатуны. Работа шатунов характеризуется знакопеременными нагрузками. Поэтому в теле шатуна возможны появление трещин и его изгиб, а посадочные места под втулку верхней и под вкладыш нижней головок и опорных поверхностей под головку и гайку шатунных болтов изнашиваются. При наличии трещины, значительном изгибе, который не удастся выправить, сверхдопустимом износе рабочих поверхностей, шатун заменяют.

Втулки верхней головки шатуна. Они изнашиваются в месте сопряжения с пальцем, могут иметь риски, задиры и износ в сопряжении с головкой шатуна. При наличии глубоких рисок, проворачивании втулки в головке шатуна, достижении предельных значений диаметра и эллипсности, втулку заменяют.

Вкладыши нижней головки шатуна. Они могут иметь риски, забоины, наволакивание антифрикционного сплава и износ. Мелкие риски и забоины, а также наволакивание сплава устраняют шабрением. Износ определяют после сборки нижней головки шатуна, измеряя диаметр отверстия. Вкладыши, имеющие глубокие риски, забоины и сверхдопустимый износ, заменяют, причем парно — с учетом маркировки.

Шатунные болты. Болты испытывают значительные знакопеременные нагрузки, поэтому возможны деформация (удлинение, изгиб и скручивание стержня), усталостные трещины, срыв резьбы. Шатунные болты, у которых выявлены трещины (цветным или люминесцентным методом), удлинение (свыше 0,003 от номинальной длины), срыв резьбы, глубокие риски, перекос опорных поверхностей головки и гайки (если щуп толщиной 0,05 мм проходит), подлежат замене — комплектно болт и гайка.

Всасывающие и нагнетательные клапаны. Клапаны работают в условиях ударной нагрузки, поэтому их пластины могут иметь трещины, коробление и износ, пружины могут деформироваться, а седло изнашиваться. Пластины, имеющие трещины, коробление, выработку более 0,01 мм в виде уплотнительного пояса, глубокие (более 0,1 мм) риски, заменяют. При износе седла его шлифуют и притирают. Если есть пружины с длиной меньше допустимого значения, то заменяют весь комплект пружин.

Сальники. Старение сальников характеризуется тем, что рабочие поверхности стального и графитового колец изнашиваются, выкрашиваются, на них появляются риски, кольца коробятся, а у резиновых колец и пружин уменьшается упругость. Неглубокие риски удаляют с поверхности подвижных графитовых, неподвижных стальных колец притиркой по чугунной плите. Графитовые кольца, имеющие выкрашивание, коробление и толщину меньше допустимого значения, заменяют. Стальные кольца заменяют при наличии сколов и трещин. Пружины, потерявшие упругость, заменяют комплектно.

Масляный насос. Шестеренчатый масляный насос имеет дефекты, в основном связанные с износом цапф валов, шпонки шпоночных пазов, корпуса насоса и его крышки. Валы и шпонки заменяют при сверхдопустимом износе. Крышку, имеющую значительный износ, шлифуют и притирают на плите. Изношенные посадочные места корпуса восстанавливают синтетической смолой. Деформированные уплотнительные кольца заменяют.

Предохранительные клапаны. Техническое состояние пружинного предохранительного клапана контролируют визуально и тарируют (настраивают) один раз в год, а также после каждого срабатывания. При проверке обращают внимание на состояние фторопластовых и резиновых прокладок, которые заменяют при появлении деформированных участков и надрывов. Собранный клапан тарируют на начало открытия его запорного органа при заданном давлении и проверяют его герметичность при испытательном давлении.

Подшипники качения. Они подвержены усталостному разрушению и износу. Визуально проверяют чистоту поверхности беговых дорожек, шариков (роликов) и посадочных поверхностей колец, сопоставляя с образцами поверхностной чистоты. Подшипники заменяют, если беговые дорожки и шарики (ролики) имеют риски, пятна коррозии, сколы, цвета побежалости; сепаратор деформирован и касается внутреннего кольца, провисая под тяжестью своей массы.

Винтовые компрессорные агрегаты. При их текущем ремонте дополнительно к объему операций, выполняемых при техническом осмотре, выполняют следующее. Демонтируют муфту, сальник, масляный насос, электродвигатель, мановакуумметры. Разбирают, очищают и проводят дефектацию деталей демонтированных узлов.

Мановакуумметры направляют в поверку (в измерительную лабораторию) для проверки их работоспособности. Заменяют резиновые уплотнительные кольца сальников компрессора и масляного насоса. Собирают узлы и агрегат, проверяют соосность валов компрессора и масляного насоса с электродвигателями. Устанавливают проверенные и опломбированные мановакуумметры и манометры. Агрегат заправляют маслом, проверяют на герметичность, вакуумируют, заполняют хладагентом, готовят к пуску и сдают в эксплуатацию по письменному распоряжению администрации цеха.

При среднем ремонте помимо объема работ текущего ремонта выполняют следующее. Демонтируют обратные клапаны и запорные вентили компрессорного агрегата, компрессор. Разбирают, очищают и проводят дефектацию деталей демонтированных узлов и комплектов.

В частности, компрессор разбирают, снимая полумуфту, сальник, узел подшипника передачи винт—гайка, крышку компрессора, узел золотника, камеру всасывания, и проводят дефектацию

снятых узлов. Кроме того, визуальнo контролируют не отремонтированные узлы компрессора, например подшипники, золотниковую камеру, внутреннюю поверхность блока роторов, поверхность роторов и др., а также измеряют, например, зазоры между торцами винтовой части роторов и корпусом со стороны нагнетания, диаметр шеек роторов в трех сечениях в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, радиальные зазоры между ведущим, ведомым роторами и корпусом блока и т. д. Заменяют уплотнительные кольца масляного насоса, втулки с манометрами и пальцы муфты компрессора, подшипники электродвигателей компрессора и масляного насоса, соленоидный вентиль и запорные вентили смазочной и охлаждающей (водяной) систем.

Испытывают на прочность и герметичность маслоотделитель и межтрубное пространство маслоохладителя. Собирают узлы, комплекты и проверяют, например, при сборке компрессора зазор между корпусом и крышкой сальника, а также герметичность обратных клапанов давлением воздуха 0,6 МПа. Агрегат собирают, заправляют маслом, проверяют его на герметичность, вакуумируют, заполняют хладагентом и сдают в эксплуатацию по акту.

Капитальный ремонт включает дополнительно к операциям среднего ремонта следующее. Демонтируют компрессор, смазочную систему, маслоохладитель. Разбирают, очищают и проводят дефектацию демонтированных комплектов. Так, компрессор разбирают, удаляя узел упорных подшипников роторов, узел разгрузочных поршней, роторы из блока, камеру всасывания. Осматривают привалочные плоскости и посадочные места крышки компрессора, внутренние полости блока роторов, поверхность разгрузочных поршней и т. д. Измеряют опорные шейки роторов в сечениях, в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Промывают керосином и продувают воздухом фильтры, трубы, арматуру смазочной системы. Очищают полости маслоохладителя: водяную от накипи химическим методом, а масляную от масла горячим щелочным раствором. В маслоохладителе заменяют дефектные трубы. Заменяют узлы и детали, например масляный насос, запорные вентили компрессора, опорные подшипники, упорные шарикоподшипники и т. д.

Собранный компрессор, маслоохладитель, смазочную систему проверяют на герметичность. Агрегат собирают, окрашивают, заправляют маслом и очищают смазочную систему, прокачивая масло специальным насосом через дополнительные фильтрующие вставки. Затем компрессор обкатывают вхолостую в течение 2 ч, контролируя давление масла (не менее 0,2 МПа) и его температуру (не менее 15 °С). После обкатки масло заменяют, а фильтры очищают. Затем агрегат вакуумируют, заполняют хладагентом и обкатывают в течение 3 ч при постоянном давлении всасывания и давлениях нагнетания 1,15; 1,35; 1,55 МПа, сменяемых через час и изменяемых путем прикрытия нагнетательного вентиля. Исправный агрегат сдают в эксплуатацию по акту.

Корпус компрессора. Он имеет вертикальный разъем на стороне всасывания и состоит из камеры (блока) всасывания, блока роторов с крышкой на стороне нагнетания. Проверка состояния корпуса заключается в осмотре привалочных плоскостей блоков и уплотнительных резиновых колец, в выявлении трещин, задиров и выработки на внутренней поверхности блоков.

Подшипники скольжения. Они втулочного типа с баббитовой заливкой, находятся в блоках всасывания и роторов. Баббитовая заливка изнашивается, может иметь риски и выкрашивания. При наличии выкрашиваний баббита, риск глубины и шириной свыше 0,3 мм подшипник заменяют. Износ подшипников определяют по среднему значению зазора, который рассчитывают по результатам измерений в трех сечениях, в двух взаимно перпендикулярных плоскостях диаметров подшипников и шеек роторов, а значение его не должно превышать допустимое (0,14 мм).

Роторы. Они установлены в подшипниках скольжения и зафиксированы в блоке роторов радиально-упорными подшипниками. При дефектации роторов осматривают поверхности шеек, мест посадки разгрузочного поршня, радиально-упорного подшипника, колец сальника, шпоночного паза и резьбы, а также определяют износ шеек по диаметру и искажению геометрической формы. Мелкие риски и острые кромки удаляют шлифованием мелкозернистой наждачной бумагой. При наличии незначительной деформации поправляют шпоночную канавку и зачищают резьбу (на конце вала ротора). Ротор подлежит ремонту, если кольцевые риски на опорных шейках длиной более трети окружности, в количестве более трех, глубиной и шириной свыше 0,3 мм каждая, а средний диаметр шейки в любом сечении и эллипсность (или конусность) шейки больше предельно допустимых (соответственно 89,93 и 0,03 мм).

Разгрузочные поршни роторов и втулки поршня. Их техническое состояние проверяют, осматривая наружную поверхность поршня и внутреннюю поверхность втулки и измеряя диаметры поршня, втулки и расточки в блоке роторов для ведущего ротора в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Радиальные зазоры между разгрузочными поршнями ведущего ротора и расточкой в блоке, разгрузочным поршнем ведомого ротора и втулкой, рассчитанные как половина разности средних диаметров, не должны превышать: 0,267 мм для ведущего и 0,258 мм для ведомого ротора. При больших зазорах поршни и втулку заменяют.

Золотник и шпонка золотника. Эти детали могут иметь задиры, заусенцы, остаточную деформацию. Задиры и заусенцы устраняют шлифованием мелкозернистой наждачной бумагой. Ширину шпонки и шпоночного паза измеряют в трех равноудален-

ных точках с точностью не менее 0,005 мм и рассчитывают зазор как разность средних значений ширины паза и ширины шпонки. Зазор не должен превышать предельно допустимое значение (0,055 мм).

§ 14.18. РЕМОНТ НАСОСОВ, ТЕПЛООБМЕННЫХ И ЕМКОСТНЫХ АППАРАТОВ

Технологический процесс ремонта насосов и аппаратов близок по структуре к обобщенному.

Герметичные насосы. Герметичные горизонтальные центробежные насосы во взрывозащищенном исполнении (модель ЦГ) имеют высокий уровень долговечности, поэтому их работоспособное состояние в соответствии с НТД поддерживается проведением технического осмотра (раз в три месяца) и восстанавливается выполнением только текущего ремонта (раз в год). При текущем ремонте дополнительно к операциям технического осмотра выполняют разборку насоса, демонтируя корпус, рабочее колесо, подшипники, ротор, заднюю крышку, и дефектацию деталей. Визуально контролируют состояние деталей насоса, включая поверхности гильз ротора и статора. Измеряют износ фторопластовых опорных пят, графитовых втулок и вкладышей, который не должен превышать допустимые значения: толщина пята не менее 2,5 мм; радиальный зазор в подшипнике не более 0,35 мм. После сборки насоса проверяют ширину щелей разъемов, обеспечивающих взрывозащищенность, значения которых не должны превышать допуск. Собранный насос испытывают на прочность пробным давлением в течение 5 мин и сдают в эксплуатацию по акту.

Теплообменные и емкостные аппараты. Они подвержены действию коррозии, переменного давления, напряжения в материале: вентиляторы и мешалки теплообменных аппаратов изнашиваются; их теплопередающая поверхность может покрываться минеральными и органическими отложениями, ухудшающими теплообмен.

Текущий ремонт аппарата включает операции технического осмотра, а кроме того: вскрытие корпуса, очистку внутренних полостей аппарата; дефектацию протектора электрохимической защиты, запорной арматуры и предохранительного клапана, замену прокладок, сальниковой набивки.

Средний ремонт дополнительно к операциям текущего ремонта предусматривает: очистку теплопередающей поверхности от накипи, коррозии и пыли; проверку на герметичность межтрубного пространства кожухотрубных аппаратов; демонтаж открытых испарителей для очистки бака, испытания секций теплопередающих панелей (труб) и дефектации мешалки; замену теплоизоляционной ограждающей конструкции аппаратов и трубопроводов (прилегающих к аппарату).

Капитальный ремонт кроме операций среднего ремонта предусматривает в основном замены: теплопередающих труб, заглушенных ранее из-за появления в них течи или потерявших вследствие коррозии половину номинальной толщины стенки; запорной арматуры и предохранительных клапанов. Механизмы, входящие в состав теплообменных аппаратов, также требуют восстановительных работ.

Например, воздушный конденсатор (марки АВГ) содержит редуктор и вентилятор. Поэтому в состав технического осмотра конденсатора еще входят операции: смазка подшипников редуктора; измерение зазора между коллектором (диффузором) и вентилятором; проверка состояния жалюзи и его привода, прочности крепления заземляющих проводов; определение потребляемой электродвигателем мощности. При текущем ремонте дополнительно проверяют состояние зубчатого зацепления шестерен редуктора, затяжку ведущей шестерни, соосность валов редуктора и двигателя, а также заменяют масло. При среднем ремонте демонтируют колесо вентилятора и редуктор; редуктор разбирают и проводят дефектацию всех его деталей. При капитальном ремонте заменяют редуктор и секции теплопередающих труб, если они в неработоспособном состоянии. После ремонта аппарата проводят его техническое освидетельствование.

Характерными для аппаратов дефектами являются: износ сопряжений механизмов, коррозионное разрушение материала, пластическая деформация материала, усталостное разрушение стенок корпусных деталей и труб, ослабление затяжки крепежных деталей, увлажнение теплоизоляции и разрушение теплоизоляционной ограждающей конструкции. Корпусные детали (обечайка, трубная решетка, патрубок) могут иметь трещины, каверны точечной коррозии, риски на рабочей поверхности разъема. Небольшие трещины, свищи и глубокие каверны от точечной коррозии заваривают; небольшой глубины каверны заделывают эпоксидной смолой. Теплопередающие трубки могут иметь точечную и равномерную потерю материала вследствие коррозии, свищи из-за точечной коррозии и трещины. Толщину стенки труб контролируют с помощью радиоактивного, ультразвукового или электромагнитного толщиномера. При уменьшении толщины стенки в два раза ее заменяют. Небольшие трещины и свищи заваривают или запаивают твердым припоем. Течи в местах соединения труб с трубной решеткой устраняют подвальцовыванием или сваркой. Течи в отдельных трубах кожухотрубных аппаратов устраняют путем их глушения — установки с двух сторон конических металлических пробок с резьбой. Допускается глушение до 15 % трубок аппарата. Защитные покрытия, например эпоксидное на стальной трубной решетке маслоохладителя, частично разрушенное при замене трубок, восстанавливают после проверки замененных труб на герметичность. Увлажненные и поврежденные теплоизоляционные ограждающие конструкции заменяют.

Технологические трубопроводы. Их состояние проверяют периодически, но не реже одного раза в 4 года, в зависимости от условий эксплуатации, не целиком, а по участкам внутрицеховых и междцеховых линий. Время проведения приурочивают к плановому ремонту оборудования, которое связывается этими линиями трубопроводов. Проверка предусматривает: наружный и внутренний осмотр; измерение толщины стенки труб в местах, подверженных коррозии ультразвуковым толщиномером; проверку сварных швов методом неразрушающего контроля; проверку разъемных соединений. Проверяют также арматуру, подвески, опоры и другие элементы, имеющиеся на участке, тепловую изоляцию, антикоррозионную защиту и т. д. Для трубопроводов свойственны те же дефекты, что и для аппаратов.

Участки трубопровода со следами точечной коррозии или с толщиной стенки, составляющей половину от номинальной, вырезают и заменяют новыми. Небольшие трещины (длиной до 50 мм) и отдельные свищи устраняют сваркой или пайкой. Увлажненные и поврежденные теплоизоляционные ограждающие конструкции заменяют.

Запорная и регулирующая арматура. Ее техническое состояние проверяют на наличие: трещин в корпусе, деформаций штока и резьбы; рисок и забоин на поверхностях седла и конуса шпинделя; рисок и деформаций уплотнительного баббитового пояса; деформаций и надрывов резиновых и фторопластовых колец. Небольшие риски и забоины (не более 0,5 мм) удаляют в результате притирки с помощью абразивной пасты или шлифованием с последующей притиркой. При более глубоких повреждениях баббитовый пояс перезаливают, а затем подгоняют шабрением. Поврежденные резиновые и фторопластовые кольца заменяют. Шток, деформацию которого устранить не удается, заменяют. При сборке сальниковой арматуры заменяют прокладки и сальниковую набивку. Вентили после ремонта испытывают давлением на герметичность в соответствии с указаниями, содержащимися в НТД.

§ 14.19. РЕМОНТ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННЫХ ОГРАЖДАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ

Мероприятия технического обслуживания не могут исключить ухудшения свойств теплоизоляционных ограждающих конструкций холодильника. Поэтому при достижении предельно допустимого состояния возникает необходимость ремонта. Считается, что предельно допустимое состояние теплоизоляционных ограждающих конструкций наступает при уменьшении рекомендуемого значения их термического сопротивления на 30–50 % в зависимости от вида конструкции и условий эксплуатации.

Сложившаяся практика предусматривает проведение двух видов ремонта: текущего и капитального, различающихся только объемом восстановительных работ. При текущем ремонте восстанавли-

ливают не более 10 % от площади поверхности ограждения. Необходимость проведения ремонта и глубина восстановительных работ могут быть установлены в результате сопоставления возрастающих затрат на эксплуатацию холодильной установки, потери массы и качества хранящихся продуктов с затратами на ремонт ограждающей конструкции. Затраты на ремонт, видимо, должны как минимум компенсироваться сокращением затрат на эксплуатацию холодильной установки, потери массы и качества продуктов.

Проектное значение термического сопротивления изоляционной ограждающей конструкции можно восстановить, уменьшив влажность теплоизоляционного материала, добавив необходимое термическое сопротивление к имеющемуся и заменив увлажненный теплоизоляционный материал. На практике при ремонте теплоизоляционных ограждений традиционной конструкции, состоящей из несущего нагрузку, паро- (гидро-), газо-, теплоизоляционного и отделочных слоев, применяют два последних варианта. Дополнительное термическое сопротивление создают, накладывая теплоизоляционный слой на существующий слой конструкции как со стороны охлаждаемого помещения (с холодной стороны), так и с наружной (теплой) стороны.

Ремонт ограждающих конструкций путем замены теплоизоляционного материала является традиционным. Перед ремонтом охлаждаемые помещения, ограждения которых подлежат ремонту, исключают из режима охлаждения, при необходимости демонтируют охлаждающие приборы. Удаляют последовательно облицовочный, теплоизоляционный и пароизоляционный слои ограждающей конструкции. Помещения прогревают до температуры не ниже 10 °С, чтобы влага не конденсировалась на поверхности.

При замене тепловой изоляции восстанавливают и пароизоляционный слой конструкции. Изолируемые поверхности очищают, размечают и делают отверстия для установки анкерных болтов, которыми крепят брусья несущего каркаса, заделывают трещины, выравнивают цементным раствором. Анкерные болты закрепляют с помощью цементного раствора или деревянных пробок. На подготовленную поверхность наносят пароизоляционный слой, качество которого проверяет комиссия и удостоверяет актом. Затем выполняют теплоизоляционный слой. Монтируют и закрепляют деревянные брусья несущего каркаса. Если теплоизоляция выполняется из плиточного материала, то первый слой плит приклеивают сплошным слоем битума (БН-IV) или клея (БФ-4), а второй и последующие слои — не сплошным, а в виде клеевых полос или точек, чтобы не создавать непрерывную пароизоляцию внутри конструкции. Плиты теплоизоляционного материала закладывают между брусьями каркаса, прижимают к поверхности стен временными рейками приблизительно на 30 мин для склеивания. Все стыки между теплоизоляционными плитами заполняют отходами плит и промазывают битумом или клеем. Отделочный слой 7 (асбоцементные, алюминиевые листы) поджимает теплоизоляционный слой 4 и крепится к рейкам каркаса 5 шурупами 8 (см. рис. 3.16, а).

Создание теплоизоляционного слоя из заливочного или напыляемого материала (полиуретана) позволяет получить непрерывный слой с меньшими затратами труда и хорошей адгезией к сухой поверхности стены. Так, теплоизоляционный слой из заливочного материала формируется с помощью легкой опалубки (например, из алюминиевых листов), которая крепится к стене анкерами из проволоки и в последующем является облицовочным слоем. В опалубку заливают вспенивающуюся композицию, и после получения теплоизоляционного слоя опалубка наращивается путем установки таких же алюминиевых листов. При изготовлении теплоизоляции напылением (из полиуретана) требуемая толщина создается послойным напылением композиции с помощью пеногенератора. За один проход получается слой пены (изоляции) толщиной 20–40 мм, а последующий слой можно наносить через 2 мин. Поверхность последнего еще не затвердевшего слоя пены выравнивают и устанавливают отделочный слой. Напылением можно создавать теплоизоляционный слой на поверхности любой конфигурации, но при напылении требуется большое количество дорогих веществ. Конечно, выполнение ремонта традиционным способом позволяет восстанавливать первоначальные характеристики теплоизоляционных конструкций, но вследствие большой трудоемкости ремонта холодильник или часть его камер не используется в течение нескольких месяцев.

Ремонт теплоизоляционных ограждающих конструкций путем установки дополнительного теплоизоляционного слоя на существующей конструкции с внутренней стороны предполагает одновременный или последовательный вывод охлаждаемых помещений из работы, но в отличие от рассмотренного выше он менее трудоемок и требует меньшего расхода теплоизоляционного материала. Материал дополнительного теплоизоляционного слоя должен иметь большее паропроницание, чем материал основного слоя. А существующая конструкция должна иметь непрерывный пароизоляционный слой с сопротивлением паропроницанию не меньше проектного значения. Ремонт, заключающийся в установке дополнительного теплоизоляционного слоя на наружной поверхности стен фасадов, позволяет: восстановить теплозащитные свойства ограждающих конструкций без приращения работы ремонтируемых помещений; использовать теплозащитные свойства существующей конструкции и тем самым сократить затраты средств; увеличить долговечность холодильника вследствие улучшения условий работы охлаждающих и несущих конструкций здания; улучшить архитектурное оформление фасадов здания.

Перед ремонтом исследуют техническое состояние восстанавливаемых конструкций и определяют толщину дополнительного слоя теплоизоляции. Ремонтируемые ограждающие конструкции не должны иметь дефектов, связанных с деформацией, усадкой или вспучиванием грунта, а несущие конструкции здания холодильника должны находиться в работоспособном состоянии и иметь несущую спо-

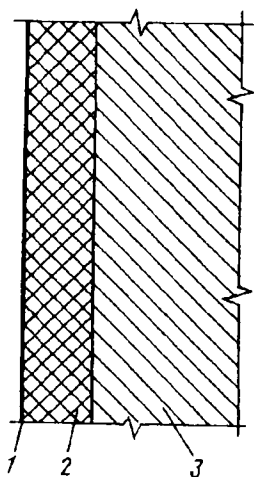


Рис. 14.16. Теплоизоляционная ограждающая конструкция с дополнительным теплоизоляционным слоем с внешней стороны:

1 — опалубка; 2 — теплоизоляционная стена; 3 — несущий слой

способность, допускающую нагрузку от дополнительных теплоизоляционного и отделочного слоев. Толщину дополнительного слоя теплоизоляции находят, учитывая нормативное R_n и фактическое R_{ϕ} . Термические сопротивления конструкции в зависимости от теплопроводности наносимого материала λ_d

$$\delta_d = \lambda_d (R_n - R_{\phi}).$$

Отделочный (внешний) слой должен: защищать теплоизоляцию от механического повреждения, атмосферных осадков; быть непрерывным пароизоляционным слоем с сопротивлением паропрооницанию, равным нормативному значению; иметь небольшой коэффициент поглощения солнечной радиации и приемлемый архитектурно-декоративный вид. Технология создания дополнительного теплоизоляционного слоя может быть различной — с использованием плиточных, заливочных, напыляемых материалов, а также панелей типа сэндвич. Наиболее технологичным в производстве является использование заливочного материала.

Одним из возможных вариантов ремонта является следующий. Вдоль фасада холодильника устанавливают опалубку (стенку) из листового металла высотой 1 м, длиной до 15 м. Опалубку закрепляют с помощью оснастки или анкерных болтов на стене, так как при вспенивании композиции на опалубку воздействует давление 0,15 МПа. В опалубку заливают композицию, получают монолитный теплоизоляционный слой 2, прочно соединенный со стеной 3 и опалубкой 1, которая является пароизоляцией, защитным и облицовочным слоем (рис. 14.16). Затем, последовательно передвигая опалубку, создают паро- и теплоизоляционный слой. Иногда для экономии дорогого заливочного материала (полиуретана) в опалубку закладывают плиты из относительно дешевого материала (пенополистирола), занимающего приблизительно 30 % вместимости. В этом случае добавочный слой должен быть закреплен анкерными болтами, но монолитной конструкции не получается, что ухудшает теплозащитные свойства ограждения. Использование панелей дает некоторые преимущества: сокращаются объем работ и расход дорогого заливочного материала; не требуется специальная оснастка. Однако конструкция получается немонолитная и конвективное движение воздуха в щелях уменьшает термическое сопротивление дополнительного слоя на значение, зависящее от режима движения воздуха, в среднем в 1,7 раза больше расчетного значения.

§ 14.20. РЕМОНТ ТОРГОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Холодильное и торговое холодильное оборудование малых холодильных установок, как и больших, поддерживают в работоспособном состоянии и восстанавливают их работоспособность на основе системы ППР, включающей технический осмотр и ремонты. Технический осмотр и ремонты проводит персонал специализированного предприятия (комбината холодильного оборудования). Осмотр и текущий ремонт оборудования выполняют на месте его эксплуатации, средний и капитальные ремонты — на специализированном предприятии. При текущем ремонте кроме операций технического осмотра выполняют следующие. Демонтируют электродвигатель салыникового компрессора или вентилятора воздушного конденсатора бессалыникового либо герметичного компрессора. Теплопередающую поверхность конденсатора промывают. Подшипники очищают и заменяют смазочный материал электродвигателя. У салыникового компрессора заменяют приводные ремни, если они растянулись или расслоились. Проверяют работоспособность электропускковой аппаратуры, очищая контакты от нагара, регулируя сопряжения и заменяя дефектные детали. Проверяют герметичность дверей охлаждаемых секций торгового холодильного оборудования, регулируя запорные устройства и заменяя дефектные детали.

При отказах, которые невозможно устранить на месте эксплуатации, отказавший объект демонтируют и направляют для ремонта на специализированное предприятие. Объект принимают в ремонтном цехе и выдают владельцу восстановленный аналогичный агрегат из обменного фонда. Отказавший объект проходит полный технологический цикл ремонтных операций на специализированных участках предприятия. При среднем ремонте компрессорного агрегата (или машины) производят следующее. Агрегат (машину) демонтируют на блоки, которые разбирают, промывают, очищают для дефектации узлов и деталей. Заменяют прокладки, пластины и пружины клапанов, а также другие детали (поршневой палец, втулку верхней головки шатуна, салыник, шатунные болты и т. д.), имеющие дефекты. Восстанавливают при необходимости блок-картер, цилиндры, коленчатый вал, клапанную доску, а также запорные вентили, конденсатор, ресивер, испаритель, теплообменник.

При капитальном ремонте компрессорного агрегата кроме операций среднего ремонта входят следующие. Заменяют гильзы цилиндров, поршни, клапанные плиты в сборе или их детали, салыник в сборе или его детали, подшипники. Восстанавливают блок-картер, коленчатый вал, конденсатор, ресивер, испаритель, теплообменник. Собранный компрессор обкатывают вхолостую и под нагрузкой на стенде. Восстановленные арматура, теплообменные и емкостные аппараты испытывают давлением на прочность и герметичность. Собранный компрессорный агрегат обкатывают под нагрузкой на хладагенте, проверяют на герметичность, настраивают приборы автоматической защиты. Работоспособный агрегат окрашивают и направляют на склад обменного фонда.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1. Термическое сопротивление наружных стен

Среднегодовая температура наружного воздуха $t_{cr}, ^\circ\text{C}$	Требуемое полное термическое сопротивление наружных стен R ($\text{м}^2 \cdot \text{К/Вт}$) при $t_{\text{пм}}, ^\circ\text{C}$						
	- 30	- 20	- 10	- 5	0	5	12
$t_{cr} \leq -2$	4,8	3,9	3,1	2,6	2,4	2,1	1,9
$-2 > t_{cr} > 7$	5,1	4,3	3,6	2,8	2,4	2,1	1,9
$t_{cr} \geq 7$	5,4	4,8	4,3	3,7	3,3	2,8	2,2

Приложение 2. Полное термическое сопротивление покрытий над охлаждаемыми помещениями

Среднегодовая температура наружного воздуха $t_{cr}, ^\circ\text{C}$	Требуемое полное термическое сопротивление покрытий над охлаждаемыми помещениями R ($\text{м}^2 \cdot \text{К/Вт}$) при $t_{\text{пм}}, ^\circ\text{C}$						
	- 30	- 20	- 10	- 5	0	5	12
$t_{cr} \leq -2$	5,1	4,1	3,3	2,8	2,8	2,6	2,3
$-2 > t_{cr} > 7$	5,4	4,6	3,7	3,3	2,8	2,6	2,3
$t_{cr} \geq 7$	5,8	5,1	4,3	3,9	3,4	3,0	2,7

Приложение 3. Термическое сопротивление внутренних ограждений

Температура воздуха в более теплом помещении, $^\circ\text{C}$	Требуемое полное термическое сопротивление внутренних стен, перегородок и междуэтажных перекрытий охлаждаемых помещений R ($\text{м}^2 \cdot \text{К/Вт}$) при температуре воздуха в более холодном помещении $t_{\text{пм}}, ^\circ\text{C}$						
	- 30	- 20	- 10	- 5	0	5	12
- 30	1,7						
- 20	2,2	1,7					
- 10	3,4	2,7	1,7				
- 5	4,0	3,3	2,2	1,7			
0	4,3	3,6	2,7	2,2	1,7		
5	4,6	4,0	3,2	2,7	2,2	1,7	
10	4,8	4,5	3,7	3,2	2,7	2,2	1,7
20	5,2	5,0	4,3	3,6	3,2	2,7	2,2

Приложение 4. Полное термическое сопротивление внутренних стен и перегородок, отделяющих охлаждаемые помещения от неохлаждаемых и неотапливаемых

Температура воздуха в охлаждаемом помещении $t_{\text{пм}}, ^\circ\text{C}$	$R, \text{м}^2 \cdot \text{К/Вт}$
- 30	5,1
- 20	4,3
- 10	3,6
0	2,4
12	1,9

Приложение 5. Значения плотности теплового потока и условного термического сопротивления для неизолированного пола

Зона	Средняя плотность теплового потока q , Вт/м^2	Условное термическое сопротивление $R_{\text{усл}}, \text{м}^2 \cdot \text{К/Вт}$	Условный коэффициент теплопередачи $k_{\text{усл}}, \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$
1	23,3	2,14	0,47
2	11,7	4,29	0,23
3	5,8	8,62	0,12
4	3,5	11,30	0,07

Приложение 6. Полное термическое сопротивление полов на обогреваемых грунтах

Температура воздуха в охлаждаемом помещении $t_{пм}$, °С	Требуемое полное термическое сопротивление R , м ² ·К/Вт
- 1	2,8
- 10	3,8
- 20	5,5
- 30	6,5

Приложение 7. Полное термическое сопротивление перекрытий над проветриваемым подпольем

Среднегодовая температура наружного воздуха $t_{ср}$, °С	Требуемое полное термическое сопротивление перекрытия над проветриваемым подпольем R (м ² ·К/Вт) при температуре воздуха в охлаждаемом помещении $t_{пм}$, °С				
	- 30	- 20	- 10	- 5	0 и ненормируемая
$t_{ср} \leq 3$	4,8	3,9	3,1	2,6	2,4
$3 < t_{ср} < 9$	5,1	4,3	3,6	2,8	2,6
$t_{ср} \geq 9$	5,4	4,8	4,3	3,7	3,0

Приложение 8. Перепад температур на внутренней поверхности ограждения

Хранимый продукт	Нормативный перепад температур Δt (К) для	
	наружных стен	покрытий и чердачного перекрытия
Картофель	2,0	1,8
Корнеплоды и бахчевые культуры	2,0	1,8
Лук	2,6	2,3
Яблоки	2,0	1,8
Виноград	1,5	1,4
Другие продукты с $t_{пм} = -4$ °С и выше	2,0	1,8

Приложение 9. Полное сопротивление паропрооницанию наружных ограждений

Расчетная влажность наружного воздуха $\varphi_{в,р}$, гПа	Требуемое сопротивление паропрооницанию пароизоляции H (м ² ·ч·Па/мг) при $t_{пм}$, °С	
	- 10 и ниже	от -9 до 1
До 14	6,6	2,7
От 14 до 18	9,3	4,6
Свыше 18	13,3	6,6

Приложение 10. Полное сопротивление паропрооницанию внутренних стен, перегородок и перекрытий

Температура воздуха в более теплом помещении	Требуемое сопротивление паропрооницанию H (м ² ·ч·Па/мг) при температуре воздуха в более холодном помещении, °С			
	- 30	- 20	- 10	0
- 30	—	—	—	—
- 20	1,3	—	—	—
- 10	2,0	1,3	—	—
0	2,7	2,0	1,3	—
12	2,7	2,7	2,0	1,0

**Приложение 11. Полное сопротивление паропрооницанию
обогреваемых полов**

Температура воздуха в охлаждаемом помещении $t_{\text{пв}}, ^\circ\text{C}$	Требуемое сопротивление паропрооницанию H ($\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{Па}/\text{мг}$) полов на обогреваемых грунтах
- 30	10,0
- 20	5,3
- 10	4,0
- 4	4,0

**Приложение 12. Избыточная разность температур
для наружных стен**

Стена	Δt_c при ориентировке по странам света									
	Ю			ЮВ	ЮЗ	В	З	СВ	СЗ	С
	и географическим широтам									
	40	50	60	от 40 до 60						
Бетонная	5,9	8,0	9	8,8	10,0	9,8	11	5,1	5,6	0
Кирпичная	6,6	9,1	11	9,9	11,8	11,0	13	5,8	6,3	0
Побеленная или со светлой штукатуркой	3,6	4,9	6,0	5,4	6,1	6,0	7,2	3,2	3,5	0
С окраской в темные тона	5,1	7,1	8,5	7,7	8,8	8,5	10,2	4,5	4,9	0
Облицованная белыми глазурованными плитками	2,3	3,2	3,9	3,5	4,0	3,9	4,7	2,0	2,2	0

**Приложение 13. Удельное количество теплоты,
выделяемое фруктами и овощами при дыхании**

Фрукты, овощи	Тепловыделения при дыхании (Вт/т) при $t_{\text{пр}}, ^\circ\text{C}$					
	0	2	5	10	15	20
Абрикосы	17,5	26,7	50,0	102,3	154,7	198,9
Вишня	22,1	34,9	53,5	107,0	183,8	241,9
Земляника	53,5	62,8	91,9	174,5	241,9	300,1
Малина	91,9	116,3	165,1	290,8	581,5	726,9
Смородина	32,6	53,5	70,9	179,1	348,9	557,1
черная						
Груши ранние	19,8	26,7	46,5	62,8	160,5	278,0
Яблоки ранние	18,6	20,9	31,4	60,5	9169,0	121,0
Сливы	20,9	34,9	65,1	125,6	183,8	232,6
Лук	19,8	20,9	25,6	33,7	43,0	58,2
Капуста	32,6	36,1	51,2	77,9	121,0	194,2
белокачанная						
Картофель	19,8	22,1	24,4	25,6	36,1	44,2
Морковь	27,9	33,7	38,4	44,2	96,5	134,9
Свекла	19,8	27,9	33,7	60,5	116,3	212,8
Томат	17,4	19,8	26,7	40,7	87,2	102,3
Шампиньоны	121,0	136,1	159,3	251,2	483,8	636,2

Приложение 14. Значения коэффициента A

Местное сопротивление	A	Местное сопротивление	A
Проходной вентиль, открытый	390	Отвод 45°, $R/d_{\text{нн}} = 1,0$	12
Проходной вентиль, наполовину открытый	4700	Отвод 45°, $R/d_{\text{нн}} = 2,5$	6
Угловой вентиль	195	Отвод 180° (калач), $R/d_{\text{нн}} = 0,5$	54
Задвижка открытая	15	Отвод 180°, $R/d_{\text{нн}} = 1,0$	25
Задвижка, наполовину открытая	180	Отвод 180°, $R/d_{\text{нн}} = 2,5$	12,5
Обратный клапан	165	Выход из сосуда:	
Проходной кран	20	в трубу с выступающей кромкой	52
Трехходовой кран на проходе	50	в трубу заподлицо со стенкой	33
Трехходовой кран на повороте	160	в трубу с закруглением	16
Тройник на проходе	20	Внезапное расширение:	
Тройник на разветвлении	65	$d_1 : d_2 = 1 : 4$	32
Тройник на проходе с уменьшением сечения наполовину	35	$d_1 : d_2 = 1 : 2$	16
	40	$d_1 : d_2 = 3 : 4$	10
Отвод 90° (угольник) $R/d_{\text{нн}} = 0,5$		Внезапное сужение,	
Отвод 90°, $R/d_{\text{нн}} = 1,0$	18	$d_2 : d_1 = 1 : 4$	15
Отвод 90°, $R/d_{\text{нн}} = 2,5$	9	$d_2 : d_1 = 1 : 2$	12
Отвод 45°, $R/d_{\text{нн}} = 0,5$	26	$d_2 : d_1 = 3 : 4$	7

Приложение 15. Свойства хладагентов

Характеристика	Хлорид кальция*	Пропиленгликоль**	Этиленгликоль***	R717	Изопентан
Нормальная температура кипения, °С	110	197,5	189	-33,4	27,9
Температура замерзания, °С	-55	-50	-73	-78	-159,9
Плотность, кг/м³	1315	1078,3	1170	690	677,4
Удельная теплоемкость, кДж/(кг·К)	3,13	2,39	2,75	4,23	2,02
Теплопроводность, Вт/(м·К)	0,475	0,301	0,313	0,57	0,129
Объемная теплоемкость****, кДж/(м³·К)	4110	2570	3225	2920	1370
Динамическая вязкость · 10⁴, Па·с	33,5	—	29	0,28	0,5
Относительная мощность насоса	1	—	1,70	0,57	1,37
Коррозионная активность	Средняя	Нет	Слабая	Нет	Нет
Ядовитость	Нет	Слабая	Слабая	Сильная	Нет

* При массовой доле 29,9%.

** При объемной доле 60%.

*** При объемной доле 67%.

**** При температуре -40 °С.

Приложение 16. Физико-химические свойства масел

Марка масла	Тип мас-ла	Показатели						
		ν_m (мм ² /с) при t_m		t_s , °C	$t_{тек}$, °C	$t_{кон}$, °C	ρ_m при 20 °C, кг/м ³	Кислотное число, мг КОН на 1 г
		40 °C	50 °C					
XA30	M	45	30	-38	-35	185	879	0,07
XC40	CV	60	40	-48	-42	240	845	0,01
XΦ12-16	M	26	18	-40	-32	160	874	0,03
XΦ22с-16	C	24	18	-58	-54	225	994	0,35
ПФГОС-4	CK	65	34	-60	-55	210	1050	0,05
132-244	CK	38	31	-90	—	200	958	0,02
Clavus 46	M	46	28	-39	-36	195	891	0,04
Zerice S46	CA	48	31	-40	-36	172	864	0,04
Arctic SHC 226	CV	62	45	-55	-54	245	832	—
EAL Arctic 32	CΦ	45	24	-40	-30	182	888	0,05
Zephron 150	CA	40	22	-48	-45	177	872	0,01
Fluisil S 55 K	CK	72	53	-85	-78	160	1010	нет
Triton SEZ32	CΦ	32	—	—	-54	245	973	0,05
Icematic SW32	CΦ	32	—	—	-65	245	981	0,05

П р и м е ч а н и е. М — минеральное масло; CK — синтетическое кремнийорганическое; CA — синтетическое алкилбензоловое; CV — синтетическое углеводородное; CΦ — синтетическое полиэфирное.

Приложение 17. Области применения масел

Марка масла	t_o , °C	Тип компрессора	Хладагент	Масла-заменители
XA30	-65 20...-40	П, В П, В	R717 RC318, R142, R12, R22	Arctic SHC 226, Clavus 46, Energol LPT 46, Zerice S46
XC40	20...0 -40	У У	RC318, R142, R12, R22 R12, R22, R502 R290, R717	Clavus 68, Zerice S68 Arctic 300, Zerice S46
XΦ12-16	-70 20...0	У П, ПВ, ПГ	R12, R22, R502 R12, R142, RC318	Clavus 32, Zerice S32
XΦ22c-16	20...0 -40...-70	П, ПВ П, ПВ	RC318, R142, R22 R290, R22, R502	Zephron 150, Zerice S46
ПФГОС-4	-40...-70 -70...-100	П, ПВ, В П, ПВ, ПГ, В	R12, R22, R502 R13, R14, R503, R1150	Fluisil S 55K, Zerice S46, Zerice S100
132-244	-40...-100	П, ПВ, ПГ, В, ВВ	R12, R22, R502, R290, R13, R14, R503, R1150	Fluisil S 55K, KMH, Zephron 150, Zerice S46, XK 57

П р и м е ч а н и е. П — поршневой сальниковый компрессор; ПВ — поршневой бессальниковый; ПГ — поршневой герметичный; В — винтовой сальниковый; ВВ — винтовой бессальниковый; У — все типы компрессоров.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Быков А. В., Калнинь И. М., Крузе А. С. Холодильные машины и тепловые насосы. — М.: Агропромиздат, 1988. — 288 с.
2. ГОСТ 4.1119–84. Установки холодильные холодопроизводительностью свыше 2,9 кВт. Номенклатура основных показателей. — М.: Издательство стандартов, 1987. — 8 с.
3. ГОСТ 4.201–79. Строительство. Материалы и изделия теплоизоляционные. Номенклатура показателей. — М.: Издательство стандартов, 1989. — 9 с.
4. ГОСТ 4.203–79. Материалы рулонные кровельные и гидроизоляционные. Номенклатура показателей. — М.: Издательство стандартов, 1992. — 5 с.
5. ГОСТ 4.222–83. Мастики кровельные и гидроизоляционные. Номенклатура показателей. — М.: Издательство стандартов, 1992. — 5 с.
6. ГОСТ 27.002–89. Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения. — М.: Издательство стандартов, 1990. — 37 с.
7. ГОСТ 28.001–83. Система технического обслуживания и ремонта техники. Основные положения. — М.: Издательство стандартов, 1989. — 2 с.
8. ГОСТ 16381–77. Материалы и изделия строительные теплоизоляционные. Классификация и общие технические требования. — М.: Издательство стандартов, 1992. — 5 с.
9. ГОСТ 18322–78. Система технического обслуживания и ремонта техники. Термины и определения. — М.: Издательство стандартов, 1991. — 15 с.
10. ГОСТ 20911–89. Техническая диагностика. Термины и определения. — М.: Издательство стандартов, 1990. — 13 с.
11. ГОСТ 25866–83. Эксплуатация техники. Термины и определения. — М.: Издательство стандартов, 1983. — 5 с.
12. Зеликовский И. Х., Каплан Л. Г. Малые холодильные машины и установки: Справочник. — М.: Агропромиздат, 1989. — 672 с.
13. Курылев Е. С., Герасимов Н. А. Холодильные установки. — Л.: Машиностроение, 1980. — 622 с.
14. Пименова Т. Ф. Производство и применение сухого льда, жидкого и газообразного диоксида углерода. — М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. — 208 с.
15. Правила устройства и безопасной эксплуатации аммиачных холодильных установок. — М.: НПО «Агрохолодпром», 1991. — 238 с.
16. Применение холода в пищевой промышленности. Справочник / Под ред. А. В. Быкова. — М.: Пищевая промышленность, 1979. — 272 с.
17. Проектирование холодильных сооружений. Справочник / Под ред. А. В. Быкова. — М.: Пищевая промышленность, 1987. — 356 с.
18. Различные области применения холода / Под ред. А. В. Быкова. — М.: Агропромиздат, 1985. — 272 с.
19. СНиП 2.11.02–87. Холодильники. — М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1987. — 8 с.
20. СНиП 542–81. Инструкция по проектированию тепловой изоляции оборудования и трубопроводов промышленных предприятий. — М.: Стройиздат, 1983. — 72 с.
21. Теплообменные аппараты, приборы автоматизации и испытания холодильных машин / Под ред. А. В. Быкова. — М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984. — 284 с.
22. Холодильные компрессоры / А. В. Быков, Э. М. Бежанов, И. М. Калнинь и др.; под ред. А. В. Быкова. — М.: Колос, 1992. — 304 с.
23. Холодильная техника / В. Ф. Лебедев, И. Г. Чумаков, Г. Д. Аверин и др.; под ред. В. Ф. Лебедева. — М.: Агропромиздат, 1986. — 335 с.
24. Эксплуатация холодильников. Справочник / Под ред. А. В. Быкова. — М.: Пищевая промышленность, 1977. — 208 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
Глава 1. Холодильные предприятия	8
1.1. Типы холодильников и их особенности	—
1.2. Установление температуры и влажности воздуха в охлаждаемых помещениях	14
Глава 2. Планировка холодильных предприятий	27
2.1. Общие положения проектирования промышленных предприятий	—
2.2. Схема технологического процесса и грузооборот холодильного предприятия как основные документы для разработки проекта	28
2.3. Определение основных размеров помещений холодильника	33
2.4. Требования, предъявляемые к планировке холодильных предприятий и пути выполнения этих требований	39
Глава 3. Изоляция охлаждаемых помещений	55
3.1. Назначение изоляции охлаждаемых помещений	—
3.2. Свойства теплоизоляционных материалов	58
3.3. Свойства паро- и гидроизоляционных материалов	69
3.4. Увлажнение материалов в ограждениях холодильных сооружений и борьба с этим явлением	73
3.5. Понятие о теплоустойчивости ограждений	84
3.6. Теплоизоляционные конструкции ограждений	88
3.7. Расчет теплопритоков через изолированные ограждения при наличии в них тепловых мостиков	101
3.8. Некоторые вопросы производства изоляционных работ и эксплуатации изолированных ограждений	110
Глава 4. Расчет теплопритоков в охлаждаемые помещения	112
4.1. Основные понятия	—
4.2. Теплоприток от окружающего воздуха через ограждения охлаждаемых помещений	116
4.3. Теплоприток от продуктов (грузов) при их холодильной обработке	130
4.4. Теплоприток с наружным воздухом при вентиляции помещений	134
4.5. Эксплуатационные теплопритоки от различных источников	135
4.6. Итоговые данные расчета теплопритоков	138
Глава 5. Способы охлаждения помещений	145
5.1. Области применения различных способов охлаждения	—
5.2. Системы батарейного охлаждения помещений	151
5.3. Системы воздушного охлаждения помещений	159
Глава 6. Схемы холодильных установок	174
6.1. Требования, предъявляемые к схемам холодильных установок	—
6.2. Схемы узлов оборудования, размещаемого в машинном отделении	—
6.3. Схемы узла подачи хладагента в испарительную систему	189
6.4. Определение диаметра трубопроводов и необходимой вместимости ресиверов	214
6.5. Схемы трубопроводов для жидких хладоносителей	228
Глава 7. Влияние примесей к хладагенту на работу холодильной установки	246
7.1. Влияние смазочного масла	—
7.2. Влияние воды	263

7.3. Влияние воздуха	267
7.4. Влияние механических загрязнений	276
Глава 8. Отвод теплоты к окружающей среде	279
8.1. Способы отвода теплоты	—
8.2. Основы процесса испарительного охлаждения воды	285
8.3. Типы охладителей воды	288
8.4. Тепловой расчет охладителей воды	293
8.5. Использование теплоты конденсации хладагента и естественного холода	297
Глава 9. Подбор оборудования и его размещение	302
9.1. Подбор холодильных агрегатов (машин) и оборудования	—
9.2. Проектирование машинных отделений	311
9.3. Проектирование технологических трубопроводов	319
9.4. Размещение оборудования при децентрализованном хладоснабжении	323
Глава 10. Производство и применение водного льда и диоксида углерода	327
10.1. Теплофизические свойства водного льда	—
10.2. Заготовка и хранение льда	328
10.3. Ледники	330
10.4. Лёдосоляное охлаждение	331
10.5. Ледяной склад Крылова	340
10.6. Производство искусственного водного льда	344
10.7. Теплофизические свойства диоксида углерода	355
10.8. Производство диоксида углерода	356
10.9. Применение диоксида углерода	361
Глава 11. Малые холодильные установки	364
11.1. Бытовые холодильники и морозильники	—
11.2. Холодильные установки торговых предприятий	382
11.3. Низкотемпературные холодильные установки испытательных камер	389
Глава 12. Холодильный транспорт	400
12.1. Железнодорожный холодильный транспорт	401
12.2. Автомобильный холодильный транспорт	408
12.3. Холодильные контейнеры	415
12.4. Воздушный холодильный транспорт	420
12.5. Водный холодильный транспорт	422
Глава 13. Монтаж холодильных установок	430
13.1. Общие положения	—
13.2. Подготовка к производству монтажных работ	431
13.3. Монтаж оборудования	432
13.4. Комплексное испытание и сдача в эксплуатацию	455
13.5. Особенности монтажа торговых холодильных установок	463
Глава 14. Эксплуатация холодильных установок	469
14.1. Основные положения	—
14.2. Надежность холодильных установок	470
14.3. Организация работы	473
14.4. Использование холодильной установки по назначению	478
14.5. Управление работой холодильной установки	489
14.6. Основные положения технического обслуживания	496
14.7. Техническая диагностика	500
14.8. Техническое обслуживание холодильного оборудования	502
14.9. Основные операции технического обслуживания	510
14.10. Техническое обслуживание теплоизоляционных ограждающих конструкций	532

14.11. Техническое обслуживание торговых холодильных установок ..	534
14.12. Основные положения ремонта	535
14.13. Закономерности изменения технического состояния	537
14.14. Система технического обслуживания и ремонта	540
14.15. Организация ремонта	549
14.16. Основы технологии ремонта оборудования	551
14.17. Ремонт компрессорных агрегатов	554
14.18. Ремонт насосов, теплообменных и емкостных аппаратов	561
14.19. Ремонт теплоизоляционных ограждающих конструкций	563
14.20. Ремонт торговых холодильных установок	567
Приложения	568
Список литературы	572