на всех поверхностях трения. При этом не требуется охлаждения водяной рубашкой. Масло обычно охлаждается в маслоохладителе непосредственного охлаждения, хотя иногда применяют водогликолевые маслоохладители совместно с испарительными конденсаторами. Другим способом охлаждения компрессора является впрыск жидкого хладагента в цилиндр вблизи нагнетательного отверстия.

Производительность ротационного компрессора непосредственно зависит от частоты вращения вала. Регулирование производительности чаще всего осуществляется перепуском части пара низкого давления при самой низкой степени сжатия посредством байпасирования из полости между пластинами во всасывающий трубопровод.

ВИНТОВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Винтовой компрессор — это компрессор с внутренней конструктивной степенью сжатия. В нем сжатие пара хладагента осуществляется при зацеплении двух роторов в цилиндре, имеющем всасывающее и нагнетательное окна (рис. 18-19). Ведущий ротор является обычно приводным, по длине

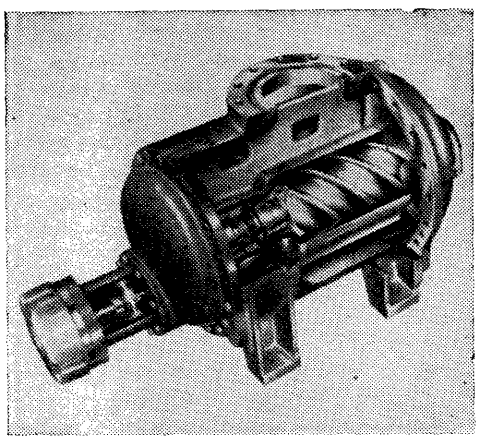


Рис. 18-19. Общий вид винтового компрессора

которого имеются выступы (обычно четыре). Они входят в зацепление с соответствующими впадинами (обычно их шесть) на ведомом роторе (рис. 18-20). При повороте роторов пар хладагента поступает через всасывающее окно и заполняет полость между выступом на ведущем роторе и впадиной на ведомом роторе. При дальнейшем вращении роторов пар запирается в полости между выступом и впадиной. Пар в этой полости движется в осевом и радиальном направлениях и сжимается за счет уменьшения замкнутого объема полости. Сжатие пара продолжается до тех пор, пока полость между выступом и впадиной не достигнет нагнетательного окна в цилиндре (рис. 18-21).

Из предыдущего очевидно, что винтовой компрессор — это компрессор с фиксированным отношением объемов, которое определяется внутренней конструкцией компрессора. Ранее указывалось, что машины с фиксированным отношением объемов работают наиболее эффективно (без избыточного или недостаточного сжатия). Изготовляют винтовые компрессоры с несколькими стандартизированными внутренними степенями сжатия. Для конкретного режима работы можно выбрать компрессор с таким внутренним отношением объемов, при котором потребляемая мощность минимальна.

Производительность компрессора регулируют посредством золотника, который расположен в корпусе компрессора под роторами и приводится в действие поршнем, размещенным в гидравлическом цилиндре (рис. 18-22). Поршень перемещается под действием масла, подаваемого масляным насосом, по одну или другую сторону поршня, в результате чего золотник перемещается. При этом осуществляются внутренняя рециркуляция пара и плавное бесступенчатое снижение производительности (в соответствии с потребностями системы) до 10% от расчетной с пропорциональным уменьшением по-

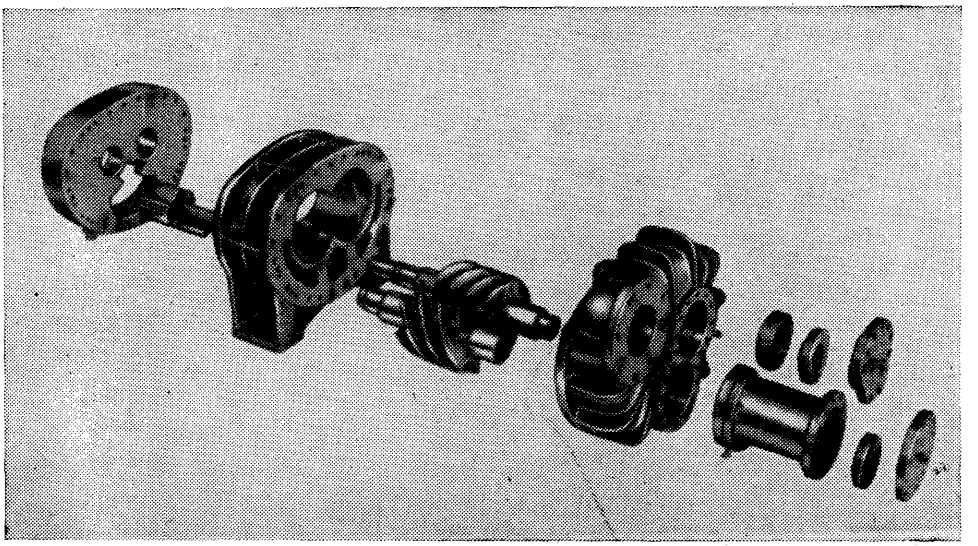


Рис. 18-20. Части винтового компрессора

требляемой мощности. Золотник обеспечивает также разгруженный пуск компрессора.

Система смазки состоит из внешнего масляного насоса, маслоотделителя, маслоохладителя, фильтров и предохранительного клапана. Холодильные винтовые компрессоры начали применяться в 60-х годах, когда был разработан способ впрыска масла в компрессор для поглощения теплоты сжатия. Как и в некоторых ротационных пластинчатых компрессорах, впрыск масла обеспечивает внутреннее охлаждение и предотвращает перегрев компрессора, причем масло уплотняет рабочие зазоры между роторами. Внутреннее охлаждение маслом поддерживает температуру нагнетания ниже 100°С независимо от степени сжатия. Поэтому винтовые компрессоры могут работать при степенях сжатия 25, в результате чего в низкотемпературных установках, в которых раньше применялось многоступенчатое сжатие, становится практичным использование одноступенчатого сжатия.

Крайне необходимо применять в агрегате эффективный маслоотделитель, так как относительно большое

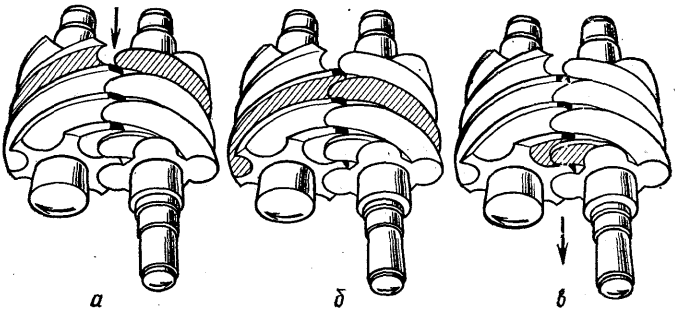
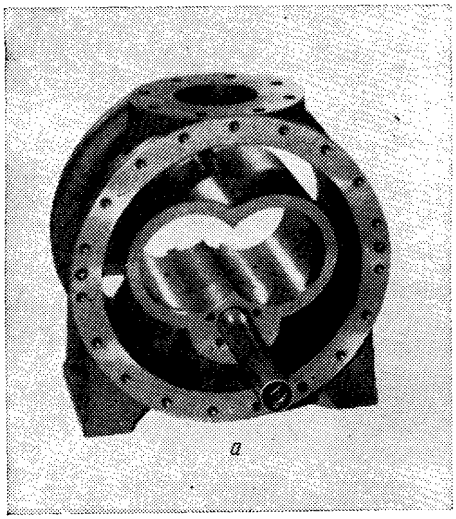


Рис. 18-21. Фазы движения пара хладагента в винтовом компрессоре:
а — всасывание; *б* — сжатие; *в* — нагнетание



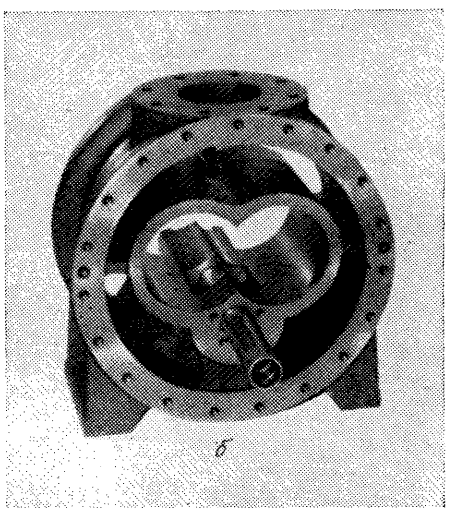


Рис. 18-22. Золотник в винтовом компрессоре:
а — закрыт; *б* — открыт

количество масла, впрыскиваемого в компрессор, уносится из него в потоке нагнетаемого пара. Масло стекает из отделителя в охладитель при температуре нагнетания. До повторного впрыска в компрессор масло должно быть охлаждено. Масло охлаждается в кожухотрубном теплообменнике водой, гликолем или хладагентом или при непосредственном впрыске хладагента в нагнетательный патрубок компрессора.

Винтовой компрессор работает на всех распространенных хладагентах и имеет высокий КПД в широком диапазоне степеней сжатия. Винтовой компрессор приобретает широкое распространение и находит все большее применение в промышленных холодильных установках и установках кондиционирования воздуха в диапазоне производительности от 175 кВт и выше из-за его простоты, универсальности, надежности и длительности срока службы.

На рис. 18-23 показан винтовой компрессорный агрегат, включая привод, маслоотделитель, масляный насос и маслоохладитель.

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Центробежный компрессор состоит из ряда рабочих колес, смонтированных на стальном валу в чугунном корпусе (рис. 18-24). Количество рабочих колес зависит в основном от величины термодинамического напора, который компрессор должен создать в процессе сжатия. Компрессоры с двумя, тремя и четырьмя колесами (ступенями сжатия) имеют широкое распространение. Большее количество колес (до двенадцати) применяется в том случае, если требуется очень большой напор.

На рис. 18-25 показано, что рабочее колесо центробежного компрессора состоит из основного и покрывного дисков, между которыми радиально установлены лопатки. Для предотвращения коррозии и эрозии лопатки рабочего колеса обычно изготовляют из нержавеющих или высокоуглеродистых сталей со свинцовым покрытием. Рабочие колеса, смонтированные на валу, показаны на рис. 18-26.

Принцип работы центробежного компрессора подобен принципу работы центробежного вентилятора или насоса.

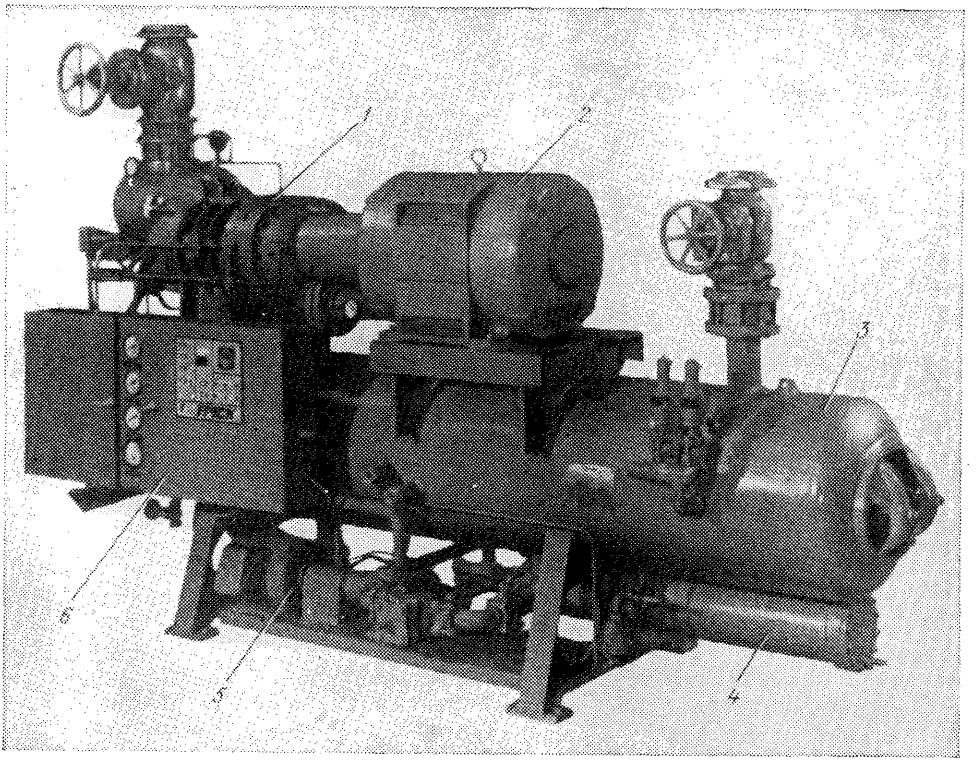


Рис. 18-23. Винтовой компрессорный агрегат:
1 — компрессор; *2* — электродвигатель; *3* — маслоотделитель; *4* — маслоохладитель; *5* — масляный насос; *6* — щит управления

Пар хладагента низкого давления с низкой скоростью подводится ко всасывающему патрубку компрессора и поступает вдоль оси вала ротора во входную полость вращающегося рабочего колеса. В рабочем колесе пар, увлекаемый лопатками, также приходит во вращение. Под действием центробежной силы, создаваемой вращающимся колесом, пар приобретает скорость и, следовательно, кинетическую энергию. Пар с высокой скоростью выбрасывается с периферии колеса в диффузор в корпусе. В диффузоре скорость движения пара понижается и его кинетическая энергия преобразуется в энергию давления (потенциальную). Сжатый пар через обратный направляющий аппарат подводится к рабочему колесу следующей ступени или, если это последняя ступень, то в камеру нагнетания, откуда он по нагнетательному трубопроводу подается в конденсатор. На рис. 18-27 показана схема потока хладагента через двухступенчатый центробежный компрессор.

Вращающиеся рабочие колеса являются единственными движущимися частями центробежного компрессора и источником энергии, передаваемой пару в процессе сжатия. Статический и динамический напоры пара увеличиваются на количество энергии, передаваемой рабочим колесом. Центробежная сила, которая воздействует на пар, находящийся между лопатками колеса и вращающийся вместе с ним, вызывает сжатие пара таким же

Рис. 18-24. Четырехступенчатый центробежный компрессор со снятой верхней половиной корпуса:

1 — упорный подшипник; *2, 5* — коренные подшипники; *3* — разгрузочный поршень; *4* — рабочие колеса; *6* — сальник вала; *7* — всасывающий патрубок; *8* — масляное лабиринтное уплотнение; *9* — маслоохладитель; *10* — масляный фильтр; *11* — регулирующий вентиль давления масла

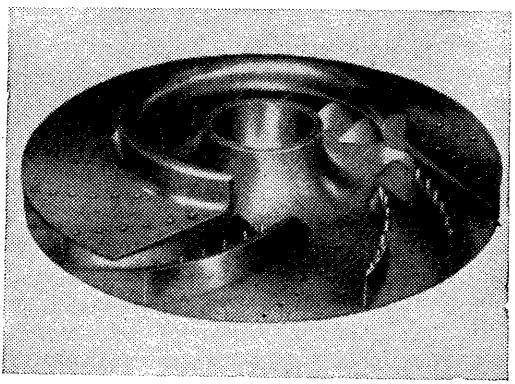


Рис. 18-25. Частичный разрез рабочего колеса центробежного компрессора

образом, как под действием силы тяжести верхние слои столба газа сжимают нижние слои (см. главу 15).

Кроме статического напора, который создается под действием центробежной силы, образуется также ди-

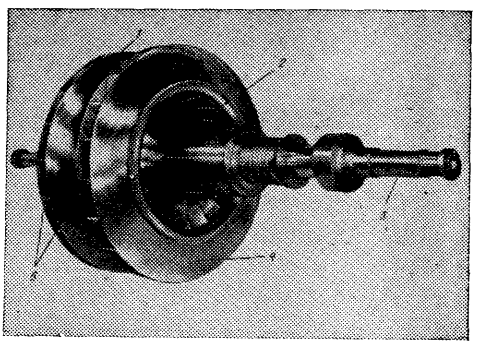


Рис. 18-26. Ротор двухступенчатого центробежного компрессора:

1 — рабочее колесо второй ступени; *2* — входная полость; *3* — вал; *4* — рабочее колесо первой ступени; *5* — кромки лопаток

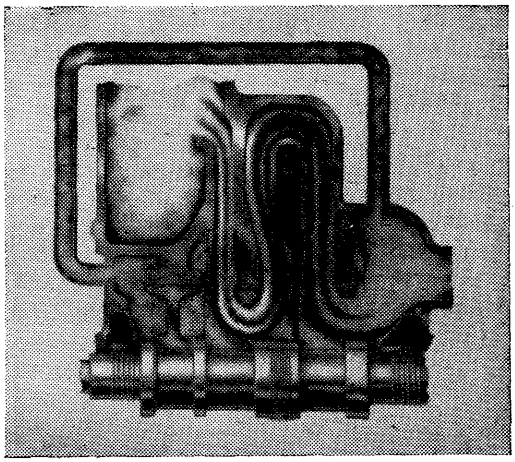


Рис. 18-27. Схема потока пара в центробежном компрессоре

намический напор в рабочем колесе из-за повышения скорости пара при его прохождении от входной полости к периферии колеса. При вращении массы пара хладагента рабочим колесом пар приобретает окружную скорость, которая близка окружной скорости колеса. Бо́льшая часть динамического напора преобразуется в статический напор в диффузоре вокруг колес, и поэтому общее увеличение давления, создаваемое одним колесом, является суммой увеличения статического и динамического напоров пара.

Общий напор, который создается одним рабочим колесом, имеющим радиальные лопатки при небольшом диаметре входной полости, пропорционален квадрату окружной скорости на периферии колеса:

$$H = \omega^2/g, \qquad (18\text{-}2)$$

где H — общий напор, м; ω — окружная скорость на периферии колеса, м/с; g — ускорение свободного падения, м/с^2.

Давление пара, создаваемое в одном колесе, равно

$$p = Hg\rho = \omega^2\rho, \qquad (18\text{-}3)$$

где p — давление, Па; ρ — средняя плотность пара, кг/см^3.

Из предыдущего очевидно, что для хладагента данной плотности давление, создаваемое одним колесом, зависит только от окружной скорости лопастей колеса, причем эта окружная скорость в свою очередь пропорциональна частоте вращения вала ротора и диаметру рабочего колеса. Однако максимальная окружная скорость ограничена прочностью материалов и скоростью звука хладагента. Из этого следует, что величина давления, создаваемого одним рабочим колесом, также ограниченна. По этой причине и, как следствие, из-за небольшого температурного напора (разности между температурами парообразования и конденсации) одноступенчатые центробежные компрессоры (например, представленный на рис. 18-28) имеют относительно небольшое распространение. Можно утверждать, что для обеспечения требуемого повышения давления пара хладагента необходимо применять два или большее количество рабочих колес, в результате чего пар сжимается ступенчато при прохождении от одного колеса к другому. При-

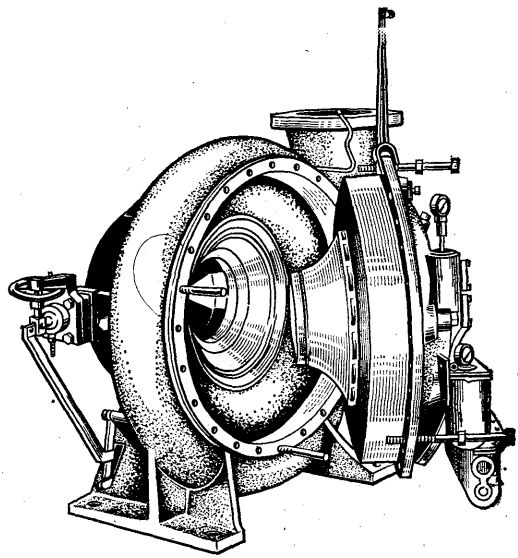


Рис. 18-28. Одноступенчатый центробежный компрессор

нимая, что пар имеет одинаковую скорость движения на входе и выходе из компрессора, общее повышение давления в компрессоре — это сумма повышений давления в отдельных колесах. Обратите внимание, что в компрессоре ширина колес постепенно сужается в направлении потока пара в целях компенсации уменьшенного объема пара в результате сжатия в предыдущем колесе или колесах (см. рис. 18-24).

Напор среды пропорционален расходу энергии на перемещение единицы массы среды, откуда следует, что напор, создаваемый компрессором в процессе сжатия пара хладагента, пропорционален работе, совершенной единицей массы сжатого пара. Величина напора, создаваемого компрессором, зависит от применяемого хладагента и разности между температурами насыщения всасываемого и нагнетаемого пара. Очевидно, что для данных рабочих условий напор, создаваемый компрессором, определяется диаметром, частотой вращения и количеством колес. Нецелесообразно применять центробежные компрессоры малой производительности из-за высокой частоты вращения и существенно меньшего КПД, чем у поршневых компрессоров.

Для обеспечения хорошей холодопроизводительности компрессора диаметр, ширина и другие размеры входной полости колеса должны иметь определенное соотношение. Ширина рабочего колеса должна уменьшаться при снижении объема обрабатываемого пара для обеспечения устойчивой работы компрессора. При слишком малой ширине колеса увеличиваются потери на трение и ухудшается производительность ступени. Для нормальной работы компрессора необходимо уменьшать диаметр и ширину последующих колес. Одновременно необходимо увеличивать частоту вращения и количество колес для поддержания требуемого напора. Поэтому практически размеры центробежного компрессора должны быть такими, чтобы в нем объемный расход потока всасываемого пара обеспечивался примерно равным 0,7 м^3/с. Производительность при этом зависит от применяемого хладагента и рабочих условий. В настоящее время выпускают центробежные компрессоры производительностью от 125 до 35000 кВт.

Центробежные компрессоры — это высокоскоростные машины. Частота вращения вала компрессора 3000 — — 18000 об/мин, причем в отдельных случаях применяют намного более высокие частоты вращения. Центробежные компрессоры относительно небольшого размера могут отсасывать из испарителя большое количество пара. Поскольку они имеют большую объемную производительность при умеренной степени сжатия, целесообразно применять хладагент низкого давления.

Наиболее распространенными хладагентами, применяемыми в центробежных компрессорах, являются R11, R12, R113, R500 и аммиак. Низкая объемная холодопроизводительность R11 и R113 делает эти хладагенты идеальными для центробежных компрессоров в высокотемпературных установках. Их применение в таких установках позволяет обеспечивать небольшую холодопроизводительность. Однако если требуется большая холодопроизводительность при низкой расчетной температуре кипения, то обычно применяют малые центробежные компрессоры, работающие на хладагентах, которые имеют высокую объемную холодопроизводительность, например R12, R500 и аммиак. В любом случае центробежный компрессор должен быть сконструирован для работы на определенном хладагенте и для заданных рабочих условий.

Центробежные компрессоры имеют высокий КПД (примерно 70—80%). В некоторых случаях КПД значительно превосходит 80%. Потери КПД в центробежном компрессоре происходят

в основном вследствие необратимых изменений, обусловленных турбулентностью и трением потока хладагента.

Конструкция и смазка центробежного компрессора

Для получения максимального КПД компрессора преобразование динамического напора в статический в корпусе должно происходить постепенно и плавно, без заметного уменьшения общего напора. С этой целью в проходах корпуса устанавливают лопаточный диффузор, через который пар подается со стороны нагнетания одного колеса ко входу в следующее колесо. Лопатки диффузора изогнуты в направлении, противоположном выходу пара из рабочего колеса, и сконструированы таким образом (площадь сечения канала увеличивается в направлении потока пара), что уменьшение скорости движения пара хладагента и соответствующее повышение статического давления происходят постепенно и плавно при минимальной потере энергии. Если лопаточный диффузор не применяют, то скорости движения постепенно уменьшается, нагнетается пар непосредственно в спиральные каналы, которые направляют поток от одного колеса к другому. На рис. 18-29 показан центробежный компрессор с бездиффузорными улитками. В некоторых случаях в компрессоре применяют и диффузоры, и бездиффузорные улитки.

Обратная перетечка хладагента между несколькими колесами (ступенями) ограничивается до минимума посредством лабиринтных уплотнений. Лабиринтное уплотнение состоит из ряда тонких стальных гребней, закрепленных на роторе и соответствующих выступам и канавкам в перегородках корпуса (рис. 18-30). Лабиринт обеспечивает снижение давления пара хладагента при прохождении его через каждую зону, образуемую гребнями, которые уплотняют зазор между валом и корпусом. Скорость потока пара уве-

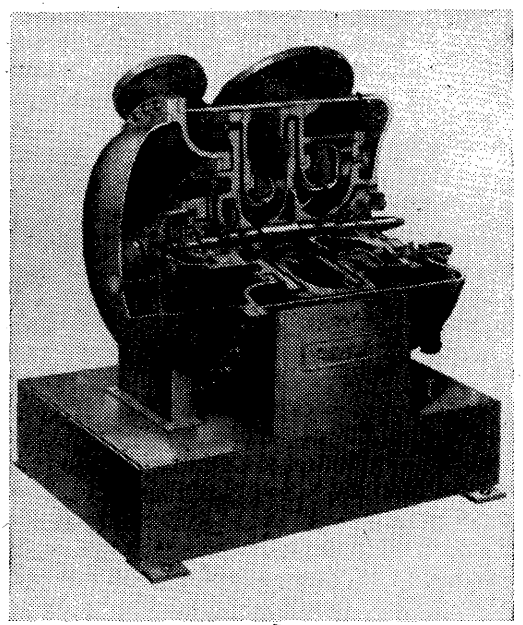


Рис. 18-29. Центробежный компрессор с бездиффузорными улитками

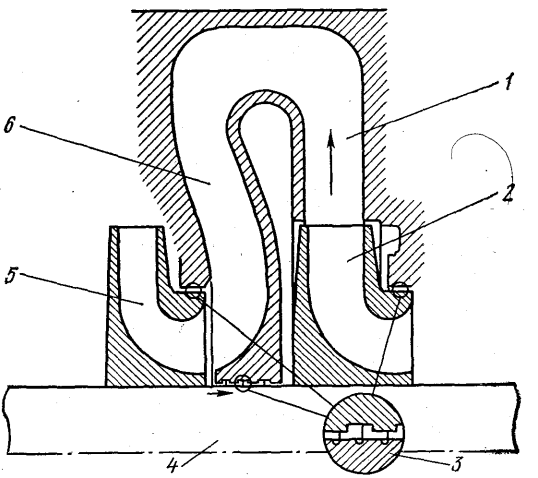


Рис. 18-30. Лабиринтное уплотнение между рабочими колесами:

1 — диффузор; *2* — рабочее колесо первой ступени; *3* — лабиринтные уплотнения между корпусом и ротором; *4* — вал; *5* — рабочее колесо второй ступени; *6* — обратный направляющий аппарат

личивается при понижении давления. Однако при входе в следующую камеру движущийся пар встречается с большим количеством неподвижного пара и скорость, приобретенная во время прохождения через лабиринт, снижается вследствие турбулизации пара. Протечка пара через лабиринтное уплотнение пропорциональна зазору между гребнями на валу и канавками в корпусе компрессора и зависит от количества образованных лабиринтных уплотнений.

Осевое давление ротора направлено в сторону всасывающего патрубка компрессора, так как давление пара на стороне нагнетания рабочих колес всегда больше давления пара на стороне всасывания. Для уравновешивания осевого давления ротора на валу обычно устанавливают разгрузочный поршень (думмис) со стороны нагнетания рабочего колеса высокой ступени (см. рис. 18-24). Этот поршень с лабиринтным уплотнением работает в качестве плавающей перегородки в конце нагнетательной полости. Давление на внешней стороне поршня уравнивается с давлением всасывания в колесе низкой ступени через уравнительную линию (см. рис. 18-27), а на внутреннюю сторону поршня воздействует давление нагнетания колеса высокой ступени. Если разгрузочный поршень выбран правильно, то разность давлений по обе его стороны будет уравновешивать давление, создаваемое ротором (рис. 18-31).

В трехступенчатом компрессоре, показанном на рис. 18-32, рабочие колеса расположены на валу таким образом, что осевое давление, создаваемое колесом третьей ступени, противодействует давлению, создаваемому колесами первой и второй ступеней. На выходе из колеса третьей ступени пар имеет максимальное давление, которое противодействует суммарному давлению на два других колеса.

Ротор опирается в корпусе на два радиальных коренных подшипника, расположенных на концах вала (см. рис. 18-24). Упорный подшипник на конце вала со стороны нагнетания воспринимает осевую нагрузку на ротор. Давление на ротор вдоль оси вала нейтрализуется тем или иным способом, и поэтому нагрузка на упорный подшипник обычно невелика. Как и в сальниковых поршневых и ротационных компрессорах, в месте выхода вала из корпуса компрессора вал ротора уплотнен сальником для предотвращения утечки хладагента из корпуса или натекания воздуха в корпус.

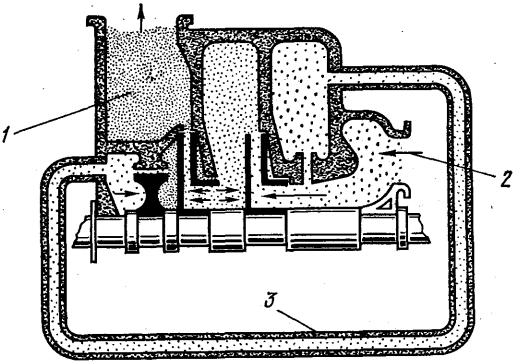


Рис. 18-31. Схема уравновешивания давлений в центробежном компрессоре:

1 — нагнетательный патрубок; *2* — всасывающий патрубок; *3* — внешняя уравнительная линия (стрелки указывают на равные давления, действующие на узел ротора)

Центробежный компрессор смазывается под давлением с помощью погружного масляного насоса с приводом непосредственно от вала ротора или масляного насоса, смонтированного снаружи, с электродвигателем и масляным резервуаром. Основными узлами компрессора, требующими смазки, являются два коренных подшипника, упорный подшипник и сальник вала. Эти узлы расположены таким образом, что они не вступают в непосредственный контакт с хладагентом при нормальной работе, в результате чего смазка упрощается, так как почти нет или полностью отсутствует загрязнение хладагента смазочным маслом. Протечка

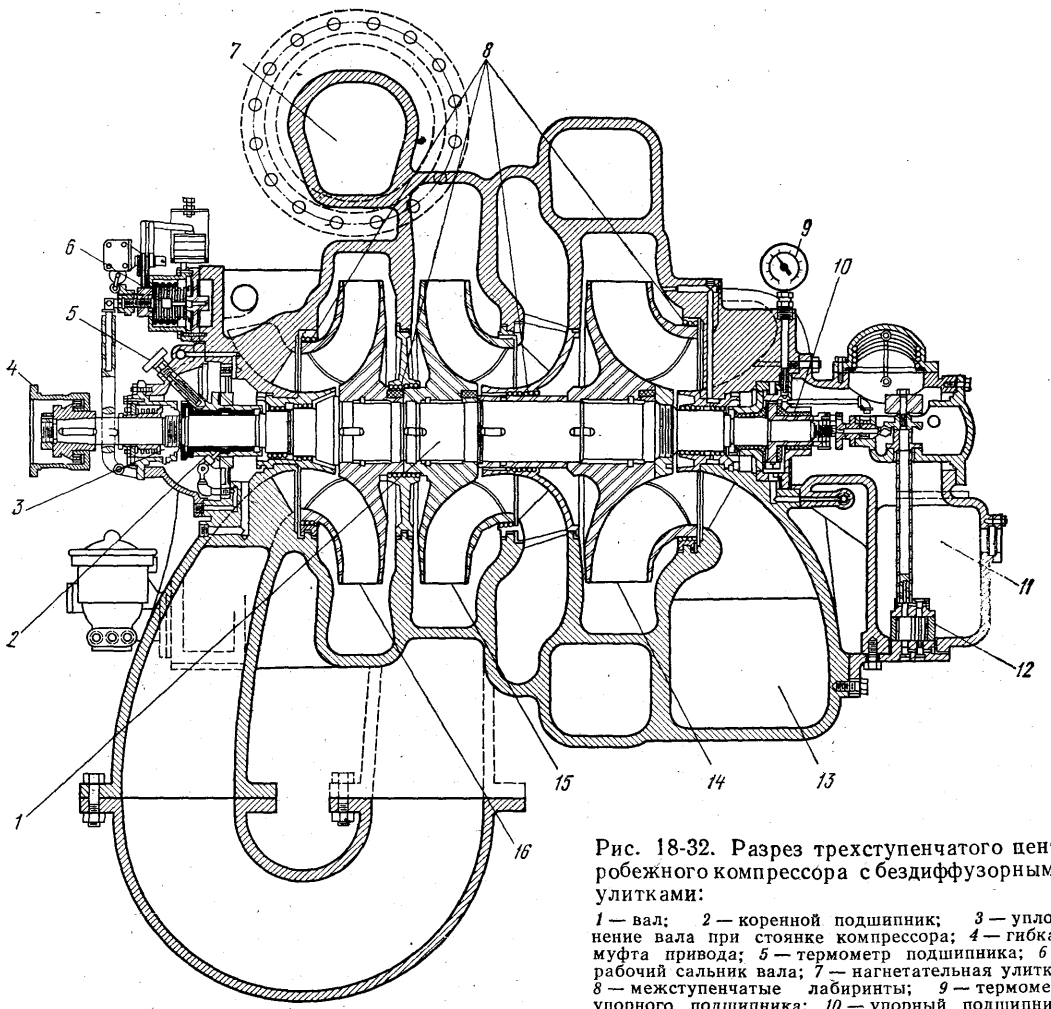


Рис. 18-32. Разрез трехступенчатого центробежного компрессора с бездиффузорными улитками:

1 — вал; *2* — коренной подшипник; *3* — уплотнение вала при стоянке компрессора; *4* — гибкая муфта привода; *5* — термометр подшипника; *6* — рабочий сальник вала; *7* — нагнетательная улитка; *8* — межступенчатые лабиринты; *9* — термометр упорного подшипника; *10* — упорный подшипник; *11* — резервуар для масла; *12* — главный масляный насос с непосредственным приводом; *13* — всасывающий патрубок компрессора; *14* — рабочее колесо первой ступени; *15* — рабочее колесо второй ступени; *16* — рабочее колесо третьей ступени

масла вдоль вала ротора от коренных подшипников в полость с хладагентом доводится до минимума с помощью масляных лабиринтных уплотнений, которые устанавливают на внутренней стороне каждого коренного подшипника (см. рис. 18-24). Масляные охладители применяют для стабилизации температуры масла. Маслоподогреватели обычно устанавливают в резервуаре с маслом для предотвращения избыточного разжижения масла хладагентом при остановке агрегата. Масляные фильтры имеются во всех центробежных компрессорах. Компрессоры с масляным насосом с приводом от вала компрессора должны быть снабжены дополнительным масляным насосом для создания соответствующего давления масла при пуске, а также в том случае, когда основ-

ной насос не обеспечивает нормальную смазку узлов компрессора.

Производительность центробежного компрессора

Кроме способности поддерживать относительно высокий КПД в широком диапазоне рабочих условий и большой объемной производительности центробежный компрессор имеет и некоторые другие преимущества. Главное — это относительно постоянная производительность по сравнению с изменяющейся производительностью компрессоров с внутренней конструктивной степенью сжатия. Эта особенность, а также исключительная чувствительность к изменениям частоты вращения значительно упрощает проблему регулирования производительности, что является определенным преимуществом центробежного компрессора по сравнению с поршневым в любой холодильной установке большой производительности, в которой температура кипения должна поддерживаться относительно постоянной независимо от нагрузки.

Производительность (в м³/с или кВт) центробежного компрессора, как и центробежного насоса или вентилятора, уменьшается с увеличением термодинамического напора. И наоборот, при уменьшении объемной подачи компрессора напор, им создаваемый, увеличивается. В связи с тем что максимальный напор, создаваемый компрессором, ограничивается окружной скоростью рабочих колес, минимальная производительность компрессора также ограниченна. Если нагрузка на испаритель очень низкая, меньше образуется пара хладагента, то создается термодинамический напор, превышающий максимальный при данной частоте вращения вала компрессора. Наступает неустойчивый режим работы компрессора (помпаж). Однако при соответствующем регулировании производительности нагрузка на центробежный компрессор может быть

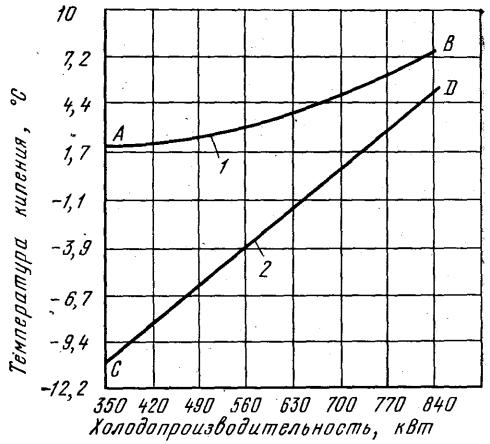


Рис. 18-33. Холодопроизводительность центробежного и поршневого компрессоров при постоянной температуре конденсации (38° С):

1 — центробежный компрессор; 2 — поршневой компрессор

снижена до 10% от расчетной без превышения предела, за которым наступает помпаж.

Производительность и потребляемая мощность центробежного компрессора, как и поршневого, зависят от температур кипения и конденсации хладагента, а также частоты вращения ротора. Производительность центробежного компрессора сравнивается на рис. 18-33—18-36 с производительностью поршневого компрессора. Тщательный анализ графиков показывает разницу в работе этих двух типов компрессоров.

Обратите внимание (рис. 18-33), что холодопроизводительность уменьшается с 844 до 352 кВт при снижении температуры кипения (t_0) хладагента на 5,5°С в испарителе машины, работающей с центробежным компрессором, и при снижении t_0 хладагента на 16°С в испарителе машины, работающей с поршневым компрессором. Таким образом, центробежный компрессор поддерживает постоянную температуру кипения в более широком диапазоне тепловых нагрузок, чем поршневой компрессор. Это важное

преимущество любой холодильной установки, в испарителе которой требуется поддерживать постоянную температуру кипения при изменяющихся рабочих условиях.

Интересно отметить, что диапазон работы центробежного компрессора ограничен величиной напора, при которой наступает помпаж. На рис. 18-33 показано, что температура кипения не опускается ниже определенного уровня, несмотря на уменьшение нагрузки. Дальнейшее снижение нагрузки на испаритель приводит к неустойчивому режиму работы компрессора, что вызывает повышение температуры кипения[1]. В холодильной машине с поршневым компрессором температура и давление кипения хладагента снижаются при уменьшении нагрузки на испаритель до тех пор, пока она не сбалансируется с производительностью компрессора.

На рис. 18-34 сравниваются производительности центробежного и поршневого компрессоров, работающих при постоянных частоте вращения и температуре кипения, но при изменяющейся температуре конденсации. Кривая *А—В* показывает, что происходит быстрое понижение производительности центробежного компрессора при повышении температуры конденсации. Эта характеристика делает возможным регулирование производительности центробежного компрессора посредством изменения количества и температуры воды, подаваемой в конденсатор. Производительность компрессора может быть понижена таким образом до производительности, характеризуемой точкой *А*. Дальнейшее повышение температуры конденсации приведет к тому, что компрессор при данной частоте вращения и производительности создаст напор, превышающий максимальную величину, в результате чего начнется помпаж.

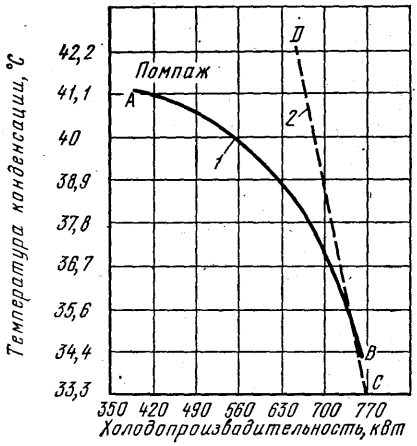


Рис. 18-34. Холодопроизводительность центробежного и поршневого компрессоров при неизменных частоте вращения и температуре кипения (4,4° С):
1 — центробежный компрессор; *2* — поршневой компрессор

Производительность поршневого компрессора при повышении температуры конденсации снижается меньше по сравнению со снижением производительности центробежного компрессора. Несмотря на повышение температуры конденсации, поршневой компрессор продолжает нормально работать.

На рис. 18-35 сравнивается мощность, потребляемая центробежным и поршневым компрессорами, при изменении температуры конденсации. Повышение температуры конденсации приводит к резкому снижению мощности, потребляемой центробежным компрессором, так как быстро уменьшается его

[1] Уменьшение производительности компрессора несколько ниже точки помпажа возможно при использовании байпасной линии, через которую часть пара перепускают с нагнетания на всасывание. Таким образом поддерживается объемная подача пара в компрессор выше расчетного предела. Можно также применить заслонку на всасывающем трубопроводе, которая дросселирует пар на входе в компрессор, понижая тем самым интенсивность потока хладагента и, следовательно, холодопроизводительность, поддерживая одновременно объемную подачу потока в компрессоре выше расчетного минимума. Как всегда, при использовании байпасной линии необходимо устранить перегрев байпасируемого пара для предотвращения перегрева компрессора.

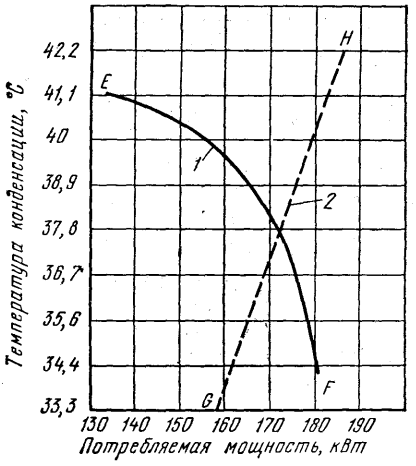


Рис. 18-35. Эффективная мощность центробежного и поршневого компрессоров при неизменных частоте вращения и температуре кипения (4,4° С):

1 — центробежный компрессор; *2* — поршневой компрессор

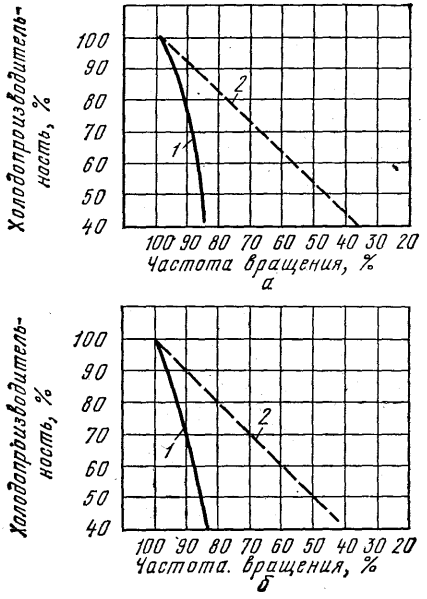


Рис. 18-36. Зависимость холодопроизводительности (*а*) и эффективной мощности (*б*) от частоты вращения при постоянных температуре кипения и температуре конденсации:

1 — центробежный компрессор; *2* — поршневой компрессор

производительность (см. рис. 18-33). У поршневого компрессора происходит небольшое увеличение потребляемой мощности и незначительное снижение холодопроизводительности, что также видно на рис. 18-33.

На рис. 18-36 показано, что перегрузка центробежного компрессора отсутствует. Повышение температуры конденсации вызывает снижение холодопроизводительности и потребляемой мощности, несмотря на то что потребляемая мощность на единицу производительности несколько увеличивается.

Центробежный компрессор более восприимчив к изменению частоты вращения вала, чем поршневой. Уменьшение производительности и потребляемой мощности поршневого компрессора почти пропорционально снижению частоты вращения (кривые на рис 18-36), а снижение частоты вращения вала центробежного компрессора только на 12% вызывает понижение производительности на 50%.

Регулирование производительности

Производительность центробежных компрессоров обычно регулируют, применяя входной направляющий лопаточный аппарат или изменяя частоту вращения вала.

Для изменения производительности центробежных компрессоров используют приводы с плавно регулируемым числом оборотов, например паровые турбины и асинхронные двигатели с фазным ротором. Когда применяют приводы с постоянной частотой вращения, например синхронные или короткозамкнутые двигатели, регулирование частоты вращения обеспечивается посредством гидравлической или электромагнитной муфты между приводом и повышающей передачей.

Направляющий лопаточный аппарат устанавливают в корпусе компрессора

непосредственно перед входом в рабочее колесо. При прохождении через лопатки поток пара закручивается непосредственно перед входом в рабочее колесо, что оказывает большее влияние на производительность компрессора.

Применение дроссельной заслонки на всасывающем трубопроводе и регулирование температуры конденсации в целях изменения производительности упоминалось ранее, хотя эти способы не имеют широкого распространения. Байпасирование сжатого пара, также упоминавшееся ранее, применяется в основном для повышения предела объемной подачи при минимальной нагрузке и является дополнением к другим способам регулирования производительности.

Холодильные машины с центробежным компрессором

Центробежные компрессоры используют для производства холода только в составе холодильных машин. Узлы холодильной машины должны быть тщательно выбраны с учетом плавно меняющейся производительности и ограниченного рабочего диапазона центробежного компрессора. В связи с тем что заметное изменение производительности происходит при незначительном изменении температур кипения и конденсации, трубопроводы холодильной машины с центробежным компрессором должны быть очень короткими (рис. 18-37), чтобы снизить потери давления до минимума.

На рис. 18-38 приведена схема холодильной машины с центробежным компрессором. За исключением установки поплавкового бака между конденсатором и испарителем, данная холодильная схема работает по циклу паровой компрессионной машины. Жидкость высокого давления стекает из конденсатора в камеру высокого давления поплавкового бака, а затем проходит через первый поплавковый клапан (высокого

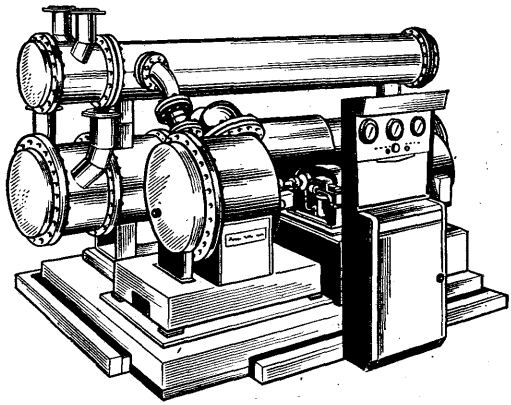


Рис. 18-37. Холодильная машина с центробежным компрессором

давления) в промежуточную камеру бака. При прохождении через указанный поплавковый клапан часть жидкости мгновенно испаряется, охлаждая тем самым остальную часть жидкости до температуры, соответствующей давлению в промежуточной камере. Охлажденная жидкость из промежуточной камеры через второй поплавковый клапан поступает в испаритель. При этом температура оставшейся жидкости пони-

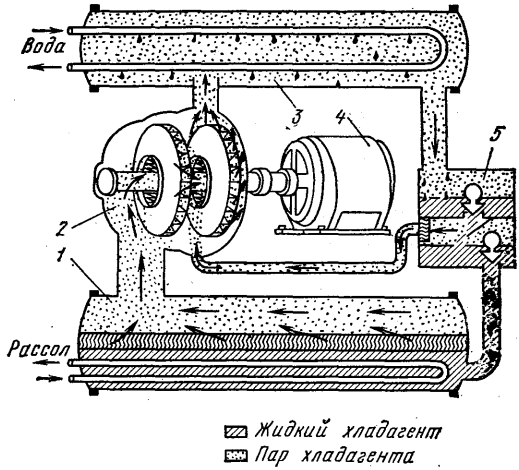


Рис. 18-38. Схема холодильной машины с центробежным компрессором:

1 — испаритель; 2 — центробежный компрессор; 3 — конденсатор; 4 — электродвигатель или турбина; 5 — поплавковый бак

жается до температуры в испарителе также вследствие кипения части жидкости. Пар, образующийся при дросселировании хладагента, поступает из промежуточной камеры во всасывающий трубопровод рабочего колеса второй ступени. Его давление выше давления в испарителе, вследствие чего требуется меньшая мощность для сжатия пара до давления конденсации. Холодный пар, поступающий из промежуточной камеры, понижает температуру пара, нагнетаемого рабочим колесом первой ступени, в результате чего повышаются производительность и КПД машины.

Глава 19
ТРУБОПРОВОДЫ, АРМАТУРА, СОСУДЫ ДЛЯ ХЛАДАГЕНТА

МАТЕРИАЛЫ ТРУБОПРОВОДОВ

Для изготовления трубопроводов чаще всего применяют сталь, ковкий чугун, медь и латунь. Трубопроводами из этих материалов соединяют узлы машин, работающих на всех распространенных хладагентах. Исключение составляют медные и латунные трубопроводы, которые не используют для циркуляции аммиака, так как в присутствии влаги он разъедает цветные металлы.

Медные трубы, стойкие к коррозии, проще монтируются, чем трубы из ковкого чугуна или стали. Для всех хладагентов (за исключением аммиака) используют медные или стальные трубы с наружным диаметром до 100 мм. Трубопроводы большего диаметра делают из стальных труб. Общепринято, однако, применять стальные трубы диаметром свыше 50 мм в установках, в которых коммуникации хладагента имеют значительную протяженность. Чугунные трубы, несмотря на их более высокую стоимость, используют иногда вместо стальных из-за большей стойкости к коррозии.

Стальные трубы должны быть бесшовными или сваренными внахлестку. Можно использовать также трубы диаметром до 50 мм, сваренные встык.

Медные трубы изготовляют твердыми или мягкими (отожженными). Твердые тянутые трубы выпускают в виде прямых отрезков длиной до 6 м, а мягкие тянутые трубы — длиной 7,5 и 15 м и поставляют свернутыми в бухту.

Мягкие трубы с номинальным диаметром до 20 мм рекомендуется применять в тех случаях, когда требуются изгибы и вальцованные соединения. Твердые трубы используют при диаметрах коммуникаций более 20 мм, а также если при меньших диаметрах требуется большая жесткость.

ТРУБНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

В зависимости от типа и диаметра труб соединения могут быть резьбовыми, фланцевыми, вальцованными, сварными, паяными. Для труб с номинальным диаметром до 75 мм можно применять резьбовые соединения при давлении хладагента не более 1,5 МПа. При более высоком давлении резьбовые соединения допустимы для труб с номинальным диаметром до 32 мм. Для труб большего диаметра используют вальцованные или сварные фланцевые соединения.

Сварка — это самый распространенный способ соединения чугунных и стальных труб. Трубы диаметром 50 мм и более обычно сваривают встык, а при диаметре 40 мм и менее применяют раструбную сварку.

Медные мягкие трубы с внешним диаметром до 20 мм соединяют развальцовкой. Трубы большего диаметра и медные твердые трубы спаивают с помощью твердого припоя. Твердые припои имеют температуру плавления 550°С, а мягкие припои — ниже 250°С. Последние используют для пайки труб с внешним диаметром 15 мм и менее. При пайке применяют бескислотный флюс.

РАСПОЛОЖЕНИЕ ТРУБОПРОВОДОВ

Трубопроводы хладагента монтируют таким образом, чтобы обеспечить безопасные и нормальные условия для эксплуатации и обслуживания оборудования. Правилами запрещено монтировать трубопроводы хладагента в коридорах, на лестничных клетках, в шахтах лифтов и т. д., кроме тех случаев, когда в трубах нет соединений, а чугунный трубопровод диаметром 25 мм и менее заключен в жесткий металлический кожух.

Трубы монтируют таким образом, чтобы обеспечить беспрепятственное обслуживание. Во всех случаях трубопровод должен иметь хороший внешний вид. Трубы по возможности прокладывают прямолинейно, параллельно стенам, за исключением горизонтальных всасывающих и нагнетательных трубопроводов, жидкостных трубопроводов от конденсатора к ресиверу, которые должны иметь наклон в направлении потока.

Трубопроводы крепят на потолочных подвесках или на кронштейнах в стенах. Опоры креплений устанавливают достаточно близко друг к другу, чтобы предотвратить провисание труб между ними. Расстояние между опорами не должно превышать 3 м. Опору располагают не более чем на 0,6 м от точки изменения направления трубопровода, причем желательно на стороне более длинного отрезка. Вентили на горизонтальных трубопроводах монтируют таким образом, чтобы их штоки были в горизонтальном положении, если это возможно. Все вентили на медных трубах диаметром более 25 мм крепят на опоре. Вертикальный трубопровод должен иметь опору на полу или потолке.

Если трубопровод проходит через полы, стены или потолки, то в отверстиях устанавливают гильзы из труб. Трубная гильза выступает на 25 мм с обеих сторон отверстий, а вокруг гильзы в полу делают бордюр.

Необходимо учитывать также термическое расширение и сжатие трубопровода, которое обычно достигает 2 мм на 3 м длины. Поскольку трубопровод хладагента обычно прокладывают в трех измерениях, то он достаточно гибок для компенсации небольших изменений длины. Однако необходимо предотвращать жесткое крепление обоих концов длинного прямолинейного участка трубопровода.

ВИБРАЦИЯ И ШУМ

Источником вибрации и шума, как правило, является оборудование, к которому присоединены трубопроводы. Однако независимо от источника вибрация и неприятный шум могут быть в значительной степени уменьшены при правильном конструировании трубопроводов. Незначительная вибрация, передаваемая от оборудования, часто усиливается из-за неправильной конструкции трубопроводов, в результате чего трубопроводам и оборудованию могут быть нанесены значительные повреждения.

В большинстве случаев вибрация трубопроводов хладагента вызывается их жестким присоединением к поршневому компрессору, пульсацией пара хладагента при открывании и закрывании клапанов в поршневом компрессоре, а также турбулентным движением пара вследствие высокой скорости его движения. При использовании центробежных и ротационных компрессоров вибрация и шум вызываются только последним из указанных факторов.

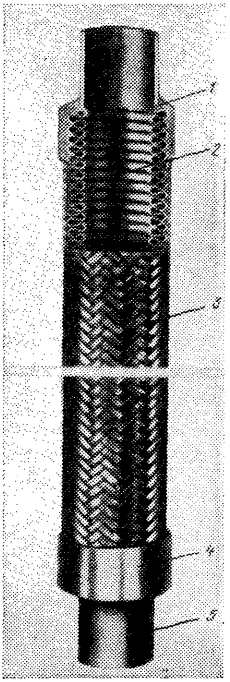


Рис. 19-1. Сильфонный шланг для гашения вибрации:

1 — сварной шов; *2* — бесшовная гибкая сильфонная трубка; *3* — высокопрочная бронзовая проволочная оплетка; *4* — медная муфта; *5* — медный патрубок

Невозможно полностью предотвратить вибрацию. Однако если трубопроводы, расположены рядом с оборудованием, имеют достаточную гибкость, то вибрация поглощается и демпфируется трубопроводом. В небольших агрегатах с мягкими медными трубами требуемая гибкость достигается установкой компенсационных петель во всасывающих и нагнетательных линиях вблизи компрессора. При правильном конструировании и расположении эти петли работают как пружины, поглощая и демпфируя вибрацию компрессора, предотвращая передачу вибрации по трубопроводам к другим узлам установки. Если к компрессору присоединены жесткие трубопроводы, то во всасывающих и нагнетательных трубопроводах вблизи компрессора устанавливают сильфонные шланги для гашения вибрации (рис. 19-1). При расположении шлангов в вертикальной линии получают оптимальные результаты.

В больших системах соответствующая гибкость обеспечивается прокладкой всасывающего и нагнетательного трубопроводов на расстояние примерно 30 диаметров без крепления. Если трубопроводы крепятся к конструкциям здания, которые могут усиливать и передавать вибрацию и шум через трубопроводы, то во всех случаях применяют изоляционные подвески и кронштейны.

Вибрация и шум как следствие пульсации пара имеют место во всасывающих и нагнетательных трубопроводах поршневых компрессоров, но их интенсивность выше в нагнетательных трубопроводах. Пульсация пара обычно не приводит к большой вибрации. Однако иногда частота пульсации и конструкция трубопровода таковы, что создается резонансное явление, которое усиливает пульсацию и вибрацию. В некоторых случаях вибрация усиливается настолько, что трубопроводы отрываются от опор. Это можно устранить посредством изменения частоты вращения вала компрессора, установки глушителя на стороне нагнетания и изменения длины нагнетательного трубопровода. Изменение частоты вращения вала компрессора не всегда практично, и поэтому последние два способа являются лучшими, особенно если их применяют одновременно.

Если вибрация и шум вызываются турбулентностью пара из-за высокой скорости движения потока, то необходимо уменьшить скорость движения и увеличить диаметр трубопровода. Иногда для этой цели монтируют дополнительную трубу.

ОБЩИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОНСТРУКЦИИ

Многие трудности возникают при эксплуатации холодильного оборудования вследствие неправильной конструкции и монтажа трубопроводов хладагента. Трубопроводы хладагента необходимо конструировать и монтировать

с соблюдением следующих требований:

обеспечение соответствующей подачи хладагента во все испарители;

обеспечение непрерывного возврата масла в картер компрессора;

предотвращение повышенных потерь давления хладагента, которые понижают производительность и КПД машины;

предотвращение попадания жидкого хладагента в компрессор во время рабочей или нерабочей частей цикла, а также в момент пуска компрессора;

предотвращение задержки масла в испарителе или всасывающем трубопроводе, которое позднее может возвратиться в компрессор в большом количестве и вызвать его поломку.

РАЗМЕР ВСАСЫВАЮЩЕГО ТРУБОПРОВОДА

Размер всасывающего трубопровода больше влияет на работу холодильной машины, чем размер других трубопроводов. Всасывающий трубопровод недостаточного размера вызывает существенное снижение давления хладагента в нем, в результате чего производительности и КПД машины значительно уменьшаются. Однако излишне длинный всасывающий трубопровод часто является причиной слишком низкой скорости движения потока хладагента, из-за чего не происходит нормального возврата масла из испарителя в картер компрессора. При оптимальном размере всасывающего трубопровода снижение давления хладагента минимальное, а скорость движения потока пара обеспечивает нормальный возврат масла.

Большинство машин, работающих на хладагентах, растворимых в масле, проектируют таким образом, чтобы масло возвращалось из испарителя в компрессор самотеком через всасывающий трубопровод или уносилось всасываемым паром. Если испаритель расположен выше компрессора, а всасывающий трубопровод смонтирован без вертикальных участков с движением хладагента вверх и отделителей, а его горизонтальные участки имеют наклон в направлении компрессора, то масло стекает из испарителя в картер. В этих случаях низкая скорость движения потока пара во всасывающем трубопроводе не имеет существенного значения. Трубопровод должен быть такого размера, чтобы обеспечить минимальное снижение давления. Это относится также и к любой машине, работающей на хладагенте, который не растворяется в масле.

Однако при расположении испарителя ниже компрессора, а также при наличии условий, при которых необходим монтаж вертикального участка всасывающего трубопровода с движением хладагента вверх, его размер должен быть небольшим, чтобы создаваемая скорость движения потока пара при минимальной тепловой нагрузке была достаточной для уноса масла и подачи его вверх к компрессору.

Масло перемещается по стенке вертикального участка, и поэтому скорость движения пара вблизи поверхности трубы имеет более важное значение, чем общая средняя скорость движения пара. Отношение скорости движения на поверхности к средней скорости движения зависит от плотности пара и внутреннего диаметра трубы. Чем ниже давление и плотность пара и чем больше внутренний диаметр трубы, тем выше должна быть средняя скорость движения для создания нужной скорости на поверхности.

Другими факторами, определяющими минимальную скорость движения потока пара, достаточную для переноса масла вверх, являются его вязкость и плотность, а также содержание растворенного хладагента. Чем вязкость масла больше, тем выше требуется скорость движения пара хладагента у поверхности вертикального участка трубы для перемещения масла вверх.

В табл. 19-1 даны минимальные величины холодопроизводительности при скорости движения пара, достаточной

Таблица 19-1

Минимальная производительность (в кВт) для уноса масла вверх по вертикальному всасывающему трубопроводу

Хладагент	Температура кипения, °С	Наружный диаметр трубы, мм											
		15	16	20	22	28	34	41	53	66	78	91	103
R12	—40	0,215	0,387	0,64	0,95	1,899	3,2	4,924	9,812	16,81	26,34	38,34	53,11
	—29	0,271	0,499	0,802	1,196	2,356	3,974	6,155	12,27	21,07	32,92	49,55	66,82
	—18	0,327	0,587	0,998	1,477	2,884	4,853	7,526	14,98	25,74	40,09	58,38	81,59
	—7	0,394	0,707	1,132	1,759	3,411	5,803	8,968	17,94	30,7	47,83	69,99	97,07
	4	0,464	0,861	1,372	2,075	4,045	6,823	10,51	21,1	36,23	56,62	82,3	114,7
R22	—40	0,317	0,563	0,95	1,442	2,778	4,713	7,386	14,42	24,97	39,04	56,62	78,78
	—29	0,387	0,723	1,161	1,759	3,376	5,627	8,793	17,59	30,6	47,48	68,93	96,37
	—18	0,457	0,845	1,372	2,075	4,22	6,893	10,51	21,45	36,58	56,98	83	115,4
	—7	0,563	0,985	1,618	2,462	4,924	8,089	12,31	24,97	42,56	66,47	97,07	134
	4	0,651	1,161	1,899	2,849	5,627	9,496	14,42	28,84	49,59	77,37	112,9	156,9
R500	—40	0,239	0,422	0,703	1,09	2,11	3,517	5,627	10,9	18,99	29,54	42,91	59,44
	—29	0,302	0,563	0,914	1,372	2,638	4,572	7,034	13,72	23,92	36,93	53,81	75,11
	—18	0,387	0,668	1,09	1,653	3,236	5,627	8,441	16,88	28,84	45,02	65,77	91,44
	—7	0,457	0,809	1,301	1,97	3,869	6,682	10,2	20,05	34,82	53,81	78,78	109,7
	4	0,528	0,950	1,547	2,356	4,572	7,737	11,96	23,92	40,8	64,01	93,55	129,4
R502	—51	0,186	0,352	0,563	0,844	1,618	2,743	4,22	8,44	14,42	22,51	33,06	46,42
	—40	0,246	0,422	0,703	1,055	2,075	3,517	5,276	10,9	18,64	29,19	42,2	59,09
	—29	0,295	0,528	0,879	1,336	2,603	4,572	6,682	13,36	23,21	36,77	52,76	73,51
	—18	0,366	0,668	1,09	1,653	3,2	5,276	8,441	16,53	28,49	44,67	64,71	90,39
	—7	0,422	0,774	1,301	2,075	3,869	6,331	10,2	20,05	34,47	53,46	78,08	108,3
	4	0,513	0,914	1,512	2,286	4,572	7,737	11,61	23,56	40,09	62,6	91,44	127

Примечания:

1. Минимальная производительность указана при перегреве всасываемого пара 8°С и температуре жидкого хладагента перед регулятором питания испарителя 32°С.
2. При уменьшении или увеличении перегрева всасываемого пара R12, R22, R500 на 5°С величины в таблице соответственно уменьшить или увеличить на 1%, а R502 — на 2%.
3. При температурах жидкости, отличных от 32°С, умножить значения в табл. 19-1 на соответствующий коэффициент, указанный в табл. 19-1а.

Таблица 19-1а

Хладагент	Температура жидкости, °С									
	10	16	21	27	32	38	43	49	54	60
R12, R22, R500	1,2	1,15	1,1	1,05	1	0,95	0,9	0,85	0,8	0,75
R502	1,26	1,2	1,13	1,07	1	0,94	0,88	0,82	0,76	0,7

для возврата масла через вертикальный участок всасывающего трубопровода (с движением вверх) различного диаметра при разных температурах кипения хладагента. В табл. 19-2 приведены аналогичные сведения для вертикальных труб нагнетательной линии различного диаметра в зависимости от температуры конденсации.

Пример 19-1. Установка работает на R502. Ее производительность 265 кВт. Поршневой компрессор установки имеет ступени регулирования 25, 50, 75 и 100%. Расчетная температура кипения хладагента при минимальной тепловой нагрузке составляет —29°С, а температура жидкого хладагента перед регулятором расхода равна 21°С. Определить минимальный диаметр вертикального всасывающего трубопровода с движением хладагента вверх, обеспечивающего возврат масла.

Решение. Минимальная производительность установки имеет место в том случае, когда компрессор работает на низшей ступени регулирования, т. е. при 25% от полной нагрузки. Поэтому минимальная производительность равна: $Q_0 = 265$ кВт $\times$ $\times$ 0,25 = 66,25 кВт. В табл. 19-1 указано, что при температуре кипения R502 —29°С и наличии медного трубопровода с наружным диаметром 91 мм минимальная производительность составляет 52,76 кВт. Поправочный коэффициент для жидкости с температурой 21°С равен 1,13. Следовательно, минимальная производительность установки $Q_0 = 52{,}76$ кВт $\cdot$ 1,13 = 59,62 кВт. Расход хладагента через трубу, соответствующий минимальной производительности, больше минимальной тепловой нагрузки, и всасывающий вертикальный трубопровод диаметром 91 мм обеспечивает возврат масла в компрессор.

Для обеспечения высокого КПД машины диаметр всасывающего трубопровода должен быть таким, чтобы общее снижение давления хладагента в нем не приводило к уменьшению температуры насыщения более чем на 1°С для R12, R22 и R502 и 0,5°С для аммиака.

Величины холодопроизводительности (в кВт) одноступенчатой машины или высокой ступени двухступенчатой машины при использовании стальных и медных трубопроводов различных диаметров в зависимости от температуры кипения или насыщения хладагента даны в табл. 19-3, 19-4, 19-5 и 19-6 для R12, R22, R502 и аммиака соответственно.

Величины, представленные в данных таблицах, основаны на снижении давления в линии всасывания, эквивалентной 1°С на 30 м длины трубопровода для R12, R22 и R502 и 0,5°С для аммиака при температуре конденсации 38°С для R12 и аммиака и 41°С для R22 и R502. Величины производительности при других температурах конденсации определяют с помощью поправочных коэффициентов, указанных в таблицах. Под таблицами даны уравнения для расчета производительности при других величинах снижения давления и других значениях эквивалентной длины.

Холодопроизводительность низкой ступени двухступенчатой машины при использовании трубопроводов в зависимости от температуры кипения хладагентов R12, R22 и R717 приведена в табл. 19-7.

Пример 19-2. Установка производительностью 150 кВт работает на R12 при температуре кипения —7°С и температуре конденсации 43°С. Всасывающий трубопровод имеет длину 10 м и три колена. Определить требуемый диаметр медного трубопровода и общее снижение давления хладагента во всасывающем трубопроводе.

Решение. В табл. 19-2 находим, что

Таблица 19-2

Минимальная производительность (в кВт) для уноса масла вверх по вертикальному нагнетательному трубопроводу

Хладагент	Температура конденсации, °С	Наружный диаметр трубы, мм											
		15	16	20	22	28	34	41	53	66	78	91	103
R12	27	0,598	1,09	1,794	2,708	5,311	8,933	13,82	27,57	47,48	73,86	108	149,8
	32	0,598	1,09	1,794	2,708	5,311	8 933	13,79	27,57	47,48	73,86	108	149,8
	38	0,598	1,09	1,794	2,708	5,311	8,933	13,79	27,57	47,48	73,86	108	149,8
	43	0,598	1,09	1,794	2,708	5,276	8,898	13,72	27,47	47,13	73,5	107,3	148,1
	49	0,598	1,055	1,759	2,638	5,17	8,757	13,51	26,94	46,42	72,45	105,5	146,3
	54	0,598	1,055	1,723	2,532	6,1	8,581	13,26	26,52	45,37	71,4	103,4	143,5
	60	0,563	0,985	1,653	2,497	4,853	8,195	12,7	25,32	43,61	68,23	99,18	140,3
R22	27	0,809	1,477	2,427	3,658	7,034	11,96	18,64	37,28	64,01	99,53	146	202,2
	32	0,809	1,447	2,427	3,658	7,034	11,96	18,64	37,28	64,01	99,18	145,3	201,5
	38	0,809	1,477	2,427	3,623	7,034	11,96	18,64	36,93	63,31	98,83	144,2	199,4
	43	0,809	1,442	2,356	3,587	7,034	11,96	18,29	36,58	62,95	98,12	143,2	198,3
	49	0,774	1,407	2,321	3,517	7,034	11,61	17,94	35,87	61,54	96,37	140,3	194,8
	54	0,774	1,372	2,251	3,447	6,682	11,25	17,59	35,17	60,49	94,26	137,2	189,9
	60	0,739	1,336	2,216	3,376	6,682	11,25	17,23	34,11	58,73	91,79	133,6	185
R500	27	0,703	1,266	2,075	3,13	6,084	10,27	15,86	31,65	54,41	85,11	124,5	172,3
	32	0,703	1,231	2,04	3,095	6,084	10,06	15,79	31,3	54,16	84,41	123,1	170,6
	38	0,703	1,231	2,04	3,095	6,084	10,06	15,72	30,95	53,81	83,7	122,7	169,5
	43	0,703	1,231	2,005	3,06	5,979	10,06	15,65	30,6	53,46	83,35	122	168,8
	49	0,668	1,196	1,97	3,025	5,838	9,918	15,62	30,6	52,76	81,95	119,9	166,4
	54	0,668	1,196	1,97	2,989	5,768	9,777	15,09	30,25	51,7	80,89	118,2	163,5
	60	0,633	1,161	1,899	2,919	5,662	9,531	14,77	29,48	50,64	79,13	115,4	160
R502	27	0,633	1,125	1,864	2,814	5,451	9,496	14,42	28,84	49,59	77,02	114,3	155,8
	32	0,598	1,09	1,794	2,708	5,24	8,863	13,79	27,43	47,13	73,51	107,3	148,8
	38	0,58	1,055	1,759	2,603	5,064	8,617	13,36	26,55	45,72	71,04	103,8	143,8
	43	0,563	1,02	1,688	2,556	4,959	8,37	13,05	25,85	44,67	69,28	100,9	140
	49	0,542	0,985	1,618	2,427	4,678	7,948	12,38	24,62	43,61	65,77	96,01	133,3
	54	0,51	0,914	1,512	2,286	4,466	7,526	11,75	23,28	40,09	62,6	91,09	126,3
	60	0,475	0,844	1,407	2,145	4,150	6,964	10,83	21,63	37,28	57,68	84,41	117,1

Примечания:

1. Минимальная производительность указана при температуре кипения R12, R22, R500 — 7°С, перегреве всасываемого пара 8°С, переохлаждении жидкости 8°С и КПД компрессора 0,7. При температурах кипения, отличных от —7°С, следует умножить значения в табл. 19-2 на следующие коэффициенты:

Температура кипения, °С	—40	—29	—18	—7	4
Поправочный коэффициент	0,85	0,9	0,95	1	1,06

2. Минимальная производительность приведена при температуре кипения R502 —29°С. Все остальные условия совпадают с указанными выше. При температурах кипения, отличных от —29°С, умножить значения в табл. 19-2 на следующие коэффициенты:

Температура кипения, °С	—51	—40	—29	—18	—7	4
Поправочный коэффициент	0,87	0,94	1	1,08	1,15	1,21

при использовании медного трубопровода с наружным диаметром 78 мм обеспечивается производительность 119,6 кВт (температура конденсации 38°С, снижение давления во всасывающем трубопроводе, эквивалентное 1°С, на 30 м длины). В связи с тем, что снижение давления пропорционально длине трубы, а в данном случае длина трубы относительно невелика, то указанный диаметр может быть достаточен и необходимо сделать пробный расчет. В табл. 15-1 указано, что колено с наружным диаметром 78 мм (номинальный диаметр 75 мм) имеет эквивалентную длину 2,44 м.

Действительная эквивалентная длина всасывающего трубопровода, равная 17,32 м, слагается из прямолинейного участка трубы длиной 10 м и трех колен, каждый эквивалентный длине 2,44 м, а всего 7,32 м.

Поправочный коэффициент (см. табл. 19-2) для расчета производительности при температуре конденсации 43°С равен 0,94. $Q_{0д} = 119{,}6 \times 0{,}94 = 112{,}4$ кВт.

Снижение температуры во всасывающем трубопроводе составляет

$$\Delta T_д = \Delta T_т (L_э/30)(Q_{0д}/Q_{0т})^{1,8} =$$

$$= 1°С\,(17{,}32\ м/30\ м)(150/112{,}4)^{1,8} =$$

$$= 0{,}97°С.$$

Снижение давления, соответствующее 0,97°С, при температуре всасывания —7°С $\Delta p = (0{,}97°С/1°С) \times 9{,}52$ кПа $= 9{,}23$ кПа.

Если при минимальной нагрузке в вертикальном участке всасывающего трубопровода давление хладагента снижается на величину, соответствующую уменьшению температуры насыщения на 1°С, то скорость движения пара в нем достаточна для возврата масла в компрессор. Однако исключения возможны в системе, в которой температура кипения низкая, а всасывающий трубопровод имеет большую длину или когда минимальная нагрузка системы составляет менее 50% от расчетной. Для любого из указанных условий необходимо проверить скорость движения пара при минимальной нагрузке. Она должна быть выше наименьшей величины, необходимой для подъема масла в вертикальном всасывающем трубопроводе.

Широкое распространение систем автоматического регулирования производительности в современных компрессорах согласно изменениям нагрузки усложняет конструкцию трубопроводов хладагента. С помощью этих систем можно уменьшить производительность компрессора до 25% от максимальной расчетной величины. Если два или большее количество компрессоров соединены параллельно, то производительность всей установки может быть снижена до 10% от суммарной максимальной расчетной производительности компрессоров. Очевидно, что при изменении производительности установки в таком широком диапазоне во всасывающем трубопроводе (если нагрузка минимальна), в котором скорость движения пара хладагента достаточно велика для переноса масла вверх, в период максимальной нагрузки давление хладагента значительно снижается. Однако в вертикальной трубе, в которой при максимальной нагрузке давление хладагента снижается незначительно, скорость движения пара мала и масло в ней не перемещается вверх. Скорость движения пара в горизонтальном участке всасывающего трубопровода не является определяющей и нужно правильно выбрать конструкцию вертикального участка. В большинстве случаев, когда минимальная нагрузка системы составляет не менее 25% от расчетной, следует уменьшить диаметр только вертикальной трубы, а диаметр остальной части всасывающего трубопровода должен быть большим, чтобы обеспечивать малое снижение давления при максимальной нагрузке.

На рис. 19-2 показан способ стыковки горизонтального и вертикального участков всасывающего трубопровода. Патрубок, плоская сторона которого направлена вниз, применяют для соединения нижнего горизонтального участка с коленом. Этим предотвращается образование зоны с низкой скоростью движения пара, где могло бы отделиться масло. Вверху после второго колена

Таблица 19-3

Холодопроизводительность (в кВт) одноступенчатой машины или высокой ступени двухступенчатой машины при использовании трубопровода в зависимости от температуры кипения (насыщения) хладагента R12

Наружный диаметр, мм	Всасывающий трубопровод ($\Delta T = 1°C$)					Нагнетательный трубопровод ($\Delta T = 1°C$)			Жидкостный трубопровод	
	Температура кипения (насыщения)									
	−40°C ($\Delta p = 3,38$ кПа)	−29°C ($\Delta p = 4,96$ кПа)	−18°C ($\Delta p = 6,96$ кПа)	−7°C ($\Delta p = 9,52$ кПа)	4°C ($\Delta p = 12,55$ кПа)	−40°C	−18°C	4°C	от конденсатора к ресиверу (при скорости движения хладагента 0,5 м/с)	после ресивера ($\Delta T = 0,5°C$, $\Delta p = 12,4$ кПа)
Медная труба										
13				0,74	1,09	1,62	1,9	2,36	4,08	7,14
16		0,6	0,91	1,41	2,04	2,99	3,45	4,33	9,32	13,4
20	0,88	1,48	2,39	3,68	5,28	8,09	9,07	11,32	24,41	36,53
28	1,79	3,06	4,89	7,39	10,9	16,18	18,64	23,39	41,68	72,1
34	3,06	5,35	8,44	13,01	18,85	27,43	31,65	39,74	63,66	123,45
41	4,96	8,58	13,58	20,47	29,89	43,6	50,6	63,3	89,68	202,23
53	10,34	17,69	28,14	35,5	61,9	90,7	105,5	131,5	156,15	414,3
66	18,29	31,44	50	74,9	110,4	160	184,6	232,1	240,56	713,25
78	29,27	50,3	79,9	119,6	174,1	256,7	299	372,8	342,91	1209,85
91	36,6	74,6	118,9	178	258,5	376,3	436,1	545,1	464,24	1786,64
103	61,2	105,2	167,8	250	362,3	534,6	619	773,7	608,44	2475,97
128	111,5	189,9	300	450,2	657,7	950	1104	1379		
153	178,7	302,5	481,8	724,5	1052	1505	1737	2180		
Стальная труба										
15			1,06	1,58	2,25	3,24	3,76	4,71	12,06	11,36
20	0,84	1,44	2,25	3,38	4,89	6,89	7,95	9,95	21,98	25,57
25	1,62	2,74	4,29	6,4	9,43	13,19	15,33	19,06	36,58	50,29
32	3,41	5,63	8,86	13,29	19,03	27,43	31,65	39,74	65,42	105,86
40	5,28	8,48	13,22	19,77	28,56	40,1	46,42	58	89,68	166,35
50	9,88	16,49	26,03	38,3	55,2	76	88,30	110,4	168,82	393,55
65	15,62	26,1	40,8	60,8	86,9	122	141,4	176,6	240,21	608,44
75	28,28	46,4	72,5	107,6	154	214,5	249	311	365,77	1096,6
100	56,4	95	150,5	221,2	317,2	439,6	513,5	640,1	629,54	2229,78

125	105,5	172,7	276,8	400,9	580,3	801,9	928,5	1161
150	168,8	276,4	436,1	640,1	942,6	1284	1481	1857
200	346,1	566,2	893,3	1322	1903	2620	3042	3798
250	633,1	1045	1611	2385	3419	4748	5522	6893
300	1006	1671	2564	3798	5346	7491	8652	10867

Примечания:

1. Холодопроизводительность указана при температуре конденсации 38°С и снижении давления Δp вследствие трения на 30 м эквивалентной длины, соответствующем изменению температуры насыщения $\Delta T = 1$°С (за исключением жидкостного трубопровода).

2. Для других значений изменения температуры насыщения $\Delta T_д$ (в °С) и эквивалентной длины $L_э$ (в м) холодопроизводительность

$$Q_{0_д} = Q_{0_т} \left[(30/L_э)\ (\Delta T_д/\Delta T_т)\right]^{0,55},$$

где $Q_{0_т}$ — значение холодопроизводительности по таблице, кВт; ΔT — значение изменения температуры насыщения по таблице, °С; $\Delta T_д$ — действительное значение изменения температуры насыщения, °С.

3. Для других значений холодопроизводительности $Q_{0_д}$ (в кВт) и эквивалентной длины $L_э$ (в м) при данном диаметре трубы действительное значение изменения температуры насыщения (в °С)

$$\Delta T_д = \Delta T_т\ (L_э/30)\ (Q_{0_д}/Q_{0_т})^{1,8}.$$

4. Для значений холодопроизводительности при температурах конденсации, отличных от 38°С, умножить величину в табл. 19-3 на приведенный в табл. 19-3а поправочный коэффициент.

Таблица 19-3а

Трубопровод	Температура конденсации, °С					
	27	32	38	41	43	49
Всасывающий	1,11	1,06	1	0,97	0,94	0,88
Нагнетательный	0,88	0,94	1	1,04	1,07	1,16

Таблица 19-4

Холодопроизводительность (в кВт) одноступенчатой машины или высокой ступени двухступенчатой машины при использовании трубопровода в зависимости от температуры кипения (насыщения) хладагента R22

Наружный диаметр, мм	Всасывающий трубопровод ($\Delta T = 1°C$)					Нагнетательный трубопровод ($\Delta T = 0{,}5°C$; $\Delta p = 21{,}03$ кПа)		Жидкостный трубопровод	
	Температура кипения (насыщения)							от конденсатора к ресиверу (при скорости движения хладагента 0,5 м/с)	после ресивера ($\Delta T = 0{,}5°C$, $\Delta p = 21{,}03$ кПа)
	—40°C ($\Delta p = 5{,}45$ кПа)	—29°C ($\Delta p = 7{,}93$ кПа)	—18°C ($\Delta p = 11{,}03$ кПа)	—7°C ($\Delta p = 15{,}31$ кПа)	4°C $\Delta p = 20{,}2$ кПа)	—40°C	4°C		
Медная труба									
13				1,41	2,08	2,67	3,02	7,88	12,3
16		1,13	1,72	2,64	3,87	5,06	5,73	12,56	22,5
20	1,27	3,06	4,61	7,03	6,65	13,43	15,19	26,06	59 8
28	3,8	6,12	9,32	14,17	20,47	26,83	30,39	44,7	121
34	6,61	10,59	16,21	24,72	35,1	46,8	53,1	67,5	211
41	10,2	16,81	25,43	36,08	56,1	70	83	95,7	334
53	21,84	35,06	53,5	81,6	116,8	154,7	175,1	166,4	703
66	38	61,5	93,2	141,7	204,3	270,5	306	257,4	1175
78	60,8	95,3	152,3	226,8	327,4	422	478	366,1	2012
91	91,1	147,4	224,7	340,4	490,6	630	714	496,2	3025
103	129,8	208,2	315,5	478,3	689,3	904	1023	643,6	4220
128	232,5	375,3	569,8	861,7	1248,5	1621	1836		
Стальная труба									
15		1,34	1,97	2,95	4,22	5,31	6,01	16,4	19,3
20	1,72	2,74	4,15	6,23	8,86	11,89	13,43	21,7	42,9
25	3,31	5,24	7,88	11,40	16,6	21,7	24,62	46,4	85,8
32	6,86	10,59	16,42	24,02	34,22	42,9	48,5	80,5	181,1
40	10,16	16,35	24,76	36,6	51,7	67,2	76	130,5	274
50	19,69	31,3	45,7	70	99,2	130,1	147,4	181,1	651
65	31,3	49,94	75,6	112,2	161,4	204,3	231,4	257,8	1045
75	55,9	88,6	133,6	198,7	281,7	359	408	397,4	1794
90	81,2	127	193,8	284,9	408	521	591	532,8	2476

100	112,9	178,7	269,8	396,4	559,2	721	816	689,3	3728
125	203,3	320	486,5	717,5	1027	1319	1495		
150	330,9	522,6	787,8	1157,1	1660	2117	2395		
200	699,9	1111,4	1667,1	2476	3502,9	4466	5064		
250	1034,7	1934,4	2954,3	4311,8	6189,9	7737	8757		
300	1951,9	3084,4	4712,8	6805,4	9830	12661	14349		

Примечания:

1. Холодопроизводительность указана при температуре конденсации 41°С и снижении давления Δp из-за трения на 30 м эквивалентной длины, соответствующем изменению температуры насыщения $\Delta T = 1$°С (за исключением нагнетательного и жидкостного трубопроводов).

2. Для других значений изменения температуры насыщения ΔT (в °С) и эквивалентной длины $L_э$ (в м) холодопроизводительность

$$Q_{0д} = Q_{0т}\ [(30/L_э)\ (\Delta T_д/\Delta T_т)]^{0,55}.$$

где $Q_{0т}$ — значение холодопроизводительности по таблице, кВт; $\Delta T_т$ — значение изменения температуры насыщения по таблице, °С; $\Delta T_д$ —действительное значение изменения температуры насыщения, °С.

3. Для других значений холодопроизводительности $Q_{0д}$ (в кВт) и эквивалентной длины $L_э$ (в м) при данном диаметре трубы действительное значение изменения температуры насыщения

$$\Delta T_д = \Delta T_т\ (L_э/30)\ (Q_{0д}/Q_{0т})^{1,8}.$$

4. Для значений холодопроизводительности при температурах конденсации, отличных от 41°С, умножить величину в таблице на приведенный в табл. 19-4а поправочный коэффициент.

Таблица 19-4а

Трубопровод	Температура конденсации, °С						
	27	32	38	43	49	54	60
Всасывающий	1,11	1,07	1,03	0,97	0,9	0,86	0,80
Нагнетательный	0,79	0,88	0,95	1,04	1,10	1,18	1,26

Таблица 19-5

Холодопроизводительность (в кВт) одноступенчатой машины или высокой ступени двухступенчатой машины при использовании трубопровода в зависимости от температуры кипения (насыщения) хладагента R502

Наружный диаметр медной трубы, мм	Всасывающий трубопровод ($\Delta T = 1°C$)						Нагнетательный трубопровод ($\Delta T = 0{,}5°C$, $\Delta p = 21{,}03$ кПа)			Жидкостный трубопровод	
	Температура кипения (насыщения)									от конденсатора к ресиверу (при скорости движения хладагента 0,5 м/с)	после ресивера ($\Delta T=0{,}5°C$, $\Delta p=21{,}72$ кПа)
	—51°C ($\Delta p=2{,}14$ кПа)	—40°C ($\Delta p=6{,}48$ кПа)	—29°C ($\Delta p=9{,}17$ кПа)	—18°C ($\Delta p=12{,}62$ кПа)	—7°C ($\Delta p=16{,}75$ кПа)	4°C ($\Delta p=21{,}65$ кПа)	—40°C	—18°C	4°C		
13	0,35	0,39	0,53	0,77	1,2	1,72	2,15	2,18	2,74	5,66	8,44
16	0,39	0,53	0,91	1,48	2,22	3,2	4,01	4,4	5,1	9,07	15,9
22	0,81	1,44	2,39	3,83	5,77	8,41	10,48	11,75	13,36	18,82	42,24
28	1,62	2,88	4,85	7,74	11,71	16,99	21,17	23,7	26,94	32,1	85,92
34	2,81	5,06	8,51	13,5	20,4	29,58	36,89	41,29	46,92	48,89	150,21
41	4,47	8,02	13,47	21,35	32,22	46,74	58,07	65,03	73,89	69,21	238,07
53	9,32	16,74	28,03	44,42	66,75	96,54	119,68	134,14	152,5	120,39	495,44
66	16,57	29,68	49,66	78,39	117,82	170,15	210,78	236,27	268,52	185,67	877,25
78	26,59	47,62	79,41	125,06	187,74	270,88	335,31	377,02	427,32	265	1401

91	39,74	70,87	118,1	185,8	278,72	402,91	497,3	557,8	633,41	358,38	2085
103	56,2	100,13	166,68	261,98	393,13	565,89	699,88	784,64	891,56	466	2944,6
128	100,97	179,61	298,42	468,89	701,18	1009,1	1246,1	1397	1587		
153	163,01	279,48	481,02	752,88	1125,1	1617,7	1996,2	2238,6	2543		

Примечания:

1. Холодопроизводительность указана при температуре конденсации 41°С и снижении давления Δp из-за трения на 30 м эквивалентной длины, соответствующем изменению температуры насыщения $\Delta T=1$°С (за исключением нагнетательного и жидкостного трубопроводов).
2. Для других значений изменения температуры насыщения ΔT (в °С) и эквивалентной длины $L_э$ (в м) холодопроизводительность

$$Q_{0_д} = Q_{0_т}\,[(30/L_э)\,(\Delta T_д/\Delta T_т)]^{0,55},$$

где $Q_{0_т}$ — значение холодопроизводительности по таблице; кВт; $\Delta T_т$ — значение изменения температуры насыщения по таблице, °С; $\Delta T_д$ — действительное значение изменения температуры насыщения, °С.

3. Для других значений холодопроизводительности $Q_{0_д}$ (в кВт) и эквивалентной длины $L_э$ (в м) при данном диаметре трубы действительное значение изменения температуры насыщения

$$\Delta T_д = \Delta T_т\,(L_э/30)\,(Q_{0_д}/Q_{0_т})^{1,8}$$

4. Для значений холодопроизводительности при температурах конденсации, отличных от 41°С, умножить величину в таблице 19,5 на приведенный в табл. 19-5а поправочный коэффициент.

Таблица 19-5а

Трубопровод	Температура конденсации, °С					
	27	32	38	43	49	54
Всасывающий	1,20	1,12	1,04	0,96	0,88	0,8
Нагнетательный	0,83	0,91	0,97	1,02	1,08	1,16

Таблица 19-6

Холодопроизводительность (в кВт) одноступенчатой машины или высокой ступени двухступенчатой машины при использовании трубопровода в зависимости от температуры кипения (насыщения) хладагента R717 (аммиака)

Наружный диаметр стальной трубы, мм	Всасывающий трубопровод ($\Delta T = 0{,}5°C$)					Нагнетательный трубопровод ($\Delta T = 0{,}5°C$; $\Delta p = 22{,}73$ кПа)	Жидкостный трубопровод	
	Температура кипения (насыщения)						от конденсатора к ресиверу (при скорости движения хладагента 0,5 м/с)	после ресивера ($\Delta p = 13{,}79$ кПа)
	—40°C ($\Delta p = 2{,}21$ кПа)	—29°C ($\Delta p = 3{,}59$ кПа)	—18°C ($\Delta p = 5{,}38$ кПа)	—7°C ($\Delta p = 7{,}45$ кПа)	4°C ($\Delta p = 10{,}2$ кПа)			
10							29,9	40,8
15						12,06	47,5	82,6
20				9,07	13,19	26,55	87,6	187,1
25		7,42	12,17	18,08	26,38	52,8	146	369
32	11,34	19,59	31,3	47,1	68,2	137,9	264,8	791
40	16,99	30,77	48,18	71	103,4	204	362,3	1234
50	32,85	57,7	92,1	138,6	201,5	397	678,8	2831
65	52,8	91,4	148,4	219,8	320,8	633	971	4502
75	94,6	161,8	259,9	390	358,7	1111	1495	7984
100	197,3	332,4	531	795	1150	2251	2589	16284

125	358	605	957	1435	2082	4080
150	563	985	1565	2328	3369	6682
200	1189	2005	3193	4766	6893	13540
250	1877	3623	5768	8546	12503	
300	3429	5838	9285	13857	19977	

Примечания:

1. Холодопроизводительность указана при температуре конденсации 38°С и снижении давления Δp из-за трения на 30 м эквивалентной длины, соответствующем изменению температуры насыщения $\Delta T = 0{,}5$°С (за исключением жидкостного трубопровода).
2. Для других значений изменения температуры насыщения ΔT (в °С) и эквивалентной длины $L_э$ (в м) холодопроизводительность

$$Q_{0_д} = Q_{0_т}\,[(30/L_э)\,(\Delta T_д/\Delta T_т)]^{0,55},$$

где $Q_{0_т}$ — значение холодопроизводительности по таблице, кВт; $\Delta T_т$ — значение изменения температуры насыщения по таблице, °С; $\Delta T_д$ — действительное значение изменения температуры насыщения, °С.

3. Для других значений холодопроизводительности $Q_{0_д}$ (в кВт) и эквивалентной длины $L_э$ (в м) при данном диаметре трубы действительное значение изменения температуры насыщения

$$\Delta T_д = \Delta T_т\,(L_э/30)\,(Q_{0_д}/Q_{0_т})^{1,8}.$$

4. Для значений холодопроизводительности при температурах конденсации, отличных от 38°С, умножить величину в таблице 19-6 на приведенный в табл. 19-6а поправочный коэффициент.

Таблица 19-6а

Трубопровод	Температура конденсации, °С			
	21	27	32	38
Всасывающий	1	1	1	1
Нагнетательный	0,7	0,8	0,9	1

Таблица 19-7

Холодопроизводительность (в кВт) низкой ступени двухступенчатой машины при использовании трубопроводов в зависимости от температуры кипения хладагента

Хладагент	Наружный диаметр, мм	Всасывающий трубопровод. Температура кипения −68°C	−62°C	−57°C	−51°C	−46°C	−40°C	−34°C	Нагнетательный трубопровод	Жидкостный трубопровод после ресивера
Медная труба	13									7,38
	16									13,72
	22				0,7	1,05	1,41	1,76	3,17	38,69
R12 (при ΔT= = 1°C)	28	0,6	0,84	1,05	1,4	2,11	2,81	3,52	6,33	75,62
	34	1,06	1,48	2,11	2,8	3,87	4,92	5,98	11,25	130
	41	1,65	2,36	3,17	4,2	5,98	7,74	9,5	17,6	211
	53	3,52	4,92	6,68	8,8	12,3	16,2	20	36,9	440
	66	5,98	8,4	11,6	15,8	21,5	28,1	35,2	65,1	774
	78	9,8	13,7	19	25,7	35,2	45,7	57	105,5	1231
	91	14,4	20,8	28,8	38	52,8	68,6	85,5	154,7	
	103	21,1	29,9	41,1	54,9	75,6	98,5	123,1	228,6	
	128	37,3	53,1	73,2	97,8	135,4	175,9	219,8	397,4	
	153	63,7	90,7	124,5	166	230	298,9	327,8	633,1	
R22 (при ΔT = 1°C)	13									12,66
	16								2,11	24,62
	22	0,56	0,8	1,09	1,55	2	2,64	3,31	5,28	63,3
	28	1,2	1,69	2,29	3,2	4,19	5,45	6,79	10,6	126,6
	34	1,76	2,85	3,94	5,59	7,28	9,5	12	18,3	222
	41	3,27	4,71	6,3	8,8	11,6	15,1	19	29,9	352
	53	6,68	9,8	13	18,3	23,9	31,3	39	61,5	739
	66	12,3	17,6	23,2	33,1	43,3	56,3	70,3	109	1319
	78	19,3	28,1	37,3	52,8	68,9	89,7	112,5	175,9	
	91	29,5	42,2	56,3	79,5	103,8	135,4	168,8	263,8	
	103	42,2	60,5	80,5	113,5	148,8	193,4	242	369,3	
	128	74,6	107,6	144,2	202,2	263,8	344,7	429,1	668,2	
	153	122,4	175,9	233,9	330,6	432,6	562,7	703,4	1072,7	
R717 (при ΔT= = 0,5°C)	10									60
	15			0,91	1,34	1,76	2,18	3,52		120
	20			1,93	2,67	3,69	4,57	7,39		264
	25			3,69	5,38	7,03	8,79	14,42	См. табл.	528
	32			7,56	11	14,42	17,94	29,9	19-6	1073
	40			12	17,6	22,9	28,5	44		1723
	50			22,2	32,4	42,2	52,8	88		
	65			36,2	52,8	68,6	85,5	141		
	75			64,7	94,3	123	153,7	250		
	90			96	140	183	228,6	369		
	100			132,9	194,1	253	316,5	510		
	125			240,2	351,7	457	570	914		
	150			386,9	566,2	739	921	1495		
	200			907,4	1322	1723	2145			

Примечания:

1. Холодопроизводительность указана при снижении давления из-за трения на 30 м эквивалентной длины, соответствующем изменению температуры насыщения ΔT.
2. Холодопроизводительность указана при температуре насыщения нагнетаемого пара — 18°C. Для значений холодопроизводительности при температуре насыщения нагнетаемого пара, отличного от — 18°C, умножить величину в таблице 19-7 на приведенный в табл. 19-7а поправочный коэффициент.

Таблица 19-7а

Хладагент	Трубопровод	Температура насыщения нагнетаемого пара, °С						
		—34	—29	—23	—18	—12	—7	—1
R12	Всасывающий	1,12	1,07	1,03	1	0,96	0,93	0,9
	Нагнетательный	0,55	0,7	0,85	1	1,25	1,5	1,8
R22	Всасывающий	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,9
	Нагнетательный	0,58	0,71	0,85	1	1,2	1,45	1,80
R717	»			0,77	1	1,23	1,45	1,67

3. Для других значений изменения температуры насыщения ΔT (в °С) и эквивалентной длины $L_э$ (в м) холодопроизводительность

$$Q_{0д} = Q_{0т}\ [30/L_э)\ (\Delta T_д/\Delta T_т)]^{0,55},$$

где $Q_{0т}$ — значение холодопроизводительности по таблице, кВт; $\Delta T_т$ — значение изменения температуры насыщения, °С; $\Delta T_д$ — действительное значение изменения температуры насыщения, °С.

4. Для других значений холодопроизводительности $Q_{0д}$ (в кВт) и эквивалентной длины $L_э$ (в м) при данном диаметре трубы действительное значение изменения температуры насыщения

$$\Delta T_д = \Delta T_т\ (L_э/30)\ (Q_{0д}/Q_{0т})^{1,8}.$$

5. Холодопроизводительность при использовании жидкостного трубопровода от конденсатора к ресиверу для хладагентов R12, R22, R717 приведена соответственно в табл. 19-3, 19,4. 19-6.

диаметр горизонтального участка трубопровода увеличивается и масло не может стекать обратно в вертикальный участок трубопровода.

ДВУХТРУБНЫЕ ВСАСЫВАЮЩИЕ ЛИНИИ

Если общая длина всасывающей линии невелика, а ее горизонтальная часть имеет достаточно большой диаметр (минимальная нагрузка на установку более 25% от максимальной), то при небольшом диаметре вертикального участка в период минимальной нагрузки обеспечивается такая скорость движения хладагента, которая не создает значительного снижения давления. Если всасывающая линия имеет большую протяженность (минимальная нагрузка на установку менее 25% от максимальной), то недостаточный диаметр вертикального участка приводит в период максимальной нагрузки к значительному снижению давления хладагента, особенно в низкотемпературных установ-

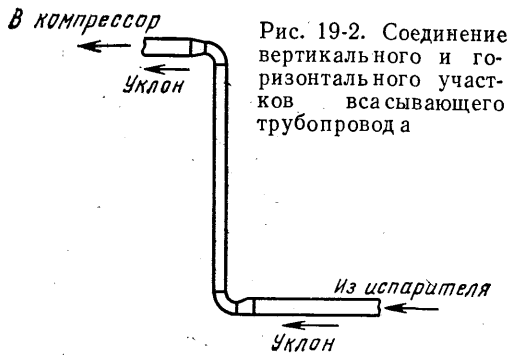


Рис. 19-2. Соединение вертикального и горизонтального участков всасывающего трубопровода

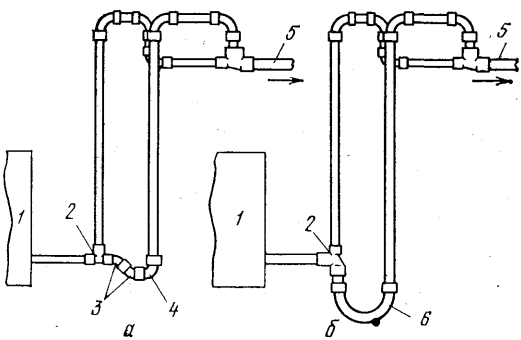


Рис. 19-3. Варианты двухтрубной всасывающей линии:

1 — испаритель; 2 — тройник; 3 — колено (угол 45°); 4 — колено (угол 90°); 5 — всасывающий трубопровод; 6 — U-образная трубка

ках. В этих случаях необходимо применять двухтрубную линию, показанную на рис. 19-3.

Вертикальный трубопровод небольшого диаметра предназначен для циркуляции хладагента в период минимальной нагрузки, а две вертикальные трубы — во время максимальной нагрузки. Труба большего диаметра имеет внизу отделитель. При минимальной нагрузке масло осаждается в отделителе и блокирует поток пара через вертикальную трубу большего диаметра, увеличивая тем самым интенсивность потока и скорость движения в вертикальной трубе меньшего диаметра, что обеспечивает перемещение масла вверх. При увеличении нагрузки на систему скорость движения пара в вертикальной трубе меньшего диаметра увеличивается до тех пор, пока снижение давления в ней не будет достаточным для уноса масла из отделителя, после чего поток хладагента проходит через обе трубы.

Отделитель в нижней части большей трубы образован из двух колен с углом 45° и одного колена с углом 90°. Это делается для того, чтобы количество отделенного масла было минимальным. Перевернутый отделитель (петлю) применяют для присоединения вертикальной трубы к верхнему горизонтальному трубопроводу, чтобы масло не стекало обратно.

КОНСТРУКЦИЯ ВСАСЫВАЮЩЕГО ТРУБОПРОВОДА

Всасывающий трубопровод располагают таким образом, чтобы исключить возможность попадания жидкого хладагента (или большого количества масла) в компрессор во время рабочей или нерабочей части цикла, а также при его пуске. Для этой же цели целесообразно установить регенеративный теплообменник при использовании испарителей непосредственного охлаждения, подача хладагента в которые осуществляется с помощью ТРВ. Во время нерабочей части цикла ТРВ часто не закрывается достаточно плотно, в результате чего происходит протечка жидкого хладагента в испаритель из жидкостного трубопровода. При пуске компрессора избыточное количество жидкости переливается во всасывающий трубопровод и поступает в компрессор, если нет регенеративного теплообменника для улавливания и испарения жидкости до компрессора. Регенеративный теплообменник предназначен также для улавливания и испарения жидкости, которая может попасть во всасывающий трубопровод из-за избыточной подачи хладагента регулирующим вентилем при пуске или внезапном изменении нагрузки на испаритель.

Регенеративный теплообменник не устанавливают в случае, если машина работает в цикле поддержания низкого давления в картере компрессора, т. е. когда весь жидкий хладагент выкипает и отсасывается из испарителя до выключения компрессора. При этом электромагнитный вентиль, смонтированный на жидкостном трубопроводе до регулятора расхода хладагента, предотвращает попадание жидкого хладагента в испаритель из жидкостного трубопровода в случае неплотного закрытия регулирующего вентиля.

Если испаритель расположен над компрессором, а машина не работает в цикле поддержания низкого давления в картере компрессора, то всасывающий трубопровод должен иметь подъем после термобаллона регулирующего вентиля, чтобы жидкий хладагент не стекал из испарителя в компрессор во время нерабочей части цикла (рис. 19-4). Когда машина работает в цикле поддержания низкого давления в картере компрессора, то ловушку для хладагента можно не устанавливать, чтобы трубопровод обеспечивал свободную циркуляцию хладагента и масла (пунктирная линия на рис. 19-4).

При размещении испарителя под компрессором и монтаже всасывающей вертикальной линии рядом с испарите-

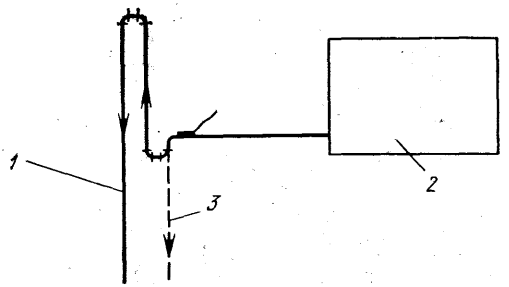


Рис. 19-4. Расположение всасывающей линии при размещении испарителя над компрессором:

1 — всасывающий трубопровод при работе без поддержания низкого давления в картере компрессора; *2* — испаритель; *3* — всасывающий трубопровод при работе с поддержанием низкого давления в картере компрессора

лем делают ловушку для предотвращения накапливания жидкого хладагента в точке расположения термобаллона (рис. 19-5). Если монтировать ловушку нецелесообразно, то термобаллон крепят к вертикальной трубе примерно на 0,3—0,5 м выше горизонтального коллектора (см. пунктирную линию на рис. 19-5).

Каждый из нескольких испарителей (или секций испарителя) присоединяют к общему всасывающему трубопроводу с помощью индивидуальной вертикальной трубы (рис. 19-6). ТРВ работают неудовлетворительно, если нагрузка на испаритель ниже 50% от расчетной производительности вентиля. Это нужно

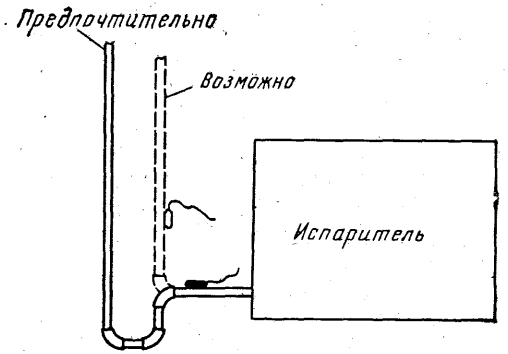


Рис. 19-5. Расположение всасывающей линии при размещении испарителя под компрессором

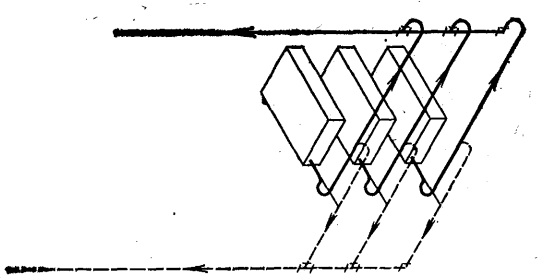


Рис. 19-6. Испарители с индивидуальными всасывающими трубопроводами

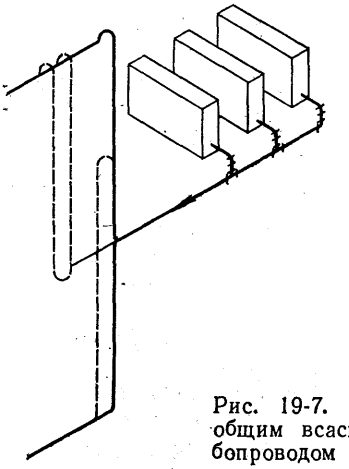


Рис. 19-7. Испарители с общим всасывающим трубопроводом

учитывать при определении скорости потока хладагента через вертикальную трубу. Применение индивидуальной вертикальной трубы для каждого испарителя (или отдельной секции) обеспечивает возврат масла при минимальной нагрузке. На рис. 19-7—19-9 показаны некоторые способы присоединения ряда испарителей к общему всасывающему трубопроводу, когда нецелесообразно применение индивидуальных вертикальных труб.

Всасывающий трубопровод подводят к компрессору сверху. Трубопровод прокладывают без отделителя жидкости и монтируют так, чтобы масло стекало из него в компрессор. Если несколько компрессоров присоединены к общему всасывающему коллектору, то трубопровод следует выполнить таким образом, чтобы одинаковое количество масла

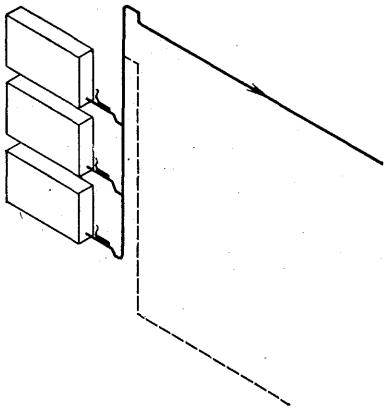


Рис. 19-8. Соединение испарителей, расположенных на разных уровнях, с общим всасывающим вертикальным трубопроводом

возвращалось в каждый из них. Типичные примеры расположения трубопроводов для нескольких компрессоров показаны на рис. 19-10 и 19-11.

НАГНЕТАТЕЛЬНЫЙ ТРУБОПРОВОД

Диаметр нагнетательного трубопровода определяют так же, как диаметр всасывающего трубопровода. Сопротивление нагнетательного трубопровода повышает давление нагнетания, уменьшает производительность и КПД машины. Поэтому диаметр нагнетательного трубопровода должен быть такого размера, чтобы обеспечивалось минимальное снижение давления хладагента. Величины производительности нагнетательных трубопроводов различных размеров приведены в табл. 19-3—19-6. В основу данных, приведенных в таблицах, положена величина общего снижения давления хладагента на 30 м эквивалентной длины, соответствующего уменьшению температуры насыщения на 1°С хладагента R12, R22, R502 и 0,5°С аммиака.

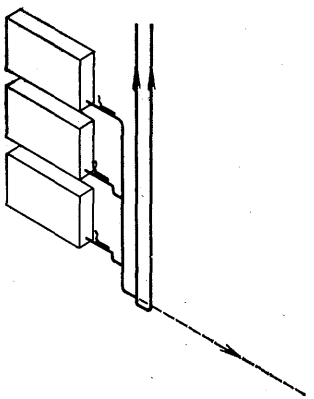


Рис. 19-9. Соединение испарителей, расположенных на разных уровнях, с двухтрубным всасывающим вертикальным трубопроводом

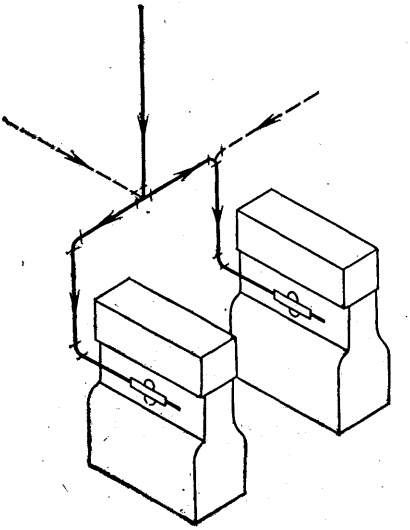


Рис. 19-10. Всасывающие трубопроводы двух компрессоров, соединенных параллельно

Горизонтальный нагнетательный трубопровод должен иметь наклон в направлении потока хладагента, чтобы масло из компрессора поступало в конденсатор, а не стекало обратно в компрессор. Минимальная скорость движения пара в горизонтальном нагнетательном трубопроводе обычно не является определяющим фактором, однако скорости движения пара в нагнетательном вертикальном трубопроводе необходимо уделить особое внимание. Как и в случае со всасывающим вертикальным трубопроводом, нагнетательный вертикальный трубопровод должен быть сконструирован таким образом, чтобы скорость

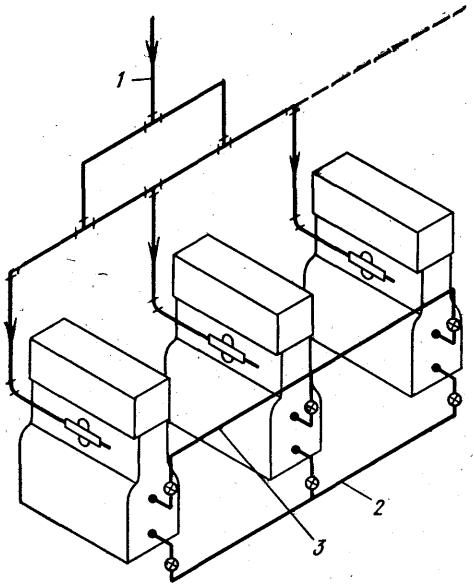
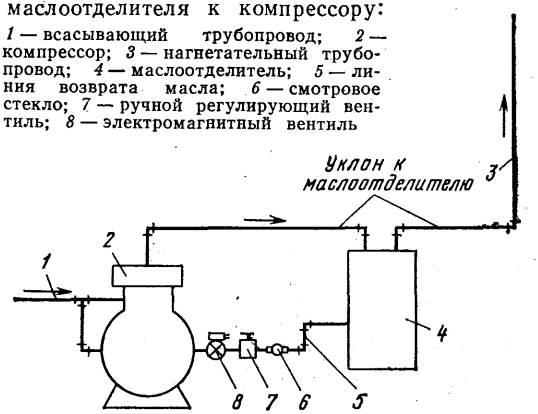


Рис. 19-11. Трубопроводы трех компрессоров, соединенных параллельно:

1 — всасывающий трубопровод; *2* — уравнительная линия для масла; *3* — уравнительная линия давления в картере

Рис. 19-12. Схема присоединения маслоотделителя к компрессору:

1 — всасывающий трубопровод; *2* — компрессор; *3* — нагнетательный трубопровод; *4* — маслоотделитель; *5* — линия возврата масла; *6* — смотровое стекло; *7* — ручной регулирующий вентиль; *8* — электромагнитный вентиль



движения пара в нем при минимальной нагрузке была достаточна для перемещения масла вверх (см. табл. 9-2). Если производительность машины меняется в широком диапазоне, то можно применять двухтрубную линию при отсутствии маслоотделителя в нагнетательном трубопроводе. При наличии маслоотделителя скорость движения пара в нагнетательном вертикальном трубопроводе не является определяющим фактором. В нем давление снижается на малую величину, чтобы масло в период минимальной нагрузки стекало обратно в отделитель (рис. 9-12).

Когда компрессор не работает, масло, прилипшее к внутренней поверхности нагнетательного вертикального трубопровода, стекает вниз. Если его высота превышает 2—3 м, то количество стекающего масла может быть довольно значительным. В связи с этим в нижней части вертикального нагнетательного трубопровода следует сделать петлю, чтобы масло не могло попасть из нагнетательного трубопровода обратно в компрессор. В этой петле (отделителе) собирается также жидкий хладагент, который конденсируется в нагнетательном вертикальном трубопроводе во время нерабочей части цикла. Через каждые 7,5 м вертикального участка нагнетательного трубопровода должны быть смонтированы дополнительные отделители (рис. 19-13). Размер отделителя по горизонтали должен быть минимальным. Его можно изготовить из двух колен с углом 90°С. Высота отделителя должна быть примерно 0,5 м.

Отделитель не устанавливают, если применяют маслоотделитель, так как масло или жидкий хладагент будет стекать в маслоотделитель из вертикальной линии во время нерабочей части цикла. Необходимо принять определенные меры для предотвращения возможности перетекания жидкого хладагента из маслоотделителя в картер компрессора во время нерабочей части цикла (см. с. 440—442).

Продувочный вентиль для выпуска неконденсирующихся газов из системы монтируют в самой высокой точке нагнетательного трубопровода или конденсатора.

При параллельной работе двух или большего количества компрессоров нагнетательный трубопровод монтируют

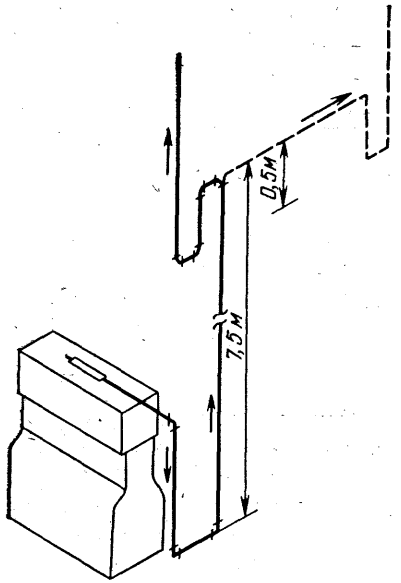


Рис. 19-13. Расположение нагнетательного вертикального трубопровода

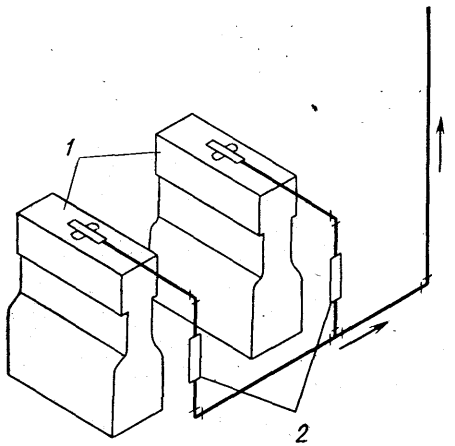


Рис. 19-14. Нагнетательный трубопровод компрессоров, соединенных параллельно: *1* — компрессоры; *2* — глушители на стороне нагнетания

таким образом, чтобы масло, которое уносится из работающего компрессора, не поступало в бездействующий. Сжатый пар из одного компрессора не должен нагнетаться в другой. В правильно смонтированной установке нагнетательные патрубки каждого компрессора соединяются с общим нагнетательным трубопроводом у пола (рис. 19-14). При таком расположении трубопроводов не нужен отделитель, так как нижний коллектор выполняет его функцию.

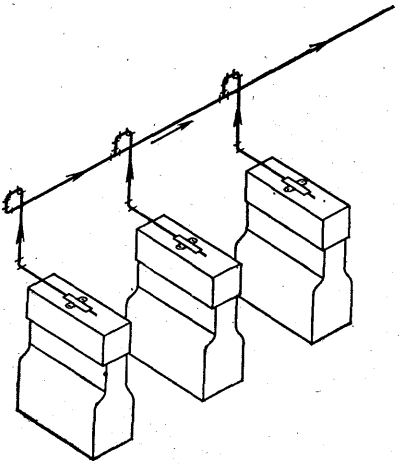


Рис. 19-15. Нагнетательный трубопровод компрессоров, соединенных параллельно

Если нагнетательный коллектор должен быть расположен над компрессорами, то нагнетательные патрубки каждого из компрессоров присоединяются к коллектору сверху (см. рис. 19-15), в результате чего масло не стекает из него в бездействующий компрессор.

Для уменьшения шума и вибрации при работе компрессора рекомендуется монтировать глушитель на горизонтальном или вертикальном участке нагнетательного трубопровода с движением пара вниз, как показано на рис. 19-14. Его не следует устанавливать на вертикальном участке нагнетательной линии с движением хладагента вверх.

ЖИДКОСТНЫЙ ТРУБОПРОВОД

Жидкостный трубопровод предназначен для подачи потока переохлажденного жидкого хладагента из ресивера к регулятору расхода при достаточно высоком давлении, чтобы последний мог работать эффективно. Хладагент нахо-

дится в жидком состоянии, и масло, поступающее в трубопровод, легко переносится вместе с ним в испаритель. В связи с этим к жидкостному трубопроводу предъявляют менее жесткие требования, чем к другим трубопроводам хладагента. Следует только предотвратить возможность испарения жидкости до ее поступления в регулятор расхода. Образование пара в жидкостном трубопроводе снижает производительность регулятора расхода хладагента, вызывает эрозию иглы и седла вентиля и часто является причиной неравномерной подачи потока жидкого хладагента в испаритель. Для предотвращения парообразования хладагента в трубопроводе необходимо, чтобы давление жидкости в нем было выше давления насыщения.

В связи с тем что жидкость на выходе из конденсатора обычно переохлаждена на 3—5°С, она не кипит в трубопроводе, если давление хладагента до регулятора расхода снижается не более чем на 35—70 кПа. Однако при снижении давления более 70 кПа нужно дополнительно переохлаждать жидкость для предотвращения процесса парообразования. В большинстве случаев требуемое переохлаждение обеспечивается регенеративным теплообменником и переохладителем с водяным охлаждением. В исключительных случаях применяют переохладитель непосредственного охлаждения (рис. 19-16).

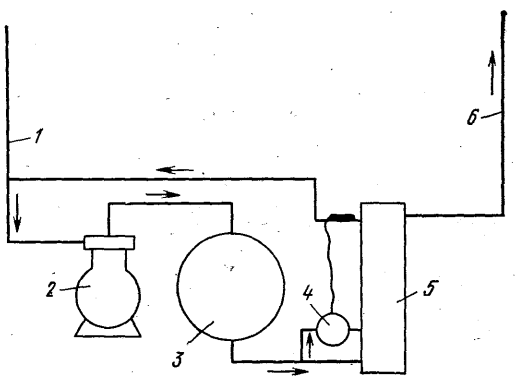


Рис. 19-16. Схема переохлаждения жидкого хладагента:

1 — всасывающий трубопровод; *2* — компрессор; *3* — водяной конденсатор; *4* — регулирующий вентиль; *5* — переохладитель непосредственного охлаждения; *6* — трубопровод переохлажденной жидкости

Величину требуемого переохлаждения в отдельной установке определяют путем расчета снижения давления в жидкостном трубопроводе. Снижение давления хладагента является не только результатом потерь на трение, но и следствием перемещения его по вертикали. Жидкостные трубопроводы можно выбрать в табл. 19-2—19-5. Статическое снижение давления (в Па) на 1 м подъема по вертикали определяют, умножая значение плотности жидкости (в кг/м³) на величину ускорения свободного падения (9,807 Н/кг), как указано на с. 296.

Пример 19-3. Холодильная машина, работающая на R12, имеет производительность 123 кВт при температуре конденсации 38°С. Эквивалентная длина жидкостного трубопровода, включая арматуру и колена, составляет 20 м. Жидкостный вертикальный участок с движением хладагента вверх высотой 7 м. Определить диаметр требуемого жидкостного трубопровода, общее снижение давления в трубопроводе, величину переохлаждения жидкости для предотвращения ее дросселирования.

Решение. В табл. 19-3 находим, что медный трубопровод с наружным диаметром 34 мм имеет пропускную способность, соответствующую производительности 123,5 кВт при снижении давления 12,4 кПа на 30 м эквивалентной длины трубы.

Потери на трение в трубе на 20 м эквивалентной длины равны: $\Delta p_{тр}$ = (20 м/30 м)× × 12,4 кПа = 8,27 кПа.

В табл. 16-3 находим, что плотность жидкости при 38°С равна 1261,13 кг/м³.

Потеря давления на 1 м подъема трубопровода $\Delta p_п$ = 1261,13 кг/м³ × 9,807 Н/кг= = 12368 Па = 12,37 кПа.

Потеря статического давления $\Delta p_{ст}$ = = 12,37 кПа/м × 7 м = 86,59 кПа.

Общее снижение давления в жидкостном трубопроводе составляет: Δp = 8,27 кПа + +86,59 кПа = 94,86 кПа.

При температуре конденсации 38°С давление в конденсаторе составляет 914 кПа абс. Давление перед регулятором расхода хладагента равно 819 кПа абс., которому соответствует температура 34°. Величина требуемого переохлаждения приблизительно равна 4°С (38°С — 34°С).

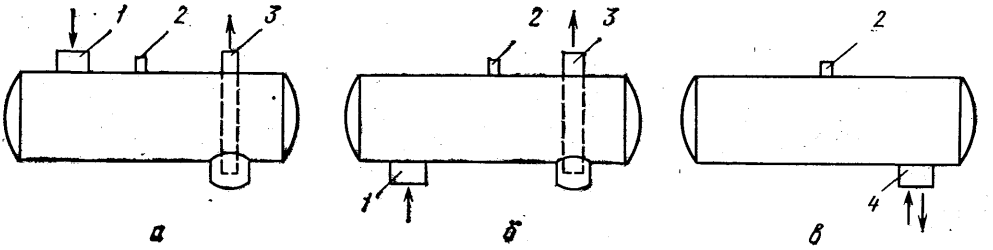


Рис. 19-17. Типы ресиверов:

а и *б* — проходные; *в* — буферный: *1* — входной патрубок; *2* — патрубок уравнительной линии; *3* — выходной патрубок; *4* — патрубок входа и выхода

ТРУБОПРОВОД, СОЕДИНЯЮЩИЙ КОНДЕНСАТОР С РЕСИВЕРОМ

Количество хладагента в испарителе и конденсаторе меняется в зависимости от тепловой нагрузки на установку. Поэтому во всех установках, имеющих ручные, автоматические, терморегулирующие или поплавковые вентили низкого давления, применяют ресивер. Исключением являются установки с водяным конденсатором, выполняющим также роль ресивера, а также установки с воздушным конденсатором, в котором имеется змеевик для переохлаждения жидкости. Ресивер компенсирует колебания в величине зарядки хладагента, предотвращает повышение уровня жидкости в конденсаторе, которое может привести к уменьшению его эффективной поверхности. В ресивере помещается запас жидкого хладагента.

Трубопровод от конденсатора к ресиверу должен быть сконструирован таким образом и иметь такой диаметр, чтобы обеспечить свободный слив жидкости из конденсатора. Если давление в ресивере становится выше давления в конденсаторе, то пар, находящийся в ресивере, будет препятствовать сливу жидкого хладагента из конденсатора. Это происходит, когда ресивер нагревается больше конденсатора, например в зимнее время и при пониженной нагрузке. Чтобы обеспечить слив жидкого хладагента из конденсатора, давление в ресивере и конденсаторе уравнивают.

Существуют два основных типа ресиверов: проходной и буферный (рис. 19-17). Проходной ресивер может иметь подвод жидкости снизу или сверху. При наличии проходного ресивера вся жидкость стекает из конденсатора в ресивер до поступления в жидкостный трубопровод. Буферный ресивер отличается от проходного тем, что в него поступает часть жидкости из конденсатора, которая не вместилась в испарителе. В буферном ресивере жидкость входит и выходит через один и тот же патрубок.

В проходном ресивере с подводом жидкости сверху уравнивание давления в ресивере и конденсаторе осуществляется непосредственно через соеди-

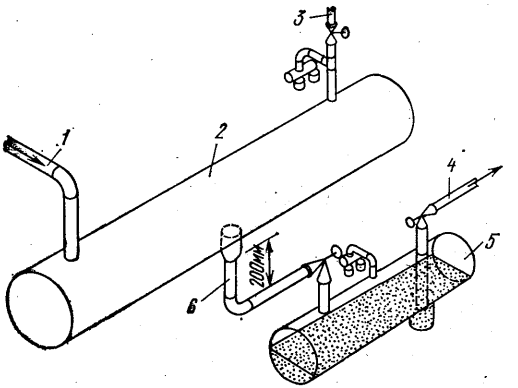


Рис. 19-18. Ресивер с подводом жидкости сверху:

1 — входной патрубок пара; *2* — конденсатор; *3* — продувочный вентиль; *4* — патрубок выхода жидкости; *5* — проходной ресивер; *6* — трубопровод входа жидкости

няющий их трубопровод, если при данном его диаметре скорость движения хладагента не превышает 0,5 м/с и он не имеет петли (рис. 19-18). Все горизонтальные трубопроводы должны иметь уклон к ресиверу не менее 20 мм на 1 м длины. Запорный вентиль на трубопроводе располагают не менее чем на 200 мм ниже выходного отверстия конденсатора и монтируют таким образом, чтобы шпиндель вентиля был в горизонтальном положении. Если в трубопроводе имеется петля, то ресивер соединяют с конденсатором отдельной уравнительной линией (рис. 19-19). Применяя уравнительную линию, трубопровод, соединяющий конденсатор с ресивером, изготовляют из трубы такого диаметра, чтобы скорость потока хладагента составляла 0,75 м/с.

Ресиверы с нижним подводом жидкости как проходного, так и буферного типов должны иметь уравнительные линии. Чтобы предотвратить накапливание жидкости в конденсаторе, расстояние по вертикали h (см. рис. 19-19) между выходным патрубком конденсатора и максимальным уровнем жидкости в ресивере должно быть не менее 300 мм.

На рис. 19-20 показано расположение трубопроводов двух параллельно

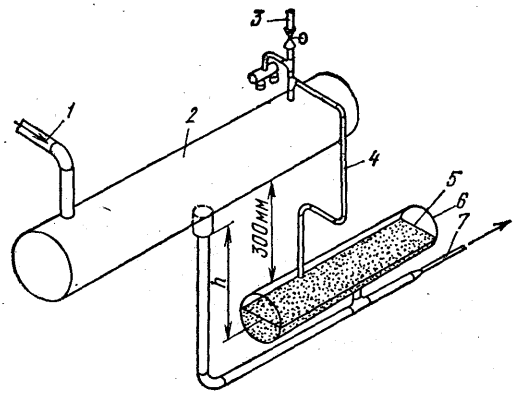


Рис. 19-19. Буферный ресивер:

1 — патрубок входа пара; 2 — конденсатор; 3 — продувочный вентиль; 4 — уравнительная линия; 5 — максимально ожидаемый рабочий уровень жидкости; 6 — буферный ресивер; 7 — патрубок выхода жидкости

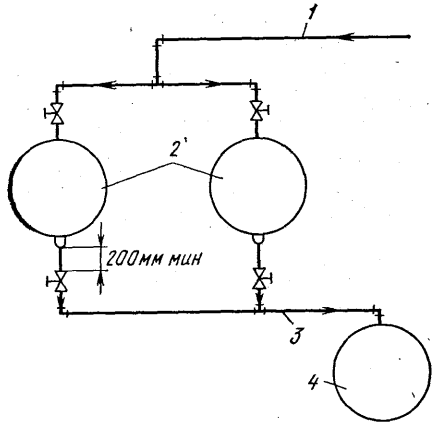


Рис. 19-20. Параллельно соединенные кожухотрубные конденсаторы с подачей жидкости в ресивер сверху:

1 — трубопровод подачи пара; 2 — конденсаторы; 3 — трубопровод слива жидкости в ресивер; 4 — ресивер

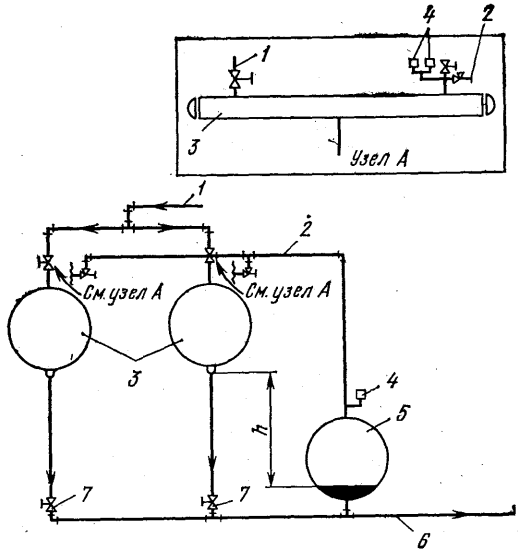


Рис. 19-21. Параллельно соединенные кожухотрубные конденсаторы с подачей жидкости в ресивер снизу:

1 — линия входа пара; 2 — уравнительная линия; 3 — конденсаторы; 4 — предохранительные клапаны; 5 — ресивер высокого давления; 6 — жидкостная линия (ниже уровня жидкости в ресивере); 7 — вентили

соединенных конденсаторов, которые подключены к ресиверу с подводом жидкости сверху. Соединение конденсаторов с ресивером (жидкость в него поступает снизу) показано на рис. 19-21.

МАСЛООТДЕЛИТЕЛИ

Маслоотделители устанавливают в нагнетательном трубопроводе любой системы при неполном или затрудненном возврате масла, а также в том случае, когда количество циркулируемого масла может быть слишком большим, из-за чего понижается производительность теплообменных аппаратов. Рекомендуется монтировать маслоотделители в нагнетательном трубопроводе установок, которые работают на хладагентах, не растворяющихся в масле; низкотемпературных систем; установок с затопленными испарителями для охлаждения жидкого хладоносителя; любой установки с регулированием производительности и вертикальными всасывающими и нагнетательными линиями большой протяженности с движением хладагента вверх.

Маслоотделители, монтируемые в нагнетательных трубопроводах, делятся на два основных типа: ударные и охлаждаемые. Ударный отделитель (рис. 19-22) состоит из ряда сеток и перегородок, через которые проходит пар хладагента, насыщенный маслом. При входе в отделитель скорость движения пара значительно снижается из-за большего диаметра отделителя по сравнению с диаметром нагнетательного трубопровода, в результате чего частицы масла, имеющие бо́льшую кинетическую энергию, чем пар хладагента, ударяются о поверхность сеток и перегородок. Масло стекает с сеток и перегородок на дно отделителя, а затем возвращается через поплавковый вентиль в картер или всасывающий патрубок компрессора (см. рис. 19-12).

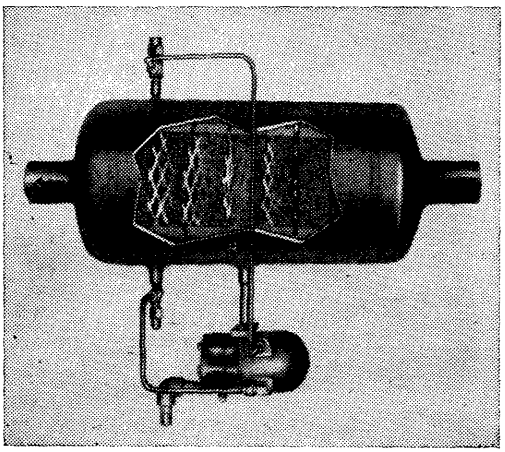


Рис. 19-22. Ударный маслоотделитель

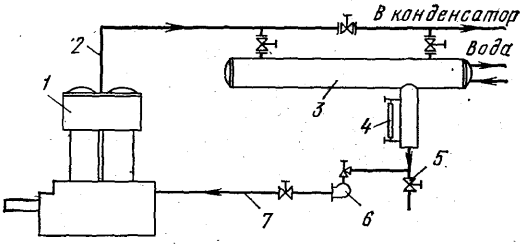


Рис. 19-23. Схема присоединения охлаждаемого маслоотделителя:

1 — компрессор; *2* — линия нагнетания; *3* — маслоотделитель; *4* — смотровое стекло уровня масла; *5* — ручной спускной вентиль; *6* — поплавковый клапан; *7* — линия возврата масла в картер компрессора

Водоохлаждаемый отделитель, называемый иногда маслоохладителем, подобен по конструкции водяному конденсатору. Вода циркулирует через трубчатый змеевик, а нагнетаемый пар проходит через кожух. Масло отделяется от пара, осаждаясь на холодных водяных трубах, и стекает в горшок. Масло выливают из горшка вручную или оно автоматически возвращается в компрессор через поплавковый вентиль (рис. 19-23). Необходимо тщательно регулировать расход воды через отделитель, чтобы пар хладагента не охлаждался ниже температуры конденсации, иначе он сконденсируется в отделителе, и жидкий хладагент поступит в картер компрессора через поплавковый вентиль.

В жидкостном трубопроводе некоторых низкотемпературных установок иногда монтируют отделитель непосредственного охлаждения. Его принцип действия подобен принципу действия

переохладителя жидкости непосредственного охлаждения. Жидкий хладагент, проходящий через отделитель, охлаждается до такой температуры, при которой масло застывает на его трубках. Масло спускают из отделителя, выключив последний из рабочего цикла, и нагревают его до температуры выше температуры застывания масла.

Маслоотделители обычно очень эффективно отделяют масло от пара хладагента. Однако они не имеют КПД, равный 100%, и поэтому необходимо применять дополнительные средства для отделения небольшого количества масла, проходящего через отделитель и поступающего в другие узлы системы. Ниже дано описание некоторых устройств для дополнительного отделения масла.

Основная трудность, имеющая место при использовании маслоотделителя в нагнетательном трубопроводе, обусловлена возможностью прохождения жидкого хладагента из маслоотделителя в картер компрессора, когда последний не работает. Жидкий хладагент может стекать в отделитель из нагнетательного трубопровода или конденсироваться в отделителе во время нерабочей части цикла.

Если компрессор работает, то температура маслоотделителя относительно высокая и вероятность конденсации жидкого хладагента в маслоотделителе мала, в особенности когда отделитель смонтирован близко к компрессору. Однако при выключенном компрессоре отделитель охлаждается и часть пара высокого давления может сконденсироваться в отделителе. Уровень жидкости в отделителе повышается, поплавковый вентиль открывается, и смесь масла с жидким хладагентом подается в картер компрессора. Хладагент конденсируется в отделителе, если последний установлен в более холодном месте, чем конденсатор. Жидкость выкипает в конденсаторе, образовавшийся пар поступает в отделитель и там сжижается.

Для предотвращения поступления жидкого хладагента из маслоотделителя в картер компрессора во время нерабочей части цикла линия спуска масла из отделителя должна быть соединена со всасывающим патрубком компрессора, а не с картером. На этой линии необходимо установить электромагнитный вентиль, смотровое стекло, ручной регулирующий вентиль и ручной запорный вентиль (см. рис. 19-12). Наблюдая через смотровое стекло за потоком хладагента, ручной дроссельный вентиль регулируют таким образом, чтобы жидкость (смесь масла с хладагентом) медленно перетекала из маслоотделителя во всасывающий патрубок компрессора. Электромагнитный вентиль сблокирован с магнитным пускателем электродвигателя компрессора и открыт только в том случае, когда компрессор работает. Таким образом предотвращается поступление жидкого хладагента и масла из маслоотделителя в компрессор во время нерабочей части цикла, но продолжается их медленное перетекание во всасывающий патрубок компрессора при работе последнего.

Маслоотделитель монтируют в наиболее теплом месте вблизи компрессора для уменьшения конденсации пара хладагента в аппарате во время нерабочей части цикла. Маслоотделитель следует хорошо изолировать для уменьшения теплопередачи при выключении компрессора.

В некоторых случаях масло спускают из маслоотделителя в маслосборник, где оно хранится до подачи в картер компрессора (см. рис. 17-39). В маслосборнике имеется нагревательный элемент. Выкипающий в нем хладагент подается во всасывающий трубопровод. Масло поступает из маслосборника в картер компрессора через поплавковый клапан.

Маслосборник не применяют для компрессора, у которого в картере имеется обратный клапан. В связи с тем что давление в маслосборнике равно

давлению всасывания, под действием более высокого давления все масло из картера поступит в маслосборник. При использовании маслосборника необходимо демонтировать обратный клапан и установить нагреватель картера.

АММИАЧНЫЕ ТРУБОПРОВОДЫ

Аммиак не растворяется в масле. Поэтому масло, поступающее из компрессора в нагнетательный трубопровод, не циркулирует с хладагентом в системе. Для уменьшения до минимума количества масла, поступающего в систему, маслоотделитель устанавливают в нагнетательном трубопроводе. Необходимо принять меры для удаления из системы и возврата в картер того небольшого количества масла, которое проходит через отделитель.

Масло тяжелее жидкого аммиака, и поэтому оно отделяется и осаждается в низких точках системы. По этой причине все ресиверы, испарители, отделители жидкости и другие сосуды, содержащие жидкий аммиак, оборудованы горшками. Масло стекает в них непрерывно или периодически. Вполне естественно, что необходимо время от времени добавлять масло в картер компрессора.

Смазочное масло не возвращается в компрессор через трубопроводы хладагента, следовательно, скорость движения пара в аммиачном трубопроводе не имеет особого значения. Диаметр трубопровода рассчитывают, исходя из наименьшей величины снижения давления.

ВОЗВРАТ МАСЛА ИЗ ИСПАРИТЕЛЕЙ ЗАТОПЛЕННОГО ТИПА

Конструкция некоторых испарителей, работающих на фторированных хладагентах, такова, что масло, поступающее в испаритель, не уносится паром хладагента во всасывающий трубопровод и не возвращается в компрессор. Наиболее распространенными испарителями такого типа являются затопленные охладители жидкости и некоторые воздухоохладители непосредственного охлаждения. Хладагент в них подается снизу с помощью ТРВ, а масло не возвращается в компрессор из-за недостаточной скорости движения и турбулентности потока хладагента в испарителе.

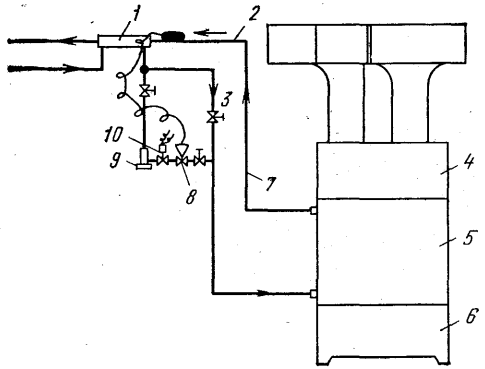


Рис. 19-24. Затопленный воздухоохладитель с принудительной циркуляцией воздуха:
1 — регенеративный теплообменник; *2* — всасывающая линия; *3* — ручной регулирующий вентиль; *4* — вентилятор; *5* — испаритель; *6* — поддон; *7* — всасывающий вертикальный трубопровод (для возврата масла при минимальной нагрузке); *8* — ТРВ; *9* — фильтр; *10* — электромагнитный вентиль

В испарителе указанного типа возврат масла обычно осуществляется посредством уставки регулирующего вентиля на низкий перегрев пара и незначительную избыточную подачу хладагента в испаритель. В результате этого небольшое количество жидкости в смеси с маслом из испарителя непрерывно поступает во всасывающий трубопровод. Таким образом обычно поддерживается допустимая концентрация масла в испарителе. На рис. 19-24 показано, что во всасывающем трубопроводе смонтирован регенеративный теплообменник для испарения жидкого хладагента из его смеси с маслом до поступления ее в компрессор.

Затопленный охладитель жидкости обычно имеет линию спуска масла, ко-

торая позволяет осуществлять перепуск дозированного количества смеси хладагента и масла во всасывающий трубопровод или в маслосборник. На спускной линии монтируют дроссельный вентиль для регулирования интенсивности потока и электромагнитный вентиль. Он открывается только в том случае, когда компрессор работает. В результате при отключенном компрессоре в спускную линию жидкость не поступает.

Хладагент R12 полностью растворяется в масле при всех температурах выше температуры его застывания. Поэтому спускную линию масла из охладителя, работающего на R12, присоединяют к аппарату ниже уровня жидкости в нем. Хладагент R22 растворяется в масле только частично в зависимости от температуры кипения. При относительно низкой турбулентности потока хладагента в испарителе смесь его с маслом разделяется на два слоя, причем концентрация масла более высокая в верхнем слое. По этой причине линию спуска масла из охладителя, работающего на R22, присоединяют к аппарату на середине уровня жидкости в нем.

На рис. 17-30 показано, что на линии спуска масла во всасывающий трубопровод установлен регенеративный теплообменник для испарения жидкого хладагента из смеси до ее поступления в компрессор. На рис. 17-39 и 17-41 показано типичное расположение трубопроводов при спуске масла в маслосборник.

ПРИСОЕДИНЕНИЕ ТРУБОПРОВОДОВ К КАРТЕРАМ КОМПРЕССОРОВ

При одновременной работе двух или большего количества компрессоров, присоединенных к общему всасывающему трубопроводу, маловероятно, чтобы возвращающееся из системы масло равномерно поступало в картеры этих компрессоров. Вряд ли количества масла, которые уносятся из каждого компрессора, совершенно равны, даже если их конструкция и размеры одинаковы. Трубопроводы к картерам этих компрессоров присоединяют выше и ниже уровня масла (см. рис. 19-11).

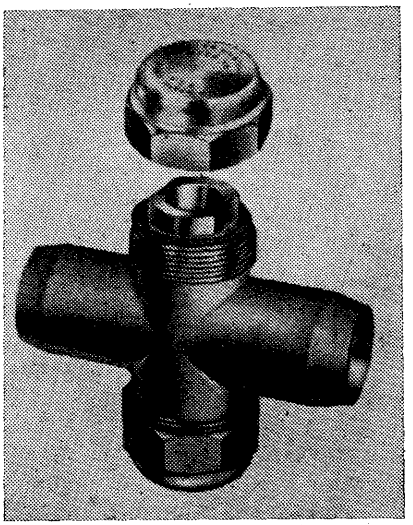
Компрессоры устанавливают на фундаментах таким образом, чтобы отверстия выпуска масла были на одной высоте. Уравнительный масляный трубопровод монтируют на одном уровне с отверстиями выпуска масла из картера или лучше всего ниже этого уровня.

Любая незначительная разность давлений в картерах компрессоров обусловливает неодинаковый уровень масла в них. Для уравнивания давления к картерам компрессоров выше уровня масла присоединяют трубопровод. Трубопровод уравнивания давления можно смонтировать на одном уровне или выше уровня отверстий выпуска масла из картеров. К уравнительному трубопроводу не следует подключать отделитель жидкости.

Диаметры уравнительного трубопровода масла и трубопровода уравнивания давления должны соответствовать диаметрам отверстий выпуска масла из картера. Между компрессорами необходимо установить ручные запорные вентили на обоих трубопроводах, чтобы можно было отсоединить отдельные компрессоры для обслуживания и ремонта без отключения всей системы.

УКАЗАТЕЛИ ПОТОКА ЖИДКОСТИ

Указатель потока жидкости (смотровое стекло) на жидкостном трубопроводе холодильной установки дает возможность визуально определить, достаточно ли хладагента в системе. Если хладагента в системе мало, то в смотровом стекле видны пузырьки пара в потоке жидкости. Смотровое стекло устанавливают ближе к ресиверу, но дальше от вентилей. При наличии длинных жидкостных трубопроводов монтируют дополнительное смотровое стекло перед регулятором расхода (или электромагнитным вентилем) для проверки характера потока жидкости. Пузырьки, на-



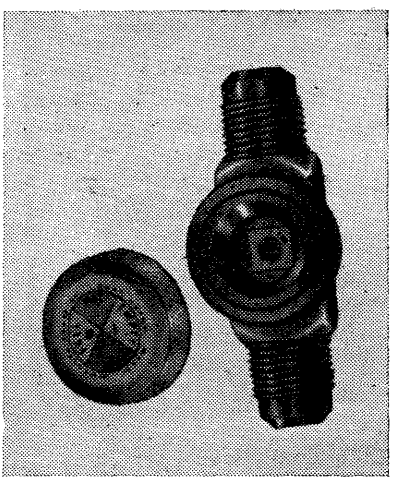


Рис. 19-25. Указатели потока жидкости:

а — смотровое стекло с двумя отверстиями (вверху); *б* — смотровое стекло с индикатором влажности (внизу)

блюдаемые в смотровом стекле, указывают, что жидкость дросселируется в жидкостном трубопроводе вследствие повышенного перепада давления. Пузырьки исчезают только при снижении перепада давления в трубопроводе или большем переохлаждении жидкого хладагента. На рис. 19-25 показаны типичные указатели потока жидкости.

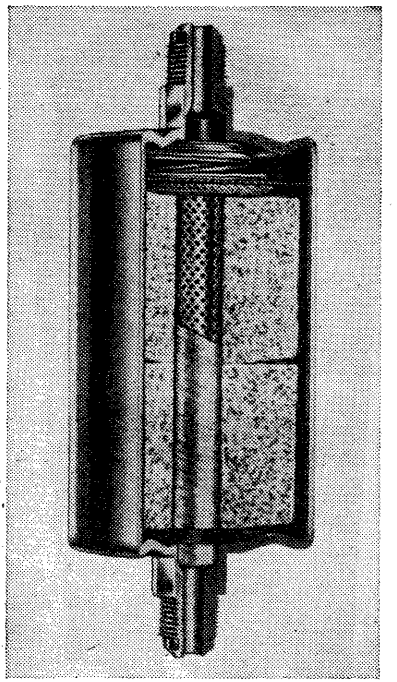


Рис. 19.26. Проходной осушитель одноразового пользования

ОСУШИТЕЛИ ХЛАДАГЕНТА

Осушители хладагента (рис. 19-26) рекомендуется применять во всех холодильных установках, работающих на галоидзамещенных углеводородных хладагентах. В малой установке осушительный патрон заменяют без ее остановки (рис. 19-27). Осушителем пользуются при необходимости. Если осушитель не работает, то вентили *1* и *4* открыты, а вентиль *2* закрыт. Для того чтобы осушитель начал работать, вентили *2* и *4* открывают, а вентиль *1* закрывают. Вентили *2* и *4* не должны быть закрыты одновременно, за исключением тех случаев, когда заменяется осушительный патрон. Если вентили *2* и *4* закрыты, то в осушителе может остаться холодная жидкость, которая при нагревании создаст огромное гидравлическое давление и разорвет его корпус.

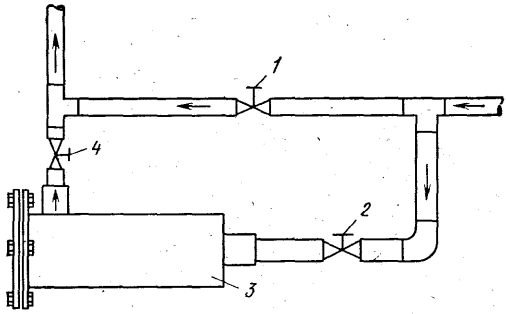


Рис. 19-27. Осушитель, смонтированный в байпасном трубопроводе:
1, 2, 4 — ручные вентили; *3* — осушитель

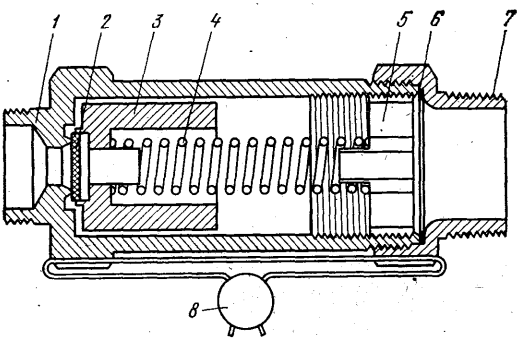


Рис. 19-28. Типичный предохранительный клапан:
1 — корпус клапана; *2* — диск седла; *3* — держатель диска; *4* — пружина; *5* — держатель пружины; *6* — прокладка; *7* — выходной штуцер; *8* — пломба

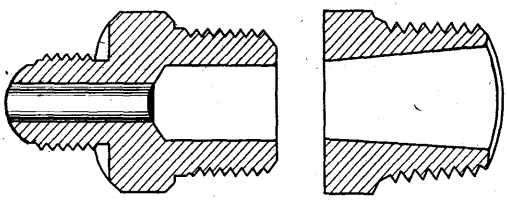


Рис. 19-29. Предохранительная плавкая пробка

ФИЛЬТРЫ

Фильтры устанавливают непосредственно перед всеми автоматическими вентилями в трубопроводах хладагента. Если два или большее количество автоматических вентилей смонтированы близко друг от друга, то фильтр устанавливают перед первым из них. Фильтрующие элементы должны быть такого размера, чтобы накапливающиеся отфильтрованные загрязнения не создавали значительного снижения давления хладагента.

Большинство холодильных компрессоров имеет фильтр во всасывающем патрубке. При монтаже трубопроводов необходимо принять меры к тому, чтобы этот фильтр можно было обслуживать.

ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ КЛАПАНЫ

Предохранительный клапан предназначен для снижения давления в системе до атмосферного, если оно повышается по какой-либо причине до опасного уровня. В большинстве холодильных машин предохранительный клапан (или плавкая предохранительная пробка) смонтирован на ресивере или водяном конденсаторе. Во многих случаях необходимо устанавливать предохранительные клапаны и в других точках системы. Типичный предохранительный клапан показан на рис. 19-28.

Вместо предохранительного клапана иногда используют плавкую предохранительную пробку. Пробка имеет внутреннее отверстие, которое заполнено металлическим сплавом, плавящимся при заданной температуре (рис. 19-29). Температура плавления сплава зависит от давления и температуры хладагента в данной системе.

ВЕНТИЛЬ РЕСИВЕРА

Вентиль ресивера обычно сальникового типа, и его монтируют непосредственно на сосуде (рис. 19-30). При установке на ресивере сверху вентиль должен иметь погружную трубку, чтобы жидкий хладагент поступал в систему со дна. Некоторые вентили имеют штуцер для присоединения предохранительного клапана или предохранительной плавкой пробки.

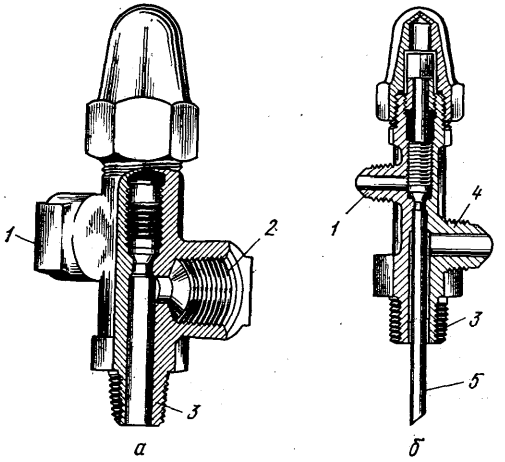


Рис. 19-30. Вентили ресивера:

а — угловой вентиль с отверстием для предохранительного клапана; *б* — угловой вентиль с погружной трубкой: *1* — выходной штуцер; *2* — отверстие для предохранительного клапана; *3* — штуцер присоединения к ресиверу; *4* — входной штуцер; *5* — погружная трубка

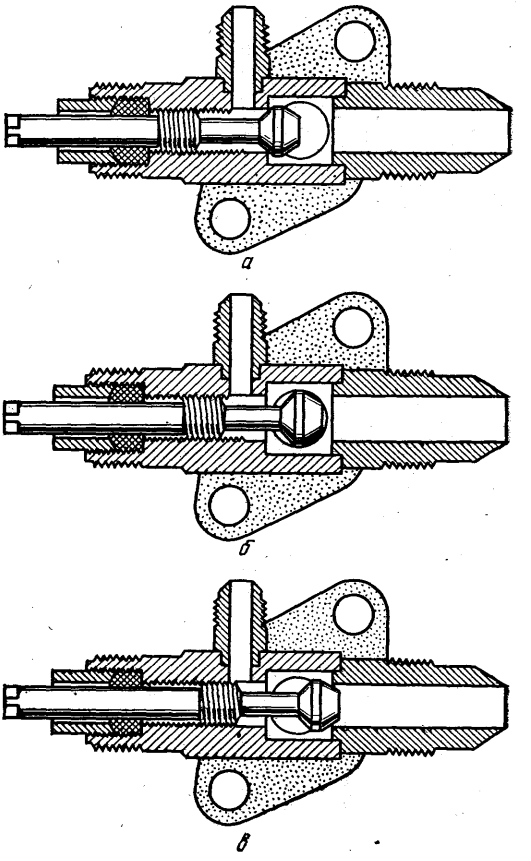


Рис. 19-31. Вентиль компрессора:

а — перекрыто левое седло; *б* — промежуточное положение; *в* — перекрыто правое седло

ВЕНТИЛИ КОМПРЕССОРА

Вентили обычно монтируют непосредственно на корпусе компрессора. Вентиль имеет два седла (рис. 19-31). Если конус шпинделя вентиля упирается в левое седло, то проход к штуцеру для манометра закрыт, а проход от трубопровода хладагента к компрессору открыт. Когда конус вентиля упирается в правое седло, штуцер для манометра соединен с компрессором, а проход из трубопровода хладагента к компрессору и штуцеру для манометра закрыт. Если шпиндель клапана находится в промежуточном положении между седлами, то имеется проход из трубопровода хладагента к штуцеру для манометра и к компрессору.

РУЧНЫЕ ВЕНТИЛИ

Правилами эксплуатации трубопроводов запрещено применять задвижки на трубопроводах хладагента. Их используют в основном на водяных и рассольных трубопроводах. Задвижки незначительно снижают давление, но регулировать интенсивность потока хладагента ими нельзя. Поэтому их применяют только для полного открывания или закрывания трубопровода.

Ручные вентили могут быть шаровыми или угловыми в сальниковом или бессальниковом исполнении. Шаровые и угловые вентили используют для дросселирования. Угловой вентиль нашел более широкое распространение, так как оказывает наименьшее сопротивление потоку хладагента.

Клапан вентиля при подъеме шпинделя уплотняет крышку, что уменьшает возможность утечки хладагента через сальниковую набивку (рис. 19-32). Мно-

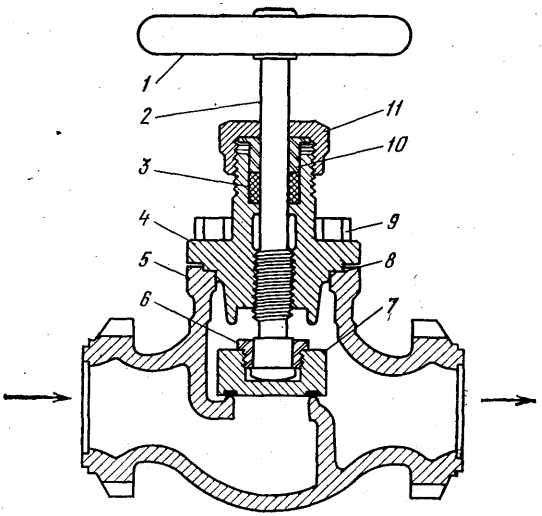


Рис. 19-32. Ручной сальниковый вентиль: *1* — маховик; *2* — шпиндель; *3* — сальниковая набивка; *4* — крышка; *5* — корпус; *6* — гайка; *7* — клапан; *8* — прокладка крышки; *9* — болт крышки; *10* — букса; *11* — гайка сальника

гие сальниковые вентили имеют клапан, который полностью закрывает и уплотняет шпиндель, исключая тем самым возможность утечки хладагента, когда вентиль не работает.

ЗАДАЧИ

19-1. Установка производительностью 160 кВт работает на хладагенте R502. В нее входит компрессор, имеющий ступени регулирования производительности 25, 50, 75 и 100%. Определить минимальный диаметр всасывающего трубопровода, который обеспечивает возврат масла при минимальной нагрузке, если расчетная температура кипения равна —29°С, а температура жидкого хладагента перед регулятором расхода 27°С.

19-2. Установка производительностью 105 кВт работает на хладагенте R22 при температуре кипения 4°С и температуре конденсации 43°С. Всасывающий трубопровод длиной 14 м содержит три колена с углом 90°. Определить: наружный диаметр медной трубы при снижении температуры насыщенного пара во всасывающем трубопроводе менее 1°С; общую эквивалентную длину всасывающего трубопровода; действительное снижение температуры насыщенного пара; действительное снижение давления в условиях полной нагрузки.

19-3. Решить задачу 19-2, принимая, что установка работает на хладагенте R12.

19-4. Аммиачная установка производительностью 120 кВт работает при температуре кипения —29°С и температуре конденсации 38°С. Всасывающий трубопровод длиной 14 м содержит пять колен с углом 90°С. Определить: диаметр стальной трубы при снижении температуры насыщенного пара во всасывающем трубопроводе менее 0,5°С в условиях полной нагрузки; общую эквивалентную длину всасывающего трубопровода; действительное снижение температуры насыщенного пара во всасывающем трубопроводе; действительное снижение давления во всасывающем трубопроводе.

19-5. Решить задачу 19-4 с учетом того, что установка работает на хладагенте R502, а всасывающий трубопровод изготовлен из медной трубы.

19-6. Нагнетательный трубопровод установки, описанной в задаче 19-2, имеет длину 14 м, в него входит 4 колена с углом 90° и вертикальный участок высотой 5,5 м. Компрессор установки имеет ступени регулирования производительности 25, 50, 75 и 100%. Определить: наружный диаметр медной трубы для нагнетательного трубопровода, обеспечивающий возврат масла при минимальной нагрузке; общую эквивалентную длину нагнетательного трубопровода; температуру насыщения и давление в трубе.

19-7. Давление R12 внизу вертикального жидкостного трубопровода высотой 10 м составляет 1100 кПа абс., а температура жидкости 38°С. Определить давление и приблизительную температуру насыщения жидкого R12 в верху трубопровода.

19-8. Решить задачу 19-7, если хладагент в трубопроводе — насыщенный жидкий аммиак при температуре 38°С.

19-9. Установка, работающая на хладагенте R12, имеет производительность 90 кВт. Эквивалентная длина жидкостного трубопровода равна 20 м. В трубопроводе имеется вертикальный участок высотой 7 м и электромагнитный вентиль, перепад давления в котором 14 кПа. В жидкостный трубопровод подается насыщенная жидкость с температурой 38°С. Определить: требуемый наружный диаметр медной трубы; общее снижение давления в трубопроводе; величину переохлаждения для предотвращения дросселирования жидкости в трубопроводе.

Глава 20

ОТТАИВАНИЕ ИСПАРИТЕЛЕЙ. НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ, МНОГОТЕМПЕРАТУРНЫЕ И АБСОРБЦИОННЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

ОТТАИВАНИЕ ИСПАРИТЕЛЕЙ

Периодичность оттаивания

Ранее упоминалось о необходимости периодического оттаивания воздухоохладителей непосредственного охлаждения, работающих при достаточно низкой температуре, при которой на их поверхности образуется слой инея. Периодичность оттаивания зависит от типа испарителя, установки и способа оттаивания. Большие гладкотрубные испарители, применяемые, например, на пивоваренных заводах, холодильниках и т. д., обычно оттаивают один или два раза в месяц. Оребренные воздухоохладители иногда оттаивают один или два раза в течение одного часа. В некоторых низкотемпературных установках испаритель непрерывно оттаивается орошением рассолом или другой незамерзающей жидкостью.

Периодичность оттаивания также зависит от степени обмерзания испарителя и количества поданной теплоты для оттаивания инея. Степень обмерзания определяется в основном типом установки, сезоном и периодичностью оттаивания. Чем чаще оттаивается испаритель, тем меньше образуется слой инея и тем короче продолжительность оттаивания.

Способы оттаивания

Способы оттаивания испарителя можно классифицировать на естественное оттаивание и оттаивание с принудительной подачей теплоты (источник теплоты может быть различным). Естественное оттаивание иногда называют оттаиванием при остановке работы оборудования. При этом способе иней оттаивает под действием теплоты воздуха охлаждаемого пространства. При принудительном оттаивании используют теплоту от отдельного источника. Источниками дополнительной теплоты могут быть вода, рассол, электронагревательные элементы и горячий пар хладагента.

При всех способах естественного оттаивания необходимо, чтобы холодильная установка или испаритель были отключены на время, достаточное для повышения их температуры выше температуры таяния инея. Величина повышения температуры и продолжительность отключения испарителя для полного его оттаивания зависят от типа установки и периодичности оттаивания. Однако, в связи с тем что теплота для оттаивания инея поступает из окружающей среды в охлаждаемое пространство, температура в нем должна повыситься примерно до 3—4,5°С. Поэтому естественного оттаивания не происходит, если расчетная температура в охлаждаемом пространстве ниже 1,5°С.

Простейший способ оттаивания заключается в остановке оборудования вручную, при которой испаритель нагревается и иней оттаивает. Затем холодильную установку вновь включают вручную. Если к одному компрессорно-конденсаторному агрегату подсоединены испарители, размещенные в нескольких камерах или различном торговом холодильном оборудовании, то их можно по одному отключать вруч-

ную, перекрыв запорный вентиль на жидкостном трубопроводе данного испарителя. По завершении процесса оттаивания запорный вентиль открывают, и испаритель включается в работу.

При автоматическом оттаивании применяют реле времени для выключения холодильной установки на определенный период через равные промежутки времени. Количество и продолжительность периодов оттаивания задают для каждой установки отдельно. Испарители с естественной конвекцией обычно оттаивают один раз в сутки. Цикл оттаивания, как правило, начинается около полуночи и продолжается в течение нескольких часов. Агрегатированные воздухоохладители нужно оттаивать один раз каждые 3—6 ч. Нежелательно, чтобы холодильная установка не работала больше времени, чем это необходимо, и поэтому продолжительность процесса оттаивания должна быть такой, чтобы установка включалась в работу возможно быстрее после оттаивания.

При оттаивании с управлением по времени цикл оттаивания начинается вследствие срабатывания реле времени и оканчивается от реле температуры или давления, которые реагируют соответствующим образом на температуру или давление в испарителе. Продолжительность оттаивания автоматически регулируется, так как температура или давление в испарителе повышаются до уставки включения реле по завершении цикла оттаивания.

Наибольшее распространение получил способ естественного оттаивания путем оттаивания испарителя при остановке оборудования. Ранее указывалось, что оттаивание при остановке оборудования осуществляется посредством настройки реле цикличной работы таким образом, что температура в испарителе в нерабочую часть цикла повышается до 3—4°С, т. е. испаритель за это время успевает оттаять.

Оттаивание испарителя орошением водой

При температуре в испарителе около —40°С оттаивание осуществляется орошением поверхности змеевиков испарителя водой. При температуре в испарителе ниже —40°С вместо воды применяют рассол или другой незамерзающий раствор. Типичная система орошением водой змеевиков испарителя показана на рис. 20-1.

Система оттаивания орошением водой может быть автоматизирована, однако она часто имеет ручное управление. Запорный вентиль на жидкостном трубопроводе закрывают, хладагент отсасывается из испарителя, и компрессор останавливается. Вентиляторы испарителя выключаются, чтобы струя воды не попадала в охлаждаемое пространство. Если испаритель имеет жалюзи, то их закрывают, изолируя тем самым испаритель и предотвращая образование тумана в охлаждаемом пространстве. Испаритель орошают водой до полного оттаивания (примерно 4—5 мин). Затем подачу воды прекращают, а оставшаяся на испарителе вода стекает в поддон. После чего включают вентиляторы и всю установку.

Для предотвращения замерзания воды в сливном трубопроводе испаритель располагают возможно ближе к наружной стене. Кроме того, трубопровод должен быть достаточно большого диаметра для быстрого слива воды. На сливном трубопроводе вне охлаждаемого пространства устанавливают задвижку, чтобы теплый воздух не мог поступить в охлаждаемое пространство при нормальной эксплуатации установки. В некоторых случаях в поддоне для сбора талой воды устанавливают поплавковый клапан для прекращения подачи воды и предотвращения ее перелива в охлаждаемое пространство, если сливной трубопровод забивается льдом.

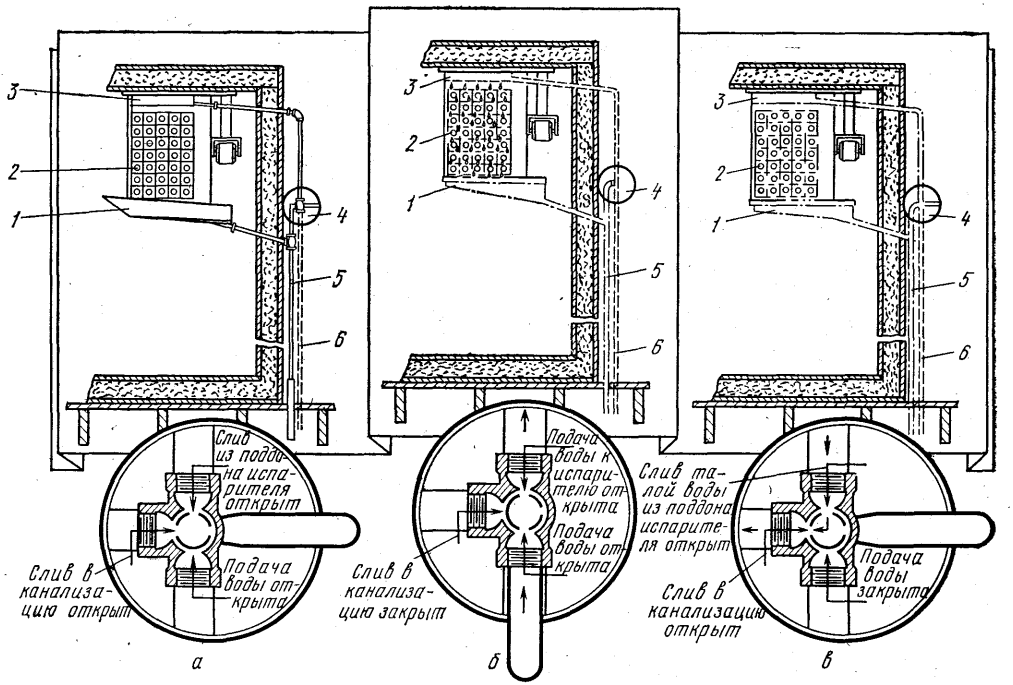


Рис. 20-1. Система оттаивания испарителя водой:

а — при работе в режиме охлаждения; *б* — при оттаивании; *в* — при сливе талой воды: *1* — поддон; *2* — испаритель; *3* — коллектор для орошения испарителя водой; *4* — переключающий вентиль; *5* — сливная труба; *6* — труба подачи воды

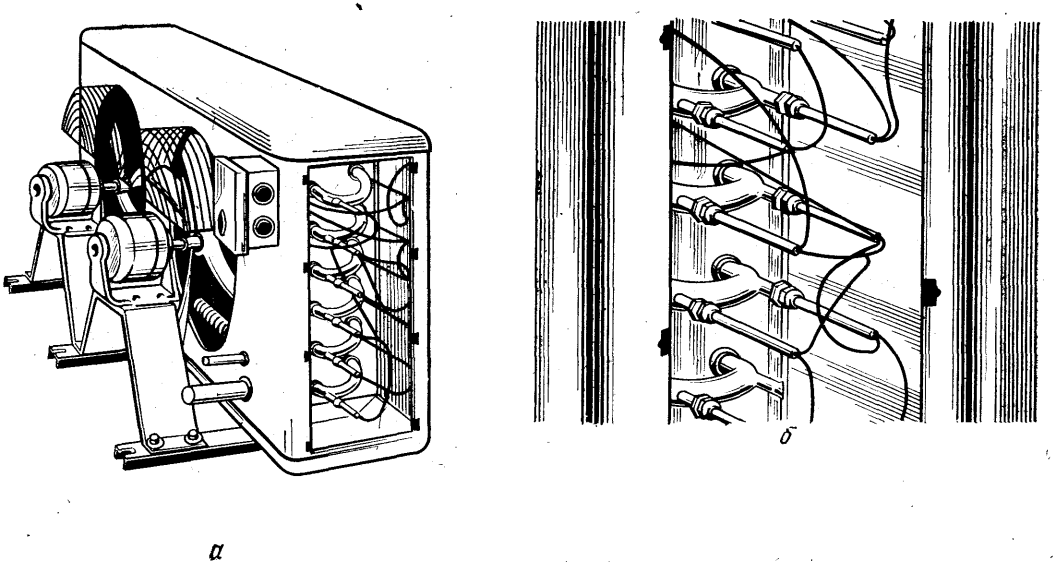


Рис. 20-2. Воздухоохладитель с оттаиванием электрообогревом (нагревательные элементы расположены в трубах)

При использовании вместо воды рассола или другого незамерзающего раствора схемой должно быть предусмотрено его возвращение в резервуар и возможность повторного применения. В некоторых случаях требуются специальные средства для повторного нагревания раствора в резервуаре. Талая вода снижает концентрацию соли в растворе. Поэтому в системе оттаивания необходимо наличие устройства для выкипания избыточного количества воды и поддержания постоянной концентрации раствора.

Иногда применяют циркуляцию нагретого раствора гликоля через внутреннюю трубу двухтрубного испарителя. Главное преимущество этого способа заключается в том, что гликоль не разжижается талой водой.

Оттаивание испарителя электрообогревом

Оттаивание оребренных воздухоохладителей часто осуществляют с помощью электрических нагревателей, (рис. 20-2). Для предотвращения замерзания талой воды в поддоне и сливном трубопроводе также размещают электронагреватели.

Электронагреватели для оттаивания включают и выключают вручную или с помощью реле времени при автоматизации этого процесса. Цикл оттаивания одинаков в любом случае. Он начинается при закрывании электромагнитного вентиля на жидкостном трубопроводе, в результате чего испаритель опорожняется, а затем компрессор останавливается вследствие срабатывания реле низкого давления. Одновременно включаются электронагревательные элементы испарителя, а вентиляторы выключаются, чтобы теплый воздух не поступал в охлаждаемое пространство. После полного оттаивания испарителя электронагреватели отключаются, электромагнитный вентиль на жидкостном трубопроводе открывается, вентиляторы испарителя и вся установка начинают работать.

Оттаивание испарителя горячим паром хладагента

Оттаивание горячим паром хладагента осуществляется несколькими способами, причем во всех применяется горячий пар, нагнетаемый компрессором. Схема простейшего способа оттаивания горячим паром показана на рис. 20-3. Нагнетательный трубопровод и испаритель соединяют байпасной линией с электромагнитным вентилем. Когда электромагнитный вентиль открывается, горячий пар, нагнетаемый компрессором, поступает, минуя конденсатор, в испаритель в точке после регулятора расхода хладагента. Оттаивание осуществляется горячим паром хладагента, который отдает свою теплоту холодному испарителю и конденсируется.

Этот способ оттаивания горячим паром имеет несколько недостатков. Во время цикла оттаивания количество горячего пара, подаваемого компрессором, ограничено, так как в испарителе остается большая часть жидкости, а меньшее количество хладагента воз-

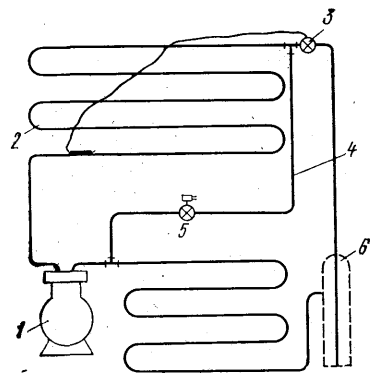


Рис. 20-3. Система оттаивания горячим паром хладагента:

1 — компрессор; *2* — испаритель; *3* — ТРВ; *4* — линия горячего пара хладагента; *5* — электромагнитный вентиль; *6* — ресивер

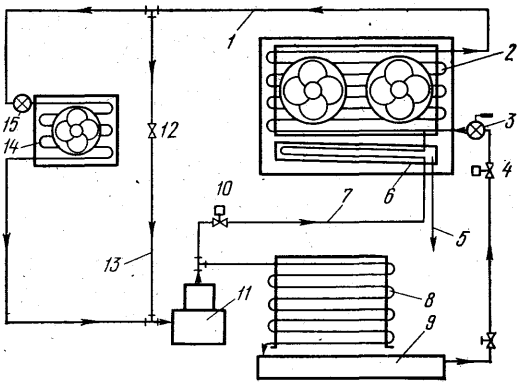


Рис. 20-4. Система оттаивания горячими парами хладагента со змеевиком повторного испарения:

1 — всасывающий трубопровод; *2* — испаритель; *3* — ТРВ; *4* — жидкостный электромагнитный вентиль; *5* — линия слива талой воды; *6* — змеевик подогрева поддона испарителя; *7* — линия горячего пара; *8* — конденсатор; *9* — ресивер; *10* — электромагнитный вентиль горячего пара; *11* — компрессор; *12* — электромагнитный вентиль на всасывающем трубопроводе; *13* — байпасная линия на стороне всасывания; *14* — змеевик повторного испарения; *15* — редукционный вентиль

вращается в компрессор для рециркуляции.

Более серьезный недостаток этого способа заключается в том, что жидкий хладагент поступает в компрессор (в начале цикла оттаивания или по окончании его) и может вызвать его повреждение.

Эти недостатки можно устранить, установив специальные средства для повторного испарения хладагента, конденсирующегося в испарителе, до поступления его в компрессор.

Змеевики повторного испарения. Оттаивание испарителя горячим паром хладагента можно осуществить путем установки специального змеевика во всасывающем трубопроводе для повторного испарения жидкости (рис. 20-4). Во время нормального рабочего цикла охлаждения электромагнитный вентиль на всасывающем трубопроводе открыт и пар хладагента из испарителя поступает в компрессор, минуя змеевик повторного испарения, чем предотвращается существенное снижение давления во всасывающем трубопроводе. Через определенные интервалы времени (обычно через 3—6 ч) реле времени переключает машину на цикл оттаивания (электромагнитный вентиль на трубопроводе горячего пара открывается, а на всасывающей байпасной линии закрывается). Одновременно выключаются вентиляторы испарителя, а вентилятор змеевика повторного испарения включается. Жидкость, сконденсировавшаяся в испарителе, повторно испаряется в змеевике, и пар всасывается компрессором, где он сжимается и затем снова нагнетается в испаритель. Цикл оттаивания завершается при срабатывании реле времени или реле температуры испарителя. Установка переключается на цикл охлаждения, когда электромагнитный вентиль горячего пара закрывается, а электромагнитный вентиль на линии всасывания открывается, вентилятор змеевика повторного испарения выключается, а вентиляторы испарителя включаются.

Оттаивание многоиспарительных систем. Если два или большее количество испарителей подсоединены к общему компрессорно-конденсаторному агрегату, то их можно оттаивать индивидуально. В этом случае работающий испаритель является аппаратом для повторного испарения хладагента, сконденсировавшегося в оттаиваемом испарителе. Схема такой системы показана на рис. 20-5.

Оттаивание реверсивным циклом. При реверсивном цикле (цикле теплового насоса) конденсатор используют в качестве змеевика для повторного испарения хладагента, который сконденсировался в испарителе во время оттаивания. Автоматический регулирующий вентиль служит для дозированной подачи жидкого хладагента в конденсатор при повторном испарении. На рис. 20-6 приведены схемы оттаивания и охлаждения. Вентили *2*, *3*, *4* и *5* (рис. 20-6) можно заменить

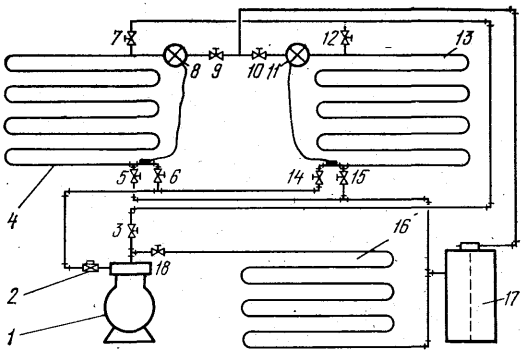


Рис. 20-5. Система оттаивания многоиспарительной установки горячими парами хладагента:

1 — компрессор; *2* — регулятор давления «После себя»; *3, 5, 6, 7, 9, 10, 12, 14, 15, 18* — вентили; *4, 13* — испарители; *8, 11* — ТРВ; *16* — конденсатор; *17* — ресивер

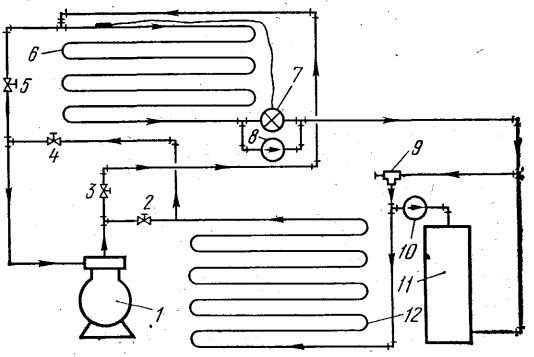


Рис. 20-6. Схема ручного оттаивания испарителя реверсивным циклом (в режиме оттаивания вентили *3* и *4* открыты, а вентили *2* и *5* закрыты; в режиме охлаждения вентили *2* и *5* открыты, а вентили *3* и *4* закрыты):

1 — компрессор; *2—5* — вентили; *6* — испаритель; *7* — ТРВ; *8, 10* — обратные клапаны; *9* — автоматический регулирующий вентиль; *11* — ресивер; *12* — конденсатор

одним автоматическим четырехходовым вентилем, как показано на рис. 20-7.

Оттаивание способом «Термобанк». При оттаивании испарителя горячим паром (способом «Термобанк») используют водяной бак для сохранения части теплоты, содержащейся в нагнетаемом в конденсатор паре хладагента во время работы установки в цикле охлаждения. Эта теплота расходуется

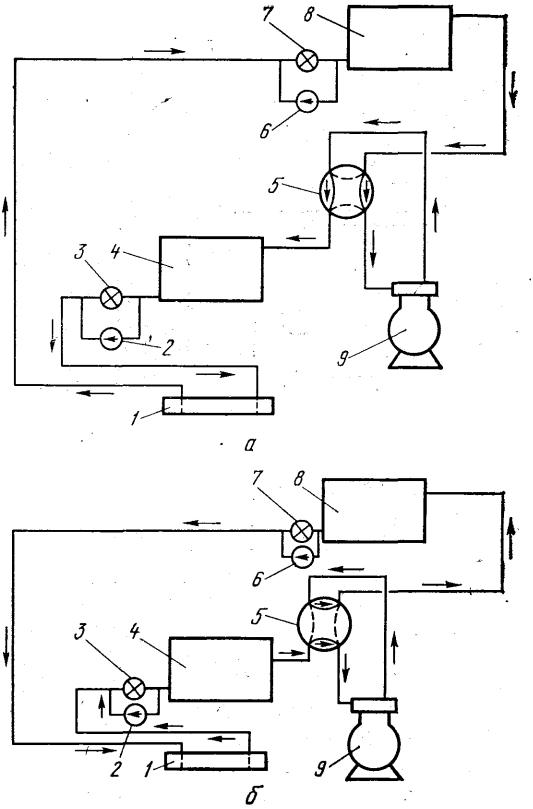


Рис. 20-7. Схема автоматического оттаивания испарителя реверсивным циклом:

а — режим охлаждения; *б* — режим оттаивания; *1* — ресивер; *2, 6* — обратные клапаны; *3, 7* — регулирующие вентили; *4* — конденсатор; *5* — четырехходовой вентиль; *8* — испаритель; *9* — компрессор

на повторное испарение хладагента, сконденсировавшегося в испарителе при оттаивании.

При работе установки в цикле охлаждения (рис. 20-8, *а*) нагнетаемый компрессором пар поступает сначала через нагревательный змеевик, находящийся в водяном баке, а затем подается в конденсатор. Часть теплоты, которая отводится в конденсаторе, поглощается водой в баке. Во время цикла охлаждения всасываемый пар проходит, минуя регулятор давления всасывания и бак, чем предотвращается снижение давления во всасывающем трубопроводе и перегрев всасываемого

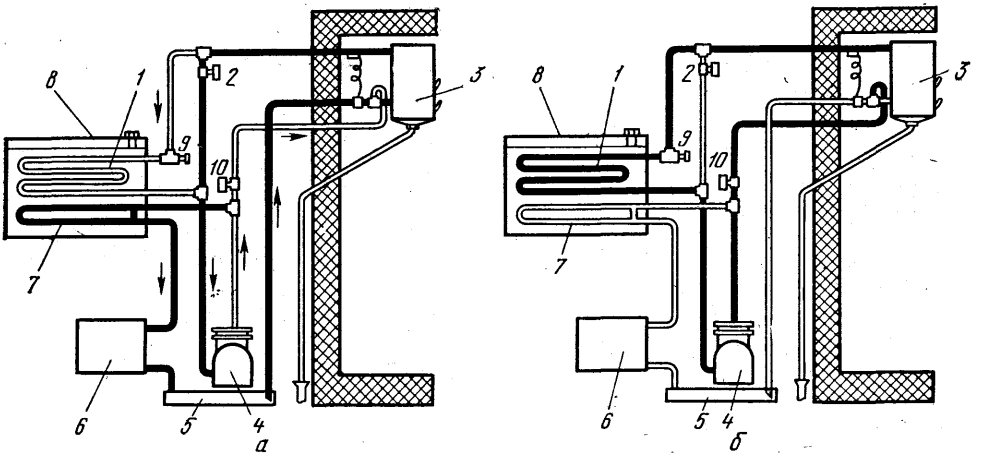


Рис 20-8. Оттаивание способом «Термобанк»:

а — режим охлаждения; *б* — режим оттаивания: *1* — змеевик повторного испарения; *2* — электромагнитный вентиль горячего пара; *3* — испаритель; *4* — компрессор; *5* — ресивер; *6* — конденсатор; *7* — нагревательный змеевик; *8* — водяной бак; *9* — регулятор давления всасывания; *10* — электромагнитный вентиль на линии всасывания

пара в водяном баке. В нагревательном змеевике имеется байпасная трубка, регулирующая температуру воды в баке. Размер байпасной трубки таков, что при повышении температуры воды в баке большая часть нагнетаемого пара подается в конденсатор, минуя нагревательный змеевик.

При образовании слоя инея определенной толщины холодильная установка переключается на цикл оттаивания (рис. 20-8, *б*) электрическим реле времени, которое включает электромагнитный вентиль на линии горячего пара, отключает электромагнитный вентиль на линии всасывания и останавливает вентиляторы испарителя. Горячий пар нагнетается в испаритель, оттаивая его. Хладагент в испарителе конденсируется и поступает через регулятор давления всасывания в змеевик повторного испарения, погруженный в воду, находящуюся в баке. В баке происходит теплообмен между водой и хладагентом, который полностью испаряется в змеевике повторного испарения. Отводимая таким образом от воды в баке теплота интенсифицирует процесс оттаивания, а хладагент отсасывается компрессором в виде пара. Во время этого процесса вода, имеющаяся в баке, замерзает на наружной поверхности змеевика повторного испарения.

Оттаивание осуществляется в течение 6—8 мин. Через несколько минут после периода оттаивания при закрытом электромагнитном вентиле горячего пара жидкий хладагент, оставшийся в змеевике и всасывающем трубопроводе, испарится. Реле времени переключает холодильную установку на режим охлаждения. При возобновлении процесса охлаждения в результате прохождения горячего пара через нагревательный змеевик температура воды в баке повышается.

Система оттаивания испарителя горячим паром с использованием отделителя жидкости. В схеме на рис. 20-9 показан аппарат «Вапот», который является главным в системе оттаивания горячим паром. Он представляет собой отделитель жидкости специальной конструкции. Отделитель, смонтированный на всасывающем трубопроводе, улавливает жидкий хладагент, сконденсировавшийся в испарителе, и

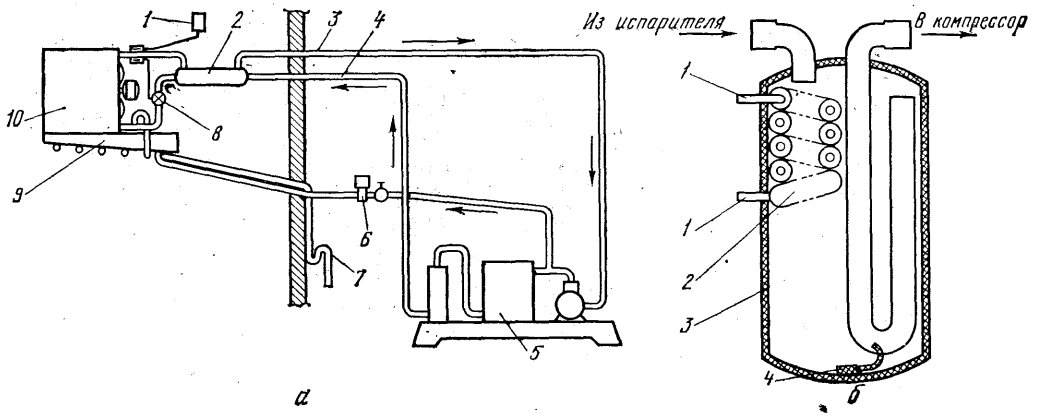


Рис. 20-9. Оттаивание испарителя горячим паром с использованием отделителя жидкости:
а — схема: *1* — термореле оттаивания; *2* — отделитель жидкости; *3* — всасывающий трубопровод; *4* — жидкостный трубопровод; *5* — холодильный агрегат; *6* — электромагнитный вентиль; *7* — линия слива талой воды; *8* — ТРВ; *9* — поддон испарителя; *10* — испаритель; *б* — отделитель жидкости: *1* — патрубки для присоединения жидкостного трубопровода; *2* — теплообменник; *3* — корпус; *4* — дозирующая трубка

по спускной трубке определенного диаметра непрерывно подает дозированное количество жидкости в компрессор вместе со всасываемым паром. Эта жидкость испаряется под действием теплоты сжатия, и пар поступает в испаритель. Отделитель жидкости, таким образом, является непрерывным источником теплоты для оттаивания испарителя и исключает одновременно возможность возврата большого количества жидкости в компрессор. Теплообменник в аппарате «Вапот» не влияет на цикл оттаивания. Холодильная установка переключается на оттаивание при срабатывании реле времени, которое включает электромагнитный вентиль горячего пара и останавливает вентиляторы испарителя. Реле температуры испарителя прекращает цикл оттаивания и переключает установку на режим оттаивания.

НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ МАШИНЫ

Многоступенчатые машины

Производительность и КПД любой холодильной машины уменьшаются при увеличении разности между температурами конденсации и всасывания в результате снижения температуры кипения. Эти потери обусловлены меньшей плотностью всасываемого пара при более низкой температуре кипения, а также увеличением степени сжатия. Увеличение степени сжатия сопровождается повышением температуры нагнетания, которая становится слишком высокой.

Одноступенчатые машины обычно работают удовлетворительно при температурах кипения не ниже —40°С, если температура конденсации относительно невелика. Однако при температурах кипения ниже —40°С для предотвращения повышения температуры нагнетания и поддержания требуемого рабочего КПД необходимо применять многоступенчатое сжатие. В больших установках многоступенчатое сжатие пара следует осуществлять при температуре кипения ниже —18°С.

Низкотемпературные машины могут быть двух основных типов: с последовательным многоступенчатым сжатием пара хладагента и каскадные. Последовательное сжатие используют в том случае, когда два или большее количество компрессоров соединены последовательно для сжатия одного хлад-

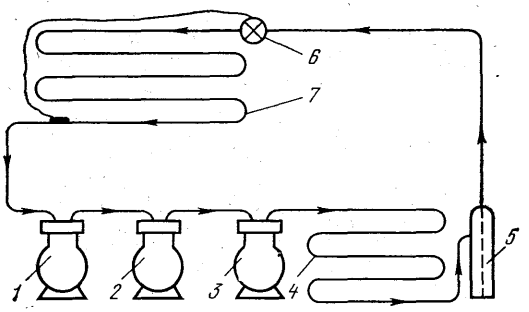


Рис. 20-10. Принципиальная схема трехступенчатой низкотемпературной машины:

1 — компрессор низкой ступени; *2* — компрессор промежуточной ступени; *3* — компрессор высокой ступени; *4* — конденсатор; *5* — ресивер; *6* — ТРВ; *7* — испаритель

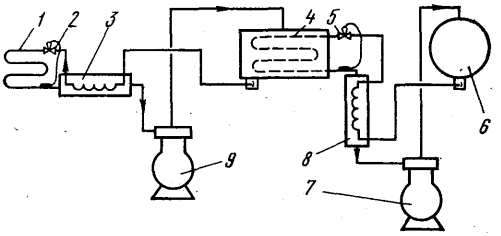


Рис. 20-11. Каскадная холодильная машина:

1 — испаритель; *2, 5* — ТРВ; *3, 8* — теплообменники; *4* — конденсатор (нижней ветви) — испаритель (верхней ветви); *6* — конденсатор (с водяным охлаждением); *7* — компрессор верхней ветви; *9* — компрессор нижней ветви

агента в ступенях. На рис. 20-10 показана принципиальная схема трехступенчатой машины, в которой давление пара хладагента последовательно повышается в трех ступенях от давления в испарителе до давления в конденсаторе. При этом пар, нагнетаемый компрессором более низкой ступени, поступает во всасывающий патрубок компрессора следующей, более высокой ступени.

В каскадной машине используют две или больше схем циркуляции хладагента, в которых применяют хладагенты со все более низкими температурами кипения (рис. 20-11). Пар хладагента, сжатый в нижней ветви, сжижается в теплообменнике, являющемся конденсатором этой ветви и одновременно испарителем верхней ветви.

Оба типа низкотемпературных машин имеют определенные преимущества и недостатки. В некоторых случаях применяют комбинацию каскадной и многоступенчатой машин. Тогда в нижней ветви каскада обычно используют двухступенчатый компрессор (для последовательного сжатия пара хладагента).

Промежуточные сосуды

При последовательном сжатии необходимо охлаждать пар хладагента между различными ступенями сжатия для предотвращения перегрева компрессора в более высокой ступени.

Кроме того, в связи с большой разностью между температурами конденсации и кипения жидкий хладагент следует охлаждать, чтобы не было значительного снижения удельной холодопроизводительности вследствие повышенного парообразования при дросселировании жидкости в регуляторе расхода хладагента, а также из-за увеличения объема пара, сжимаемого компрессором нижней ступени.

На рис. 20-12 показано три распространенных способа устранения перегрева пара и охлаждения жидкости в машинах многоступенчатого сжатия. В схеме на рис. 20-12, *а* имеется промежуточный сосуд непосредственного охлаждения. Жидкость из ресивера поступает в промежуточный сосуд, где ее температура понижается при дросселировании до температуры насыщения, соответствующей давлению в сосуде. Пар всасывается из сосуда компрессором высокой ступени, и поэтому температура жидкости в сосуде — это температура насыщения, соответствующая промежуточному давлению (давлению между ступенями). Охлаждение жидкости в промежуточном сосуде приводит к уменьшению потребляемой мощности (на 1 кВт холодопроизводительности), а также к уве-

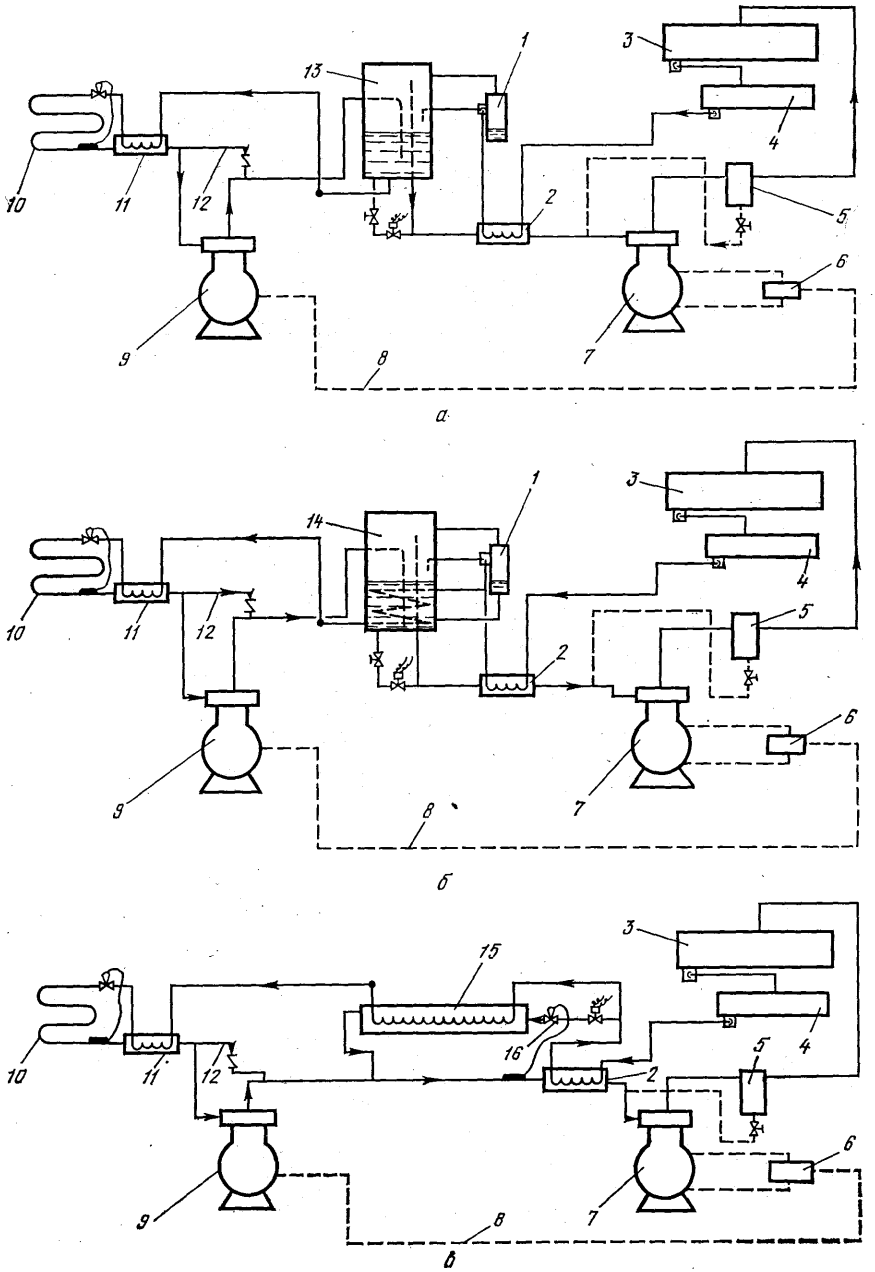


Рис. 20-12. Схемы двухступенчатых низкотемпературных машин:

а — с промежуточным сосудом непосредственного охлаждения; *б* — с кожухозмеевиковым промежуточным сосудом; *в* — с промежуточным сосудом — переохладителем жидкого хладагента: *1* — поплавковый регулятор; *2, 11* — теплообменники; *3* — водяной конденсатор; *4* — ресивер; *5* — маслоотделитель; *6* — поплавковый клапан на стороне высокого давления; *7* — компрессор высокой ступени; *8* — уравнительная линия масла; *9* — компрессор низкой ступени; *10* — испаритель; *12* — байпасная линия; *13* — промежуточный сосуд непосредственного охлаждения; *14* — кожухозмеевиковый промежуточный сосуд; *15* — промежуточный сосуд; *16* — ТРВ

личению объемной производительности компрессора низкой ступени.

Перегрев пара, нагнетаемого компрессором низкой ступени, устраняется посредством его подачи через жидкость в промежуточном сосуде. Затем он всасывается компрессором высокой ступени в смеси с паром, образующимся при дросселировании жидкости.

Основное преимущество наличия промежуточного сосуда с непосредственным охлаждением заключается в его простоте и низкой стоимости, а также в том, что температура жидкого хладагента понижается до температуры насыщения, соответствующей промежуточному давлению. Основной недостаток состоит в том, что давление жидкости, подаваемой к испарителю, понижается в сосуде до промежуточного давления. Перепад давления в регулирующем вентиле уменьшается, и поэтому нужно устанавливать вентиль большого размера, что может быть причиной неудовлетворительной его работы.

На рис. 20-12, *б* показан кожухозмеевиковый промежуточный сосуд, который отличается от сосуда непосредственного охлаждения тем, что в него поступает меньшая часть жидкости из ресивера, а большая часть, подаваемая в испаритель, проходит через змеевик, погруженный в жидкость, имеющуюся в сосуде. При наличии кожухозмеевикового промежуточного сосуда жидкость переохлаждается без снижения давления. Преимуществами этого способа являются более высокое давление жидкости на входе в регулирующий вентиль и отсутствие пара в жидкостном трубопроводе после дросселирования. В промежуточном сосуде жидкость охлаждается на 5—10°С ниже температуры насыщения, соответствующей промежуточному давлению.

В затопленных промежуточных сосудах обоих типов максимальная скорость движения пара 1 м/с. Над уровнем жидкости в промежуточном сосуде должно иметься достаточное пространство для предотвращения выброса жидкого хладагента в компрессор высокой ступени.

На рис. 20-12, *в* показана другая схема с промежуточным сосудом непосредственного охлаждения. Этот тип сосуда не применяют в аммиачных машинах, но широко используют в машинах, работающих на хладагентах R12 и R22. Жидкость, поступающая из ресивера, переохлаждается при прохождении через змеевик, находящийся в сосуде. Небольшое количество жидкости поступает в кожух сосуда. Горячий пар, который подается компрессором низкой ступени в нагнетательный трубопровод, охлаждается за счет испарения жидкости и смешения с холодным паром, поступающих из промежуточного сосуда.

Скрытая теплота парообразования аммиака велика, и переохлаждение жидкости в аммиачных машинах не является таким важным фактором, как в машинах, работающих на фторированных хладагентах. Перегрев пара, нагнетаемого компрессором низкой ступени, обычно устраняется путем впрыска небольшого количества жидкого аммиака непосредственно в трубопровод, соединяющий компрессоры низкой и высокой ступеней (рис. 20-13). Испарение жидкого аммиака в этом трубопроводе обеспечивает требуемое охлаждение пара.

В некоторых аммиачных машинах нагнетаемый пар охлаждается в промежуточном охладителе с водяным охлаждением, конструкция которого подобна конструкции кожухотрубного или кожухозмеевикового конденсатора с водяным охлаждением. Эффективность этого типа промежуточного охладителя зависит от температуры воды и повышается при ее снижении. Потребляемая мощность при использовании промежуточного охладителя с водяным охлаждением не снижается,

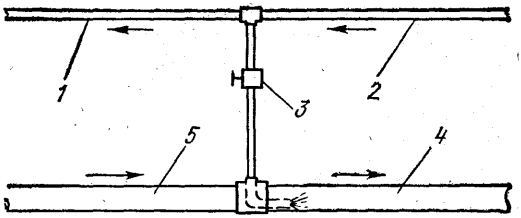


Рис. 20-13. Схема промежуточного охлаждения пара впрыском жидкости:

1 — труба к испарителю; *2* — жидкостная труба от ресивера; *3* — ручной регулирующий вентиль; *4* — труба к компрессору высокой ступени; *5* — труба от компрессора низкой ступени

но при этом обеспечивается достаточное охлаждение нагнетаемого пара хладагента, что предотвращает перегрев компрессора высокой ступени.

В машинах многоступенчатого сжатия промежуточное давление обычно выбирают таким образом, чтобы степень сжатия хладагента в каждой ступени была приблизительно одинаковой. Промежуточное давление, обеспечивающее одинаковую степень сжатия в двухступенчатой машине, определяют по формуле

$$p_{пр} = \sqrt{p_0 p_к}, \qquad (20\text{-}1)$$

где $p_{пр}$ — абсолютное промежуточное давление, Па; p_0 — абсолютное давление кипения, Па; $p_к$ — абсолютное давление конденсации, Па.

Пример 20-1. Машина работает при температурах кипения R12 —45°С и конденсации 38°С. Определить промежуточное давление при одинаковой степени сжатия в низкой и высокой ступенях.

Решение. В табл. 16-3 находим, что абсолютные давления насыщения при температуре кипения —45°С и конденсации 38°С равны соответственно 50,4 и 914,2 кПа. Применяя уравнение (20-1), находим

$$p_{пр} = \sqrt{50{,}4 \times 914{,}2} = 214{,}7 \text{ кПа абс.},$$

или 114 кПа по манометру.

Каскадные машины

При последовательном сжатии необходимо применять хладагент, температура кипения которого достаточно низка для создания в испарителе требуемого режима. В то же время он должен сжижаться при соответствующем давлении в конденсаторе воздушного или водяного охлаждения. Эти требования ограничивают нижний предел температуры кипения, которую можно достичь при последовательном сжатии. Нижний предел температуры кипения примерно равен —87°С при работе на R12 или R502 и —68°С при работе на аммиаке. При более низких температурах кипения хладагента следует применять каскадную машину и хладагент, имеющий высокое давление и низкую температуру кипения в нижней ветви, например метан, этан, этилен, R13, R13B1 или R503. Из-за исключительно высоких давлений при нормальных температурах конденсации, а также относительно низкой критической температуры эти хладагенты должны конденсироваться при довольно низких температурах, и поэтому их применяют в каскадных машинах, верхняя ветвь которых работает на R12, R22, R502 или пропане.

Для предотвращения чрезмерно высоких давлений в системе, если высокотемпературная ветвь не работает, а температура хладагента в машине повышается до температуры окружающей среды, предохранительный клапан выпускает хладагент в расширительный сосуд, когда давление в системе нижней ветви повышается до заданного максимального давления насыщения. В этих системах обычно не применяют ресивер. Поэтому в систему заряжают минимальное количество хладагента. Расширительный сосуд должен иметь такой размер, чтобы общий объем системы, включая объем сосуда, вмещал все количество хладагента в паровой фазе при заданной максимальной температуре насыщения. Пока в системе имеется жидкость, давление, создаваемое хладагентом, — это давление насыщения, соответствующее температуре хладагента. Однако если весь

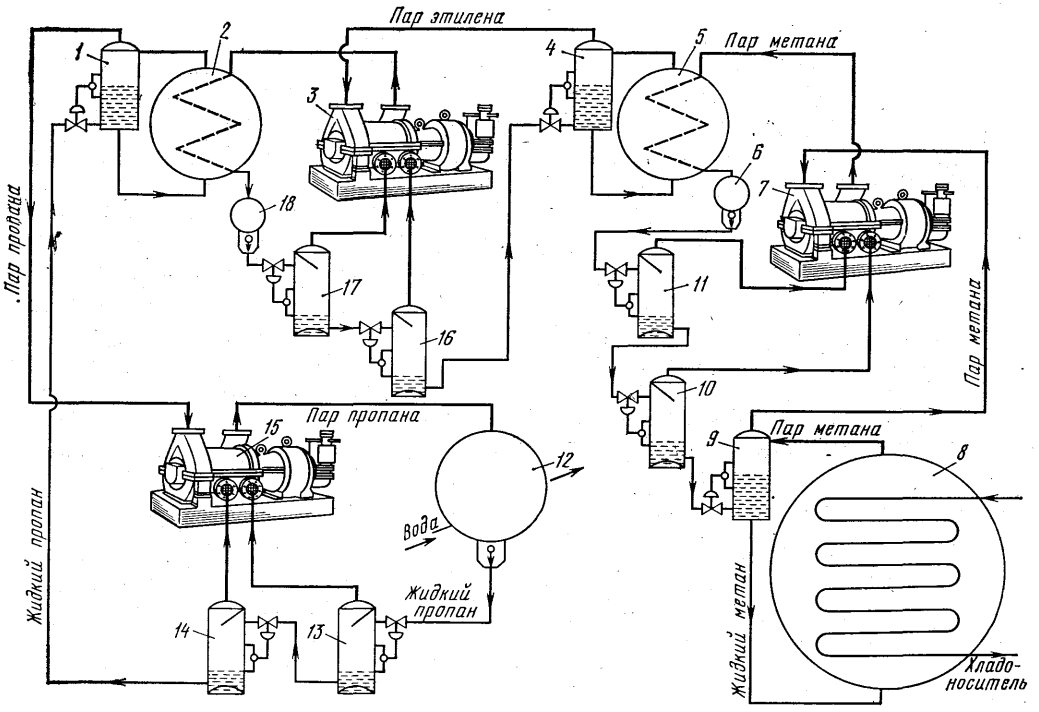


Рис. 20-14. Каскадная машина, работающая на метане, этилене и пропане соответственно в нижней, промежуточной и верхней ветвях:

1, 4, 9 — регуляторы уровня жидкости; *2* — конденсатор (этилена) — испаритель (пропана); *3, 7, 15* — центробежные компрессоры; *5* — конденсатор (метана) — испаритель (этилена); *6, 18* — ресиверы; *8* — низкотемпературный испаритель; *12* — конденсатор (пропана); *10, 11, 13, 14, 16, 17* — охладители

хладагент находится в паровой фазе, то увеличение давления в системе при повышении температуры будет незначительным и соответствовать закону Шарля.

Объем расширительного сосуда определяют по следующему уравнению:

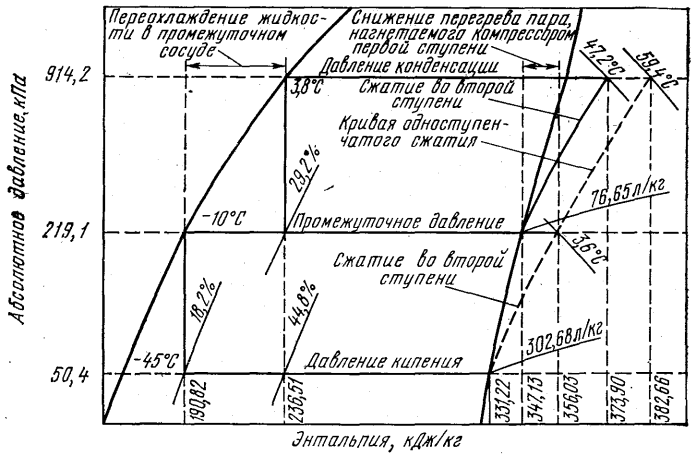
$$V_{р.с} = (V_с - mv_2)/[(v_2/v_1) - 1], \qquad (20\text{-}2)$$

где m — масса заряженного в систему хладагента, кг; $V_{р.с}$ — объем расширительного сосуда, м³; $V_с$ — объем системы, м³; v_1, v_2 — удельный объем хладагента соответственно при рабочем и максимальном давлениях, м³/кг.

На рис. 20-14 показана каскадная машина, нижняя ветвь которой работает на метане, промежуточная на этилене и верхняя на пропане.

Основной недостаток каскадной машины заключается в том, что ее КПД несколько ниже КПД многоступенчатой машины с последовательным сжатием хладагента. Однако в нижней ветви каскадной машины можно применять хладагент высокой плотности и давления, что значительно снижает требуемый объем цилиндров компрессора. Использование хладагента высокого давления упрощает конструкцию испарителя нижней ветви, так как при этом его давление в испарителе может значительно снижаться без существенного уменьшения производительности и КПД машины. Каждая ветвь каскадной машины — это отдельная система. Следовательно, хладагенты в них не перемешиваются. Поэтому обеспечить возврат масла в компрессоры проще, чем в многоступенчатой машине с последовательным сжатием хладагента.

Рис. 20-15. Диаграмма энтальпия — давление двухступенчатой машины, работающей на хладагенте R12 (степень сжатия в каждой ступени 4,35)



На диаграмме энтальпия — давление (рис. 20-15) сравниваются одноступенчатая и двухступенчатая машины, работающие в одном диапазоне температур. Разность между величинами производительности машин одноступенчатого и многоступенчатого сжатия была бы примерно в два раза больше, чем указано на рис. 20-15, если учитывать увеличение коэффициента подачи и индикаторного КПД последней вследствие меньшей степени сжатия в каждой ступени.

Возврат масла в низкотемпературных машинах

В связи с тем что ветви каскадной машины являются отдельными и независимыми системами, возврат масла осуществляется в отдельных ветвях таким же образом, как в любой другой одноступенчатой машине, работающей при данных условиях. Это не относится к многоступенчатой машине. Если два или большее количество компрессоров соединены параллельно или последовательно, то нет уверенности в равномерном возврате масла в каждый из них. Поэтому необходимо иметь специальные средства для равномерного распределения масла в нескольких компрессорах. При параллельном соединении компрессоров уровень масла во всех компрессорах одинаковый, если картеры связаны между собой таким образом, как показано на рис. 19-11. Однако при этом простом способе равного распределения масла необходимо, чтобы давление в картерах всех компрессоров было совершенно одинаковым. При последовательном соединении компрессоров это нецелесообразно, так как более высокое давление в картерах компрессоров высокой ступени выдавит масло через уравнительные линии в картеры компрессоров низкой ступени, в которых давление меньше.

На рис. 20-12 показан распространенный способ выравнивания уровня масла в картерах последовательно соединенных компрессоров. Маслоотделитель на нагнетательном трубопроводе компрессора высокой ступени отделяет масло от сжатого пара и возвращает его во всасывающий патрубок данного компрессора. Поплавковые клапаны на стороне высокого давления поддерживают требуемый уровень масла в компрессорах высокой ступени посредством непрерывного перепуска избыточного количества масла, возвращающегося в эти компрессоры, в следующий компрессор более низкой ступени через линии подачи масла. При ручном управ-

лении вместо поплавковых спускных вентилей можно применять ручные вентили (нормально закрытые). В этом случае ручные вентили периодически открывают для регулирования уровня масла для перепуска его из компрессоров высокой ступени в компрессоры низкой ступени.

Разгрузка для пуска компрессоров при снижении температуры кипения и регулирование производительности

Разгрузка для пуска компрессоров при снижении температуры кипения хладагента не ограничивается высокотемпературными машинами. Она более сложна в низкотемпературной машине из-за большей разности давлений. В ней применяют те же устройства, которые используют для более высокотемпературных систем. В некоторых источниках указано, что привод должен иметь мощность на 50% больше потребляемой мощности, а давление на всасывании в компрессор следует ограничить регулятором давления «После себя» или регулирующим вентилем. Потребляемая мощность при снижении температуры кипения не должна превышать мощности привода.

Обратите внимание на рис. 20-12, что байпасная линия компрессора низкой ступени позволяет использовать компрессор высокой ступени для снижения температуры кипения хладагента в испарителе до межступенчатого состояния перед пуском компрессора низкой ступени для его разгрузки.

Способы регулирования производительности многоступенчатых машин такие же, как и в одноступенчатых.

МНОГОТЕМПЕРАТУРНЫЕ УСТАНОВКИ

В многотемпературной установке два или большее количество испарителей, работающих при различных температурах кипения хладагента, расположены в нескольких охлаждаемых помещениях (иногда в одной камере) и соединены с одним компрессором или компрессорно-конденсаторным агрегатом. Главное преимущество установки этого типа заключается в экономии площади пола и уменьшении капиталовложений на оборудование. Однако более высокие эксплуатационные расходы обычно намного превосходят первоначальное преимущество в экономии капиталовложений. Поэтому экономически целесообразна только многотемпературная установка небольшой производительности, эксплуатационные расходы которой относительно низкие. Очевидный недостаток многотемпературной установки заключается в том, что при поломке компрессора все камеры, обслуживаемые ею, не будут охлаждаться, что приводит к порче продуктов, находящихся на хранении.

На рис. 20-16 показана типичная многотемпературная установка с тремя испарителями. Регулятор давления, «До себя» установлен на всасывающем трубопроводе каждого из более теплых испарителей для поддержания давления кипения хладагента на заданном высоком уровне. Обратный клапан

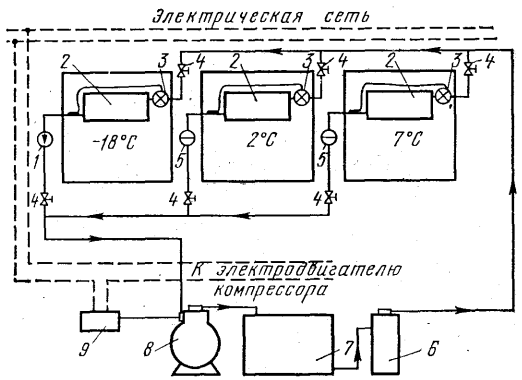


Рис. 20-16. Многотемпературная установка с тремя испарителями:

1 — обратный клапан; *2* — испарители; *3* — ТРВ; *4* — вентили; *5* — регуляторы давления «До себя»; *6* — ресивер; *7* — конденсатор; *8* — компрессор; *9* — реле низкого давления

смонтирован на всасывающем трубопроводе низкотемпературного испарителя. Он предотвращает перетечку хладагента из более теплых испарителей в холодный. Обратный клапан закрыт, пока давление во всасывающем трубопроводе выше давления в низкотемпературном испарителе.

Для обеспечения удовлетворительной работы многотемпературной системы необходимо, чтобы нагрузка на низкотемпературный испаритель составляла по крайней мере 60% от общей нагрузки на систему. Если нагрузка на высокотемпературные испарители составляет более 40% от общей нагрузки, то компрессор будет работать большую часть времени при высоком давлении всасывания, в результате чего регулирование температуры будет неравномерным.

Регуляторы давления «До себя», установленные на всасывающем трубопроводе теплых испарителей, обеспечивают их оттаивание во время нерабочей части цикла.

В многотемпературных системах для включения и выключения компрессора обычно применяют реле низкого давления, уставка которого соответствует условиям работы низкотемпературного испарителя.

Когда компрессор работает, давление в его всасывающем патрубке зависит от интенсивности парообразования во всех испарителях. Если общая тепловая нагрузка на испарители большая, то давление всасывания будет высоким. Если один из высокотемпературных испарителей обеспечил заданную температуру в охлаждаемой камере, то регулятор давления закрывается, в результате чего во всасывающий трубопровод поступает малое количество пара или прекращается его поступление из этого испарителя. Происходит снижение давления всасывания. Низкотемпературный испаритель работает, когда регуляторы давления высокотемпературных испарителей закрыты. При снижении температуры в камере, обслуживаемой низкотемпературным испарителем, давление всасывания опускается до уставки выключения реле низкого давления и компрессор останавливается.

После остановки компрессора при постепенном повышении давления в любом из испарителей до уставки замыкания контактов реле низкого давления компрессор включается.

Давление, поддерживаемое в высокотемпературных испарителях даже на самом минимальном уровне, всегда выше уставки замыкания контактов реле низкого давления, и поэтому при открытии любого регулятора давления один из высокотемпературных испарителей соединяется со всасывающим трубопроводом, в результате чего давление всасывания немедленно поднимается выше уставки замыкания контактов реле низкого давления, и компрессор начинает работать.

Более высокое давление в высокотемпературном испарителе относительно уставки включения реле низкого давления создает определенные трудности, если на выходе от высокотемпературного испарителя установлен пропорциональный регулятор давления. Регулятор всегда открыт, давление в испарителе выше уставки реле давления, и поэтому оно включает компрессор, когда в этом нет необходимости. При включении компрессора давление в испарителе немедленно опускается и регулятор закрывается, в результате компрессор выключается под действием реле низкого давления.

Для предотвращения работы компрессора короткими циклами при применении пропорциональных регуляторов давления «До себя» необходимо установить электромагнитный запорный вентиль, который управляется от камерного термореле или термореле испарителя. Вентиль монтируют на всасывающем трубопроводе высокотемпературного испарителя для вы-

ключения его из рабочего цикла во время остановки компрессора. При использовании регулятора давления пилотного типа его закрытие во время нерабочей части цикла компрессора обеспечивается температурным или электромагнитным пилотом.

Промежуточный сосуд на всасывающем трубопроводе в малых установках не позволяет работать компрессору короткими циклами. Относительно большой объем промежуточного сосуда предотвращает слишком быстрое повышение давления в высокотемпературном испарителе. Размер промежуточного сосуда зависит от соотношения нагрузки на высокотемпературный испаритель к нагрузке на низкотемпературный испаритель, а также от температур кипения хладагента в обоих испарителях. Этот способ предотвращения работы короткими циклами лучше всего применять в установках, в которых нагрузка на высокотемпературный испаритель составляет только небольшую часть общей нагрузки и разность между температурами кипения хладагента в высоко- и низкотемпературном испарителях относительно мала.

Многотемпературные установки с регулированием давления кипения хладагента при помощи электромагнитных вентилей

В многотемпературных системах часто применяют электромагнитные вентили, установленные на жидкостных или всасывающих трубопроводах высокотемпературных испарителей, которые управляются при помощи термореле. Установка с электромагнитными вентилями на жидкостных трубопроводах показана на рис. 20-17. Такая установка работает так же, как и установка с регуляторами давления «До себя», на всасывающем трубопроводе, за исключением того, что регулирование давления и температуры

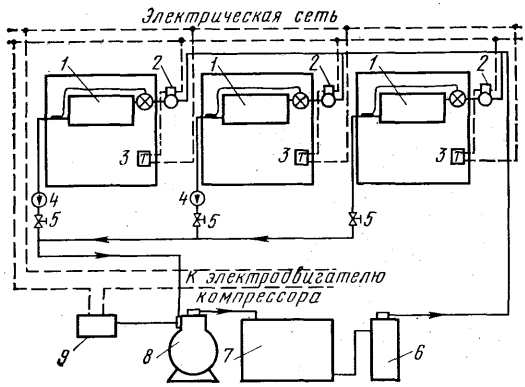


Рис. 20-17. Многотемпературная установка с регулированием давления кипения хладагента при помощи электромагнитных вентилей:

1 — испарители; *2* — электромагнитные вентили; *3* — термореле; *4* — обратные клапаны; *5* — вентили; *6* — ресивер; *7* — конденсатор; *8* — компрессор; *9* — реле низкого давления

хладагента в испарителе осуществляется. Термореле, срабатывающее под действием температуры охлаждаемой среды, управляет электромагнитным вентилем. При повышении температуры охлаждающей среды контакты термореле замыкаются, в результате чего включается электромагнитный вентиль, открывая проход хладагенту в жидкостный трубопровод. Давление в испарителе повышается при поступлении в него жидкого хладагента, вследствие чего реле низкого давления включает компрессор, если он не работает. Если компрессор уже работает, то подача жидкости в испаритель вызывает повышение рабочего давления всасывания.

При понижении температуры в охлаждаемой камере до заданного значения контакты термореле размыкаются, электромагнитный вентиль закрывается, перекрывая жидкостный трубопровод. Давление в испарителе понижается до рабочего давления всасывания или до давления выключения, если другие испарители уже отключены. Пар отсасывается из всех испарителей при выключении электромагнитного вентиля, и поэтому ресивер

установки должен быть достаточной емкости, чтобы в него вместился весь хладагент, имеющийся в системе. Этого не происходит, если электромагнитные вентили установлены на всасывающем трубопроводе, а не на жидкостном.

Для установки на всасывающем трубопроводе требуются более крупные и дорогостоящие электромагнитные вентили. Если в регуляторе расхода хладагента имеется протечка, то через клапан жидкость поступит в испаритель при закрытом электромагнитном вентиле, в результате чего произойдет ее выброс в компрессор при открытии вентиля.

При использовании электромагнитных вентилей в многотемпературных установках нет непосредственного регулирования давления и температуры в испарителе, так как давление в испарителе в заданное время зависит от количества испарителей, соединенных с компрессором. Очевидно, что при такой работе трудно поддерживать сбалансированное соотношение между температурами окружающей среды и в испарителе, в результате чего регулирование влажности в охлаждаемом пространстве становится неравномерным. Поэтому если регулирование влажности является важным условием, то необходимо установить регулятор давления на всасывающих трубопроводах высокотемпературных испарителей для поддержания в них требуемого высокого уровня давления и температуры хладагента. Регуляторы давления «До себя» следует применять только в сочетании с электромагнитными вентилями на всасывающем трубопроводе. Если электромагнитные вентили установлены на жидкостном трубопроводе, то это может привести к работе компрессора короткими циклами.

При наличии электромагнитных вентилей на всасывающем или жидкостном трубопроводе необходимо устанавливать обратные клапаны на всасывающих трубопроводах низкотемпературных испарителей для предотвращения повышенных давления и температуры в этих аппаратах, когда из более теплых испарителей отсасывается хладагент.

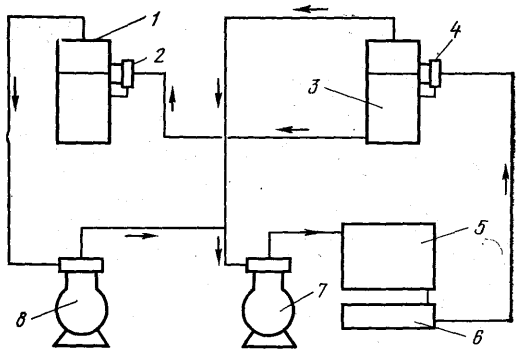


Рис. 20-18. Многотемпературная двухступенчатая установка:

1 — испаритель низкой ступени; *2, 4* — поплавковые регуляторы низкого давления; *3* — испаритель высокой ступени; *5* — конденсатор; *6* — ресивер; *7* — компрессор высокой ступени, *8* — компрессор низкой ступени

Низкотемпературные установки с несколькими разнотемпературными испарителями

На рис. 20-18 показана многотемпературная установка с последовательным двухступенчатым сжатием хладагента. Высокотемпературный испаритель служит также для охлаждения хладагента, поступающего в низкую ступень. Во всасывающий патрубок компрессора высокой ступени поступает пар хладагента только из высокотемпературного испарителя, но в смеси с паром, нагнетаемым компрессором низкой ступени. На рис. 20-19 показана трехступенчатая многотемпературная установка, работающая на хладагенте R12.

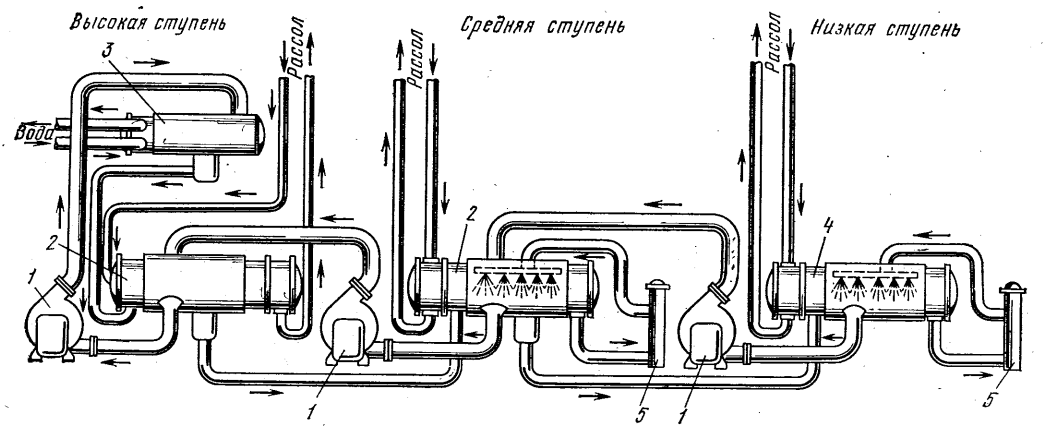


Рис. 20-19. Трехступенчатая многотемпературная установка, работающая на хладагенте R12:
1 — центробежные компрессоры; *2* — промежуточные сосуды; *3* — конденсатор; *4* — испаритель; *5* — насосы для циркуляции жидкого R12

АБСОРБЦИОННЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Цикл абсорбционной холодильной машины подобен циклу парокомпрессионной машины тем, что она работает на легкокипящем хладагенте (на аммиаке или воде). Хладагент попеременно кипит при низком давлении в испарителе, поглощая теплоту от охлаждаемой среды, и конденсируется при высоком давлении в конденсаторе, отдавая теплоту охлаждающей среде.

Основное различие между абсорбционной и парокомпрессионной машинами заключается в способе обеспечения циркуляции хладагента в системе и создания разности между давлениями конденсации и кипения. В абсорбционной машине абсорбер и генератор осуществляют функции компрессора. Абсорбер заменяет всасывающую сторону компрессора, а генератор выполняет работу нагнетательной стороны компрессора. Внешняя энергия для производства парокомпрессионного цикла подводится к компрессору, а внешняя энергия в абсорбционном цикле в виде теплоты подается непосредственно в генератор. Веществом, которое содержит теплоту, поступающую в генератор, обычно является водяной пар низкого давления или горячая вода, хотя в малых установках источником энергии может быть теплота, выделяющаяся при сгорании соответствующего топлива, например природного газа, пропана или керосина. Сгорание происходит непосредственно в нагревателе, установленном в генераторе.

На рис. 20-20 показана простая принципиальная схема абсорбционной машины, которая состоит из четырех основных аппаратов: испарителя и абсорбера на стороне низкого давления системы и генератора и конденсатора на стороне высокого давления системы. Рабочим веществом для осуществления холодильного цикла абсорбционной машины является раствор, состоящий из двух компонентов с разными температурами кипения при одинаковом давлении. Один из них с более низкой температурой кипения служит в качестве хладагента, а другой — абсорбентом (поглотителем). Хладагент проходит из конденсатора в испаритель, абсорбер, генератор и возвращается в конденсатор, а абсорбент поступает из абсорбера в генератор и рециркулируется обратно в абсорбер.

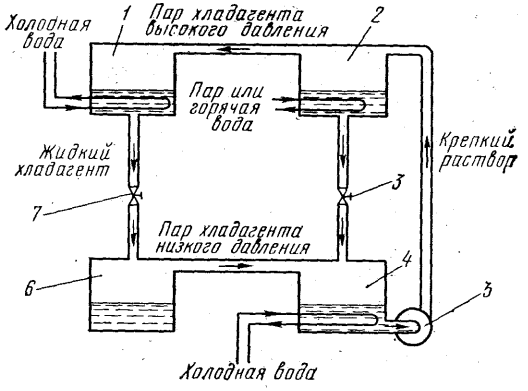


Рис. 20-20. Принципиальная схема абсорбционной холодильной машины:

1 — конденсатор; *2* — генератор; *3, 7* — дроссельные вентили; *4* — абсорбер; *5* — насос; *6* — испаритель

Последовательность цикла работы абсорбционной машины следующая. Жидкий хладагент (высокого давления) подается из конденсатора в испаритель через дроссельный вентиль, в котором снижается его давление. Жидкий хладагент в испарителе превращается в пар, отбирая теплоту от охлаждаемой среды. Образовавшийся пар низкого давления поступает из испарителя в абсорбер, где он поглощается абсорбентом. Хладагент перетекает из испарителя в абсорбер, так как давление раствора в последнем несколько ниже. Давление раствора в абсорбере определяет давление и, следовательно, температуру кипения хладагента в испарителе. В свою очередь давление раствора зависит от свойств абсорбента, его температуры и концентрации. Чем ниже температура абсорбента и выше его концентрация в растворе, тем ниже давление последнего.

При поглощении абсорбентом пара хладагента, поступающего из испарителя, его объем уменьшается и теплота абсорбции высвобождается. Для поддержания температуры и давления раствора на заданном уровне теплота, выделяемая в абсорбере (равная сумме скрытой теплоты парообразования и теплоты растворения хладагента в абсорбенте), передается охлаждающей среде в конденсаторе.

Для передачи теплоты в абсорбере температура раствора должна быть выше температуры охлаждающей среды. КПД абсорбера увеличивается при повышении температуры раствора абсорбента и частично зависит от температуры охлаждаемой среды.

Пар хладагента, поглощаемый абсорбентом, повышает давление раствора. Поэтому следует непрерывно увеличивать концентрацию абсорбента в растворе для поддержания его давления на достаточно низком уровне, чтобы обеспечить заданные давление и температуру в испарителе. Это осуществляется посредством непрерывной подачи насосом крепкого раствора из абсорбера в генератор. В нем большая часть хладагента выкипает при нагреве, а образующийся слабый раствор рециркулирует через регулирующий вентиль в абсорбер и снова поглощает пар хладагента, поступающий из испарителя. Повышение давления раствора происходит при перекачивании раствора из абсорбера в генератор. Процесс проходит без сжатия хладагента, поэтому насос для подачи раствора потребляет незначительную мощность.

Хладагент отделяется в генераторе от абсорбента при нагреве раствора и выкипает. Образующийся пар высокого давления поступает в конденсатор, где сжижается, отдавая скрытую теплоту парообразования охлаждающей среде.

Слабый раствор, остающийся в генераторе, рециркулирует в абсорбер через трубопровод и регулирующий вентиль, как описывалось ранее. Концентрация слабого раствора зависит от количества теплоты, подаваемой в генератор.

Для обеспечения максимального КПД машины разность давлений в системе должна быть минимальной за счет поддержания давления в испарителе на возможно большем уровне в соответствии с потребностью в охлаждении, а

давление в конденсаторе на возможно более низком уровне при данной охлаждающей среде. Как было выше указано, давление в абсорбере и испарителе зависит в основном от температуры и концентрации раствора. Поэтому регулирование температуры и давления в абсорбере и испарителе осуществляется, как правило, посредством изменения концентрации раствора.

КПД машины улучшается за счет теплообмена между охлажденным крепким раствором, поступающим из абсорбера в генератор, и нагретым слабым раствором, рециркулирующим из генератора в абсорбер. Температура крепкого раствора, поступающего в генератор, повышается при понижении температуры слабого раствора, подаваемого в абсорбер. В результате теплообмена требуется меньше подводить теплоты в генератор и меньше отводить теплоты из абсорбера.

Как и в парокомпрессионной машине, при дросселировании жидкого хладагента, подаваемого из конденсатора, в регулирующем вентиле несколько уменьшается удельная холодопроизводительность. Переохлаждение жидкого хладагента, подаваемого из конденсатора в испаритель, в результате теплообмена с низкотемпературным паром, поступающим из испарителя в абсорбер, увеличивает удельную холодопроизводительность и повышает КПД машины.

Рабочие вещества абсорбционных машин

Рабочие вещества (растворы хладагента в абсорбенте) должны, по крайней мере, частично удовлетворять некоторым требованиям для применения в абсорбционной холодильной машине. Абсорбент и пар хладагента должны быть взаимно растворимы в требуемом диапазоне рабочих условий. Оба компонента должны быть безопасными, стойкими и не обладать корродирующим воздействием в отдельности или в растворе. Абсорбент должен отличаться низкой летучестью, чтобы пар хладагента, покидающий генератор, содержал очень мало абсорбента. Рабочее давление должно быть относительно низким и в оптимальном случае находиться на уровне атмосферного давления для уменьшения массы оборудования до минимума и снижения утечки из системы. Хладагент должен иметь относительно высокое значение скрытой теплоты парообразования.

В настоящее время применяют в основном два раствора хладагента с абсорбентом. Первый из них — водоаммиачный раствор, в котором аммиак является хладагентом, а вода — абсорбентом. Второе рабочее вещество — раствор бромистого лития, в котором вода используется в качестве хладагента, а бромистый литий служит абсорбентом. Ниже рассмотрены относительные преимущества и недостатки этих двух растворов.

Машины, работающие на водоаммиачном растворе

Водоаммиачные машины широко применяют в домашних холодильниках, в торговых и промышленных системах, в которых температура кипения хладагента близка или ниже 0°С. Вода и пар аммиака взаимно растворимы в широком диапазоне рабочих условий. Оба компонента являются высокостойкими веществами. Они совместимы с большинством видов материалов, используемых в холодильных машинах, за исключением меди и ее сплавов. Аммиак обладает большой скрытой теплотой парообразования, но отличается некоторой токсичностью, что ограничивает его использование в системах кондиционирования воздуха. Его рабочие давления относительно высокие.

Главный недостаток водоаммиачного раствора заключается в том, что абсорбент (вода) отличается летучестью, и поэтому пар хладагента (аммиака),

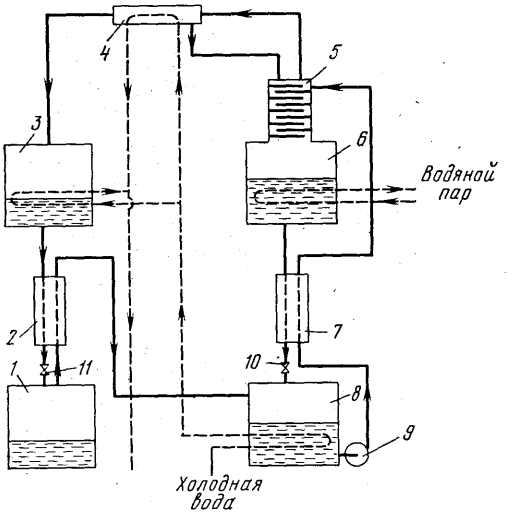


Рис. 20-21. Водоаммиачная абсорбционная машина:

1 — испаритель; *2, 7* — теплообменники; *3* — конденсатор; *4* — дефлегматор; *5* — ректификатор; *6* — генератор; *8* — абсорбер; *9* — насос; *10, 11* — регулирующие вентили

покидающий генератор, обычно содержит значительное количество водяного пара. Он после прохождения через конденсатор и подачи в испаритель повышает температуру кипения и снижает удельную холодопроизводительность, так как уносит из последнего часть жидкого хладагента.

КПД водоаммиачной машины повышается при использовании дефлегматора и ректификатора, которые удаляют водяной пар из смеси перед конденсатором на выходе из генератора. Ректификатор смонтирован на верху генератора (рис. 20-21). При выходе из генератора пары аммиака и воды проходят через ректификатор и охлаждаются. Водяной пар, имеющий высокую температуру конденсации, сжижается и стекает назад в генератор. Пар аммиака затем поступает в дефлегматор, в нем оставшийся водяной пар и небольшое количество пара аммиака конденсируются, и жидкость стекает в виде слабого раствора флегмы обратно в ректификатор. Дефлегматор обычно охлаждается водой, поступающей из абсорбера.

Машины, работающие на водном растворе бромистого лития

Машины, работающие на водном растворе бромистого лития, широко применяют в установках кондиционирования воздуха и в других высокотемпературных установках. В связи с тем что вода является в данном случае хладагентом, указанное рабочее вещество не применяют в тех случаях, когда нужна температура кипения выше 0°С.

Бромистый литий — это соль, которая хорошо взаимодействует с водяным паром. Недостаток водного раствора бромистого лития заключается в том, что абсорбент не растворяется полностью в воде при всех условиях, которые возможны в системе. Необходимо применять специальные меры предосторожности при эксплуатации этих машин, чтобы избежать условий, при которых происходит осаждение и кристаллизация абсорбента.

Одним из основных достоинств водного раствора бромистого лития является то, что абсорбент нелетуч. Поэтому в паре хладагента (воды), покидающего кипятильник, не содержится абсорбента, и, следовательно, не требуется в системе ни дефлегматора, ни ректификатора. Так как хладагентом является вода, то рабочие давления очень низкие, значительно ниже атмосферного. Например, если температура кипения воды 4°С, а температура конденсации 38°С, то давления в испарителе и конденсаторе соответственно равны — 100 и —94 кПа. В связи с небольшой разностью давлений между конденсатором, генератором и испарителем, абсорбером регулирующие вентили обычно не устанавливают между ними, так как гидравлические сопротивления в соединительных трубопроводах и распылительных соплах создают требуемую разность давлений.

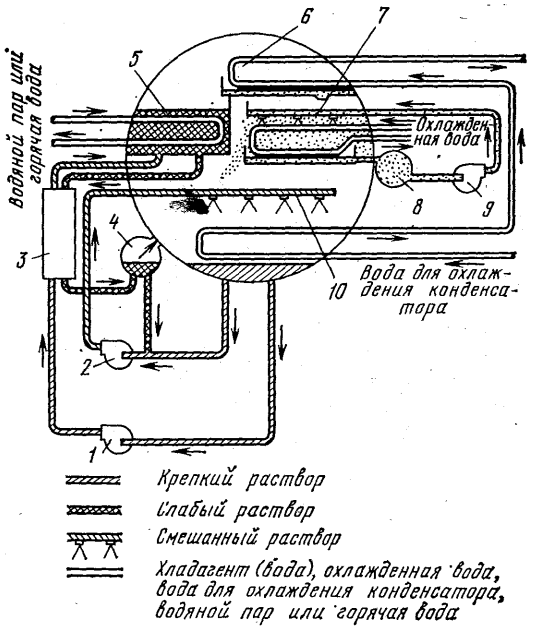


Рис. 20-22. Бромистолитиевая абсорбционная машина:

1 — насос подачи крепкого раствора; *2* — насос абсорбера; *3* — теплообменник; *4* — дроссельная камера; *5* — генератор; *6* — конденсатор; *7* — испаритель; *8* — сборник хладагента; *9* — насос испарителя; *10* — абсорбер

Ранее указывалось, что способность абсорбента поглощать пар хладагента зависит от относительной концентрации раствора. По этой причине регулирование концентрации раствора является удобным средством для регулирования производительности машины в зависимости от нагрузки. Некоторыми способами изменения концентрации раствора являются регулирование подачи пара или горячей воды в генератор и регулирование расхода охлаждающей воды через конденсатор.

На рис. 20-22 показана машина, работающая на водном растворе бромистого лития. Кроме оборудования, показанного на рисунке, требуется устройство для выпуска неконденсирующихся газов из системы и поддержания давления в испарителе на требуемом низком уровне.

Бытовые абсорбционные машины

При добавлении третьего инертного компонента, например водорода, для выравнивания давлений в системе абсорбционная машина функционирует без насоса или других движущихся частей. Такие машины, работающие на аммиаке и воде, находят широкое применение в домашних холодильниках, устанавливаемых, в частности, в жилых прицепах или в автомобилях со специальным кузовом для загородных поездок. В этих случаях теплота подается в генератор за счет непосредственного сгорания пропана, или электронагревательными элементами, или тем и другим.

Работа абсорбционной машины, в которой применяется трехкомпонентное рабочее вещество, основана на законе Дальтона, который гласит, что общее давление смеси газов (или паров) составляет сумма отдельных парциальных давлений, создаваемых каждым газом или паром в отдельности. В такой системе общее давление, создаваемое смесью газов (или паров), одинаково во всех ее частях. В связи с присутствием водорода (и парциального давления, создаваемого им на стороне низкого давления системы, т. е. в испарителе и абсорбере) парциальное давление, создаваемое паром аммиака в этих аппаратах, ниже давления пара аммиака в генераторе и конденсаторе, в которых нет газообразного водорода. Поэтому при одинаковом давлении во всей системе аммиак кипит при низких давлении и температуре в испарителе и одновременно конденсируется при высоких давлении и температуре в конденсаторе. Раствор циркулирует через сифонную трубку (как в кофейнике), которая заменяет насос, применяемый в больших машинах.

На рис. 20-23 показана схема машины, в которой теплота, поступающая в генератор, расходуется для кипения аммиака, а сифонная трубка используется таким образом, что жидкий аб-

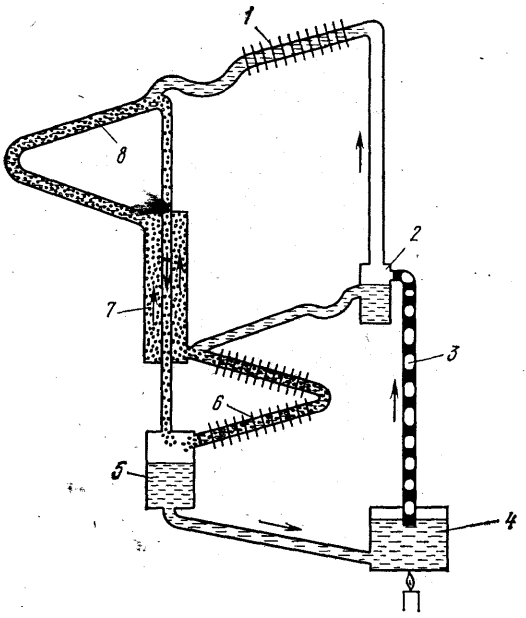


Рис. 20-23. Схема бытовой абсорбционной водоаммиачной машины (с газообразным водородом для уравновешивания давления): *1* — воздушный конденсатор; *2* — ректификатор; *3* — сифонная трубка; *4* — генератор; *5* — бачок абсорбера; *6* — абсорбер; *7* — теплообменник; *8* — испаритель

сорбент вместе с паром аммиака поднимается по ней в ректификатор. Жидкий абсорбент стекает из ректификатора (под действием гравитации) через *U*-образный отделитель жидкости в абсорбер воздушного охлаждения, а пар аммиака поступает непосредственно в воздушный конденсатор, где он сжижается. Жидкий аммиак затем стекает из конденсатора через *U*-образный отделитель жидкости в испаритель, где он переходит в парообразное состояние, поглощая теплоту из охлаждаемого пространства. Пар аммиака с частью газообразного водорода поступает из испарителя в абсорбер, он растворяется в абсорбенте, а газообразный водород проходит через абсорбер и возвращается в испаритель. Два *U*-образных отделителя предназначены для водорода в испарителе и абсорбере, предотвращения миграции газообразного водорода в генератор, ректификатор и конденсатор.

Сравнение абсорбционных и парокомпрессионных машин

Абсорбционные машины более просты и дешевы в производстве, чем парокомпрессионные сравнимых размеров. Из-за отсутствия многочисленных движущихся частей абсорбционные машины работают с меньшим уровнем шума и требуют меньшего объема обслуживания, чем парокомпрессионные машины. Холодильный коэффициент абсорбционной машины в 4 раза ниже холодильного коэффициента парокомпрессионной машины, работающей в тех же условиях. Однако энергия непосредственно в виде теплоты более дешева и более эффективна.

Абсорбционные машины обычно неэкономичны. Однако, когда водяной пар используется для отопительных целей в зимнее время, а в летний период сбрасывается или при наличии другой бросовой теплоты от различных промышленных процессов, необходимо рассмотреть возможность использования абсорбционной машины. Абсорбционные машины часто применяют совместно с центробежными машинами, имеющими турбопривод. Использованный в турбине пар применяют для обогрева генератора абсорбционного оборудования.

Глава 21
ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ И РЕЛЕ

ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ

В холодильной промышленности применяют различные типы однофазных и трехфазных электродвигателей переменного тока для привода компрессоров, насосов и вентиляторов. В некоторых случаях используют двухфазные двигатели и двигатели постоянного тока.

Применяемые однофазные двигатели имеют мощность от 37 Вт до 7,5 кВт, а трехфазные двигатели — от 0,25 кВт и выше, однако последние редко используют при мощности менее 0,75 кВт. При наличии трехфазного тока предпочтительно применение трехфазного двигателя из-за большей его простоты и меньшей стоимости.

В США практически вся электроэнергия вырабатывается с частотой 60 Гц и подается к потребителю в виде однофазного или трехфазного переменного тока. Напряжение при потреблении зависит от типа трансформатора. В пунктах, где потребление электроэнергии в основном однофазное низкого напряжения, трансформаторы имеют соединение звездой, чтобы низкое напряжение равномерно распределялось между тремя трансформаторами. На рис. 21-1, *б* показано, что напряжение, подаваемое от трансформаторов, соединенных звездой, равно 120 В и 208 В однофазного тока и 208 В трехфазного тока. Если силовая нагрузка в основном трехфазная, то трансформаторы соединяют треугольником, как показано на рис. 21-1, *а*. В данном случае подаваемое напряжение равно 115 В и 230 В однофазного тока и 230 В трехфазного тока. При соединении открытым треугольником, как показано на рис. 21-1, *в*, трехфазный ток подается отдельным потребителям только двумя трансформаторами.

Ток часто подается торговым предприятиям при напряжении 460 В и может поступать крупным промышленным потребителям при значительно более высоком напряжении. Естественно, что двигатели должны соответствовать характеристикам подаваемого тока. Предприятия, вырабатывающие электрическую энергию, гарантируют поддержание напряжения в пределах ±10% от расчетного, и большинство двигателей работает удовлетворительно.

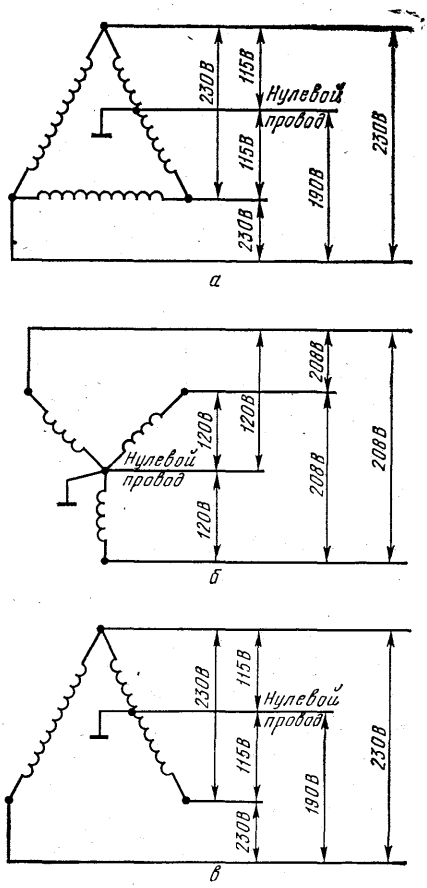


Рис. 21-1. Соединение трансформаторов:
а — треугольником; *б* — звездой; *в* — открытым треугольником

Многие двигатели изготовлены таким образом, что они могут работать на низком или высоком напряжении при пересоединении внешних подводящих проводов.

Кроме вида подаваемого тока необходимо учитывать следующие факторы при выборе соответствующего двигателя: условия, существующие на месте монтажа (температура окружающей среды, наличие пыли, влаги или взрывоопасных веществ); требования к пусковому моменту (нагруженный или разгруженный пуск); ограничение пускового тока; работа на одной или нескольких скоростях вращения вала; постоянная или прерывистая работа; КПД или коэффициент мощности.

Все двигатели выделяют определенное количество теплоты из-за сопротивления обмоток. Если эта теплота не рассеивается в окружающей среде, то температура двигателя становится слишком высокой, в результате чего происходит повреждение изоляции обмотки. Открытые (вентилируемые) двигатели изготовляют для работы на полную нагрузку при температуре примерно на 40°С выше температуры окружающей среды. Двигатели в герметичном корпусе могут работать при полной нагрузке с температурой на 55°С выше температуры окружающей среды. Двигатели обоих типов работают при полной нагрузке без перегрева, если температура окружающей среды не превышает 40°С.

Большинство двигателей могут работать с небольшой перегрузкой в течение определенного времени без повреждений. Однако, в связи с тем что количество теплоты, генерируемой двигателем, увеличивается при повышении нагрузки, постоянная работа двигателя в условиях перегрузки вызывает чрезмерное повышение температуры обмотки и значительно уменьшает срок службы изоляции.

Двигатели могут быть следующего исполнения в зависимости от типа корпуса: открытые, полностью закрытые, брызгозащищенные, взрывобезопасные. Двигатели открытого исполнения изготовлены таким образом, что воздух циркулирует непосредственно через обмотку и отводит теплоту от двигателя. Этот тип двигателя используют в том случае, если в воздухе нет пыли и влаги и окружающая среда пожаро- и взрывобезопасна. Брызгозащищенные двигатели предназначены для работы на открытом воздухе или в другом месте, где они могут подвергаться увлажнению. Полностью закрытые двигатели эксплуатируют в условиях повышенной влажности и высокого содержания пыли. Эти двигатели не вентилируются и рассеивают теплоту в окружающую среду через корпус. Взрывобезопасные двигатели применяют в том случае, если в воздухе содержится взрывоопасная пыль или газ.

Требования к пусковому моменту двигателя зависят от характеристик нагрузки приводимой машины. Двигатель с низким пусковым моментом применяют для привода машины, имеющей разгруженный пуск. Двигатель с высоким пусковым моментом обслуживает приводимую машину, запускаемую под нагрузкой. Пусковой ток двигателя часто превышает в 5—6 раз рабочий. Используя большие двигатели, желательно иметь низкий пусковой ток, чтобы уменьшить пусковую нагрузку на электропроводку, трансформаторы и генераторы.

Двигатели переменного тока могут быть асинхронными или синхронными. В асинхронном двигателе магнитное поле ротора индуктируется током, протекающим в обмотке статора. В синхронном двигателе магнитное поле ротора образуется питанием ротора непосредственно от внешнего источника тока.

Трехфазные асинхронные двигатели

Трехфазные асинхронные двигатели выпускают двух типов: с короткозам-

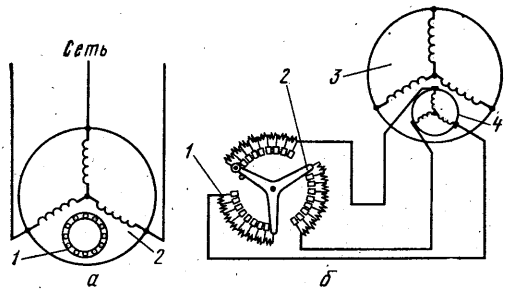


Рис. 21-2. Асинхронные трехфазные электродвигатели:

а — с короткозамкнутым ротором; *1* — короткозамкнутый ротор; *2* — статор; *б* — с фазным ротором: *1* — сопротивление; *2* — переключатель; *3* — статор; *4* — фазный ротор

кнутым и фазным ротором. Эти двигатели имеют аналогичную конструкцию, кроме ротора. Как показано на рис. 21-2, каждый из этих двигателей имеет три отдельные обмотки в статоре, то есть по одной на каждую фазу. Обмотки равномерно и попеременно распределены в пазах статора, образуя соответствующее количество полюсов. Четырехполюсный трехфазный двигатель имеет 12 полюсов, то есть по 4 полюса на каждой из трех фаз.

Когда к статору подведено напряжение, ток во всех трех фазных обмотках имеет одинаковую амплитуду и различается по фазе на одну треть периода (рис. 21-3, *а*). Поэтому ток, проходящий через обмотки статора, создает в нем вращающееся магнитное поле. Одновременно ток, индуктированный в обмотках ротора, также создает в последнем магнитное поле. Полюса магнитного поля ротора притягиваются и перемещаются вслед за полюсами вращающегося поля статора, в результате чего ротор вращается так, как указано на рис. 21-3, *б*.

Ротор асинхронного двигателя всегда вращается с частотой, которая меньше частоты вращения магнитного поля статора. Если бы частота вращения ротора и магнитного поля статора были одинаковыми, то проводники обмотки ротора были бы неподвижны относительно вращающегося магнитного поля статора и не пересекали бы его, в результате чего в роторе не индуктировался бы ток и он не имел бы магнитной полярности. Поэтому необходимо, чтобы частота вращения ротора была несколько меньшей частоты вращения поля статора. В результате проводники обмотки ротора непрерывно пересекают линии магнитного поля статора. Разность между частотой вращения ротора и полем статора называется магнитным скольжением или скольжением ротора. Трехфазные асинхронные двигатели обычно считаются двигателями с постоянной частотой вращения, так как величина скольжения меняется незначительно при увеличении или уменьшении нагрузки и даже при полной нагрузке.

Если не учитывать скольжение ротора, то частота вращения любого двигателя переменного тока является функцией частоты изменения тока и количества полюсов статора. Синхронная частота вращения двигателя переменного тока определяется следующим уравнением:

$$n = f \cdot 120/p \qquad (21\text{-}1)$$

где n — частота вращения двигателя, об/мин; f — частота изменения тока, Гц, p — количество полюсов.

Синхронная частота вращения четырехполюсного двигателя переменного тока, работающего с частотой 60 Гц, равна

$$n = 60 \times 120/4 = 1800 \text{ об/мин.}$$

Скольжение ротора обычно выражается в процентах от синхронной частоты вращения. Например, скольжение s двигателя с синхронной частотой вра-

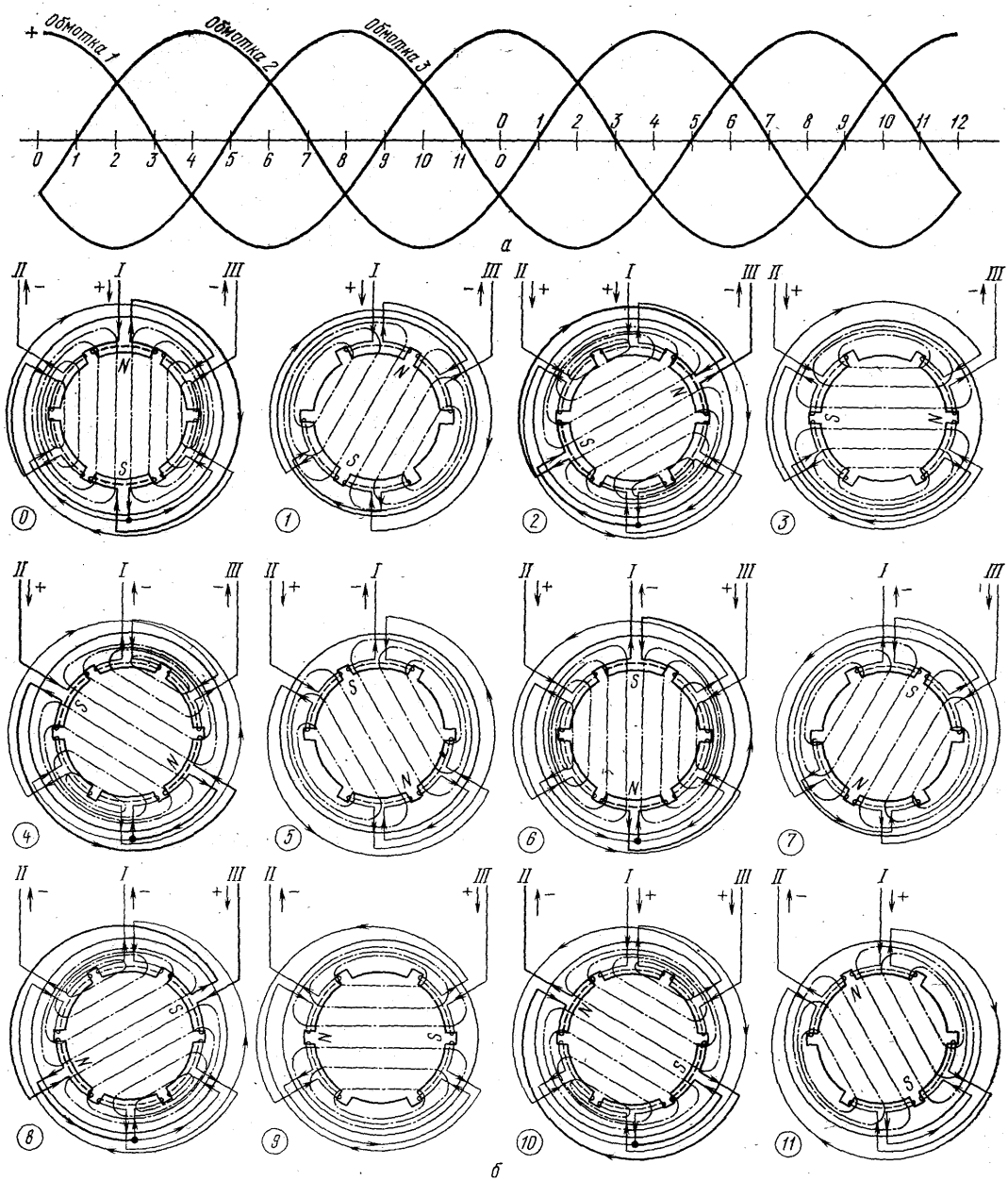


Рис. 21-3. Изменение величины, направления тока (*а*) и положения магнитного поля (*б*) в двухполюсном трехфазном двигателе за два полных цикла (на диаграммах *а* и *б* положение показано в момент, обозначенный соответствующей цифрой):

0 — ток, подводимый к двигателю, поступает в обмотку *I*, делится равномерно и выходит из двигателя через обмотки *II* и *III*; *1* — ток в обмотке *II* равен нулю, а ток, подводимый к обмотке *I*, выходит из обмотки *III*. Магнитное поле вращается по часовой стрелке; *2* — ток в обмотке *I* небольшой и, присоединяясь к току в обмотке *II*, выходит через обмотку *III*, в которой ток имеет максимальное отрицательное значение; *3—11* — диаграммы показывают, что магнитное поле продолжает вращаться в оставшейся части цикла

щения $n_1 = 1800$ об/мин и работающего при $n = 1750$ об/мин составляет

$$s = [(n_1 - n)/n_1]\,100 = (1800 - 1750)\,100/1800 = 2{,}78\%.$$

Скольжение ротора является мерой потери мощности двигателя. В данном случае 2,78% мощности преобразуется в двигателе в теплоту. Следовательно, существует определенная зависимость между величиной скольжения и КПД двигателя. Чем выше величина скольжения, тем ниже КПД двигателя.

Пусковой момент двигателя — это момент вращения, развиваемый двигателем в момент пуска, когда к его клеммам подается полное напряжение. Пусковой момент обычно выражается в процентах от момента вращения при полной нагрузке и зависит в некоторой степени от сопротивления обмотки ротора. При увеличении сопротивления обмотки ротора увеличивается пусковой момент, но при этом увеличивается также величина скольжения ротора и уменьшается КПД двигателя.

Двигатели с короткозамкнутым ротором

Обмотка ротора этого двигателя состоит из медных проводников в пластинчатом стальном сердечнике, соединенных между собой (то есть замкнутых накоротко) на концах при помощи колец, в результате чего обмотка имеет вид беличьей клетки.

Асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором является распространенным типом трехфазного двигателя и имеет несколько видов конструкций, отличающихся друг от друга пусковыми моментами и характеристиками пускового тока. В холодильном оборудовании в основном применяют две конструкции. Двигатели первой конструкции, создающие пусковой момент от 125 до 275% от момента вращения при полной нагрузке с относительно низким пусковым током, применяют в качестве привода для вентиляторов и насосов, а также для компрессоров с разгруженным пуском. Двигатели второй конструкции с высоким пусковым моментом при низком пусковом токе используют для привода компрессоров, включаемых под нагрузкой. Эти двигатели имеют пусковой момент 225—275% от момента вращения при полной нагрузке, но они несколько менее эффективны, чем двигатели первой конструкции.

Соответствующая конструкция обмоток статора обеспечивает работу асинхронных короткозамкнутых двигателей на нескольких частотах вращения. Частота вращения двигателя уменьшается с увеличением количества пар полюсов, т. е. частота вращения двигателя уменьшается наполовину при удвоении количества пар полюсов статора.

Двигатели с фазным ротором

Двигатели с фазным ротором применяют в том случае, когда повышенный пусковой ток двигателя с короткозамкнутым ротором большой мощности является отрицательным фактором, а рабочие частоты вращения находятся в диапазоне 50—100% от максимальной частоты вращения.

Асинхронные двигатели с фазным ротором отличаются от двигателя с короткозамкнутым ротором только обмоткой ротора. Обмотка ротора состоит из сгруппированных изолированных катушек, образуя определенные полюса. Ротор и статор имеют одинаковое количество полюсов. Клеммы обмоток ротора выведены на контактные кольца. Провода от щеток на контактных кольцах соединены с внешними сопротивлениями, как показано на рис. 21-2, *б*. Принцип работы двигателя с фазным ротором аналогичен принципу действия двигателя с короткозамкнутым ротором, за исключением того, что высокий пусковой момент с низкими значениями пускового тока первого создается посред-

ством включения внешнего сопротивления в цепь ротора. Когда двигатель набирает скорость, сопротивление постепенно выключается из цепи ротора, в результате чего при полной частоте вращения обмотки ротора замкнуты накоротко. При этом двигатель работает при малой величине скольжения и с высоким КПД.

Частота вращения двигателя с фазным ротором меняется от максимума до примерно 50% от максимальной величины за счет сопротивления в цепи ротора. Для этой цели можно применять пусковые сопротивления, которые выдерживают достаточно высокую нагрузку для предотвращения повышенного нагрева при непрерывной работе. Работа двигателя с фазным ротором при пониженной частоте вращения зависит от нагрузки.

Синхронные двигатели

У синхронного двигателя скорость вращения ротора равна скорости вращения магнитного поля статора. Частота вращения синхронного двигателя зависит только от частоты изменения тока и количества полюсов и не зависит от нагрузки. Обмотка якоря синхронного двигателя подобна обмотке двигателей с короткозамкнутым и фазным ротором. Обмотка ротора состоит из ряда катушек, которые образуют полюсы магнитного поля. Катушки соединены через контактные кольца с источником постоянного тока таким образом, что попеременно образуются северные и южные полюса. Постоянный ток обычно подводится небольшим генератором (возбудителем), установленным на валу двигателя. Ротор имеет короткозамкнутую (демпферную) обмотку, которую используют для пуска двигателя. С помощью демпферной обмотки можно изменять пусковой момент двигателя.

Когда к обмотке статора подводится ток из трехфазной сети, вращающееся магнитное поле воздействует на короткозамкнутую демпферную обмотку и ротор вращается. Двигатель начинает работать как двигатель с короткозамкнутым ротором, и его частота вращения будет несколько ниже синхронной частоты. Когда двигатель начинает вращаться с заданной частотой, к обмотке ротора подводится постоянный ток, в результате чего попеременно образуются северные и южные полюса, которые синхронизируют частоту вращения ротора с частотой вращения магнитного поля статора.

За счет регулирования величины постоянного тока, подаваемого к катушкам ротора, синхронный двигатель может работать при заданном коэффициенте мощности. Синхронный двигатель применяют в больших установках, в которых требуется постоянная частота вращения и высокий КПД. Большое преимущество синхронного двигателя заключается в том, что он обладает высоким коэффициентом мощности.

Однофазные двигатели

Однофазные двигатели следующих типов находят широкое распространение в холодильной технике: двигатели с расщепленной фазой, двигатели с конденсаторным пуском, двигатели с конденсаторным пуском и работой, двигатели с постоянно расщепленной фазой, двигатели с экранированными полюсами. Все они являются асинхронными двигателями с короткозамкнутым ротором и различаются между собой способом создания пускового момента.

При подводе тока в обмотку однофазного статора он поступает одновременно во все полюса, не образуя вращающегося магнитного поля. Кроме того, в обмотке короткозамкнутого ротора индуктируется такой ток, что магнитное поле ротора точно совпадает с магнитным полем статора, в связи с чем ротор не вращается. Однако если по какой-либо причине ротор начинает вращаться, то индуктируемый в обмотке ротора ток

по фазе несколько отстает от тока в обмотке статора. В результате магнитное поле ротора отстает от магнитного поля статора и создает момент вращения ротора. Следовательно, если ротор однофазного двигателя начинает вращаться, то образуется вращающееся магнитное поле и двигатель работает так же, как трехфазный двигатель с короткозамкнутым ротором.

Двигатели с расщепленной фазой

Для создания пускового момента в однофазном двигателе кроме рабочей (главной) обмотки имеется также вторая обмотка статора, которая называется пусковой, или вспомогательной, обмоткой. На рис. 21-4 показано расположение двух обмоток в статоре четырехполюсного однофазного двигателя. Пусковая и рабочая обмотки параллельно соединены с однофазной сетью. В двигателе с расщепленной фазой пусковая обмотка намотана из проволоки небольшого сечения и имеет высокое сопротивление и низкую индуктивность. Рабочая обмотка намотана из проволоки большого сечения. Она обладает низким сопротивлением и высокой индуктивностью. Обе обмотки включаются в момент пуска. Однако ток в рабочей обмотке отстает по фазе от тока в пусковой обмотке (из-за более высокой индуктивности рабочей обмотки по сравнению с индуктивностью пусковой обмотки). Создается эффект двух фаз, и в статоре

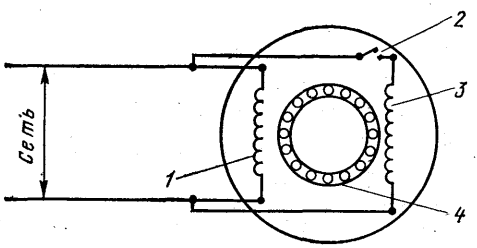


Рис. 21-4. Двигатель с расщепленной фазой:
1 — рабочая обмотка; *2* — центробежный выключатель; *3* — пусковая обмотка; *4* — короткозамкнутый ротор

образуется вращающееся магнитное поле, в результате чего ротор вращается. Когда ротор достигает 70% от максимальной частоты вращения, для чего требуется 1—2 с, центробежный переключатель на валу ротора отключает пусковую обмотку. Двигатель продолжает работать с включенной рабочей обмоткой. Пусковая обмотка намотана из проволоки небольшого сечения, и, если остается под током длительное время, она очень быстро нагревается и выходит из строя.

Максимальный сдвиг тока по фазе составляет примерно 30°, поэтому двигатель этого типа обладает относительно небольшим пусковым моментом и применяется только в холодильных машинах с разгруженным пуском. Мощность двигателей составляет 37—250 Вт при напряжении 115 и 230 В. Они применяются в основном для привода небольших вентиляторов и насосов.

Двигатели с конденсаторным пуском

Двигатель с конденсаторным пуском аналогичен двигателю с расщепленной фазой по конструкции и работе, за исключением того, что конденсатор соединен последовательно с пусковой обмоткой, как показано на рис. 21-5. Пусковая обмотка сделана из проволоки большего сечения, чем пусковая обмотка двигателя с расщепленной фазой. Последовательное подключение конденсатора к пусковой обмотке создает опережение тока в этой обмотке относительно рабочей из-за ее высокой индуктивности. При этом смещение фаз между двумя обмотками достигает 90°, в результате чего создается двухфазный пуск. Пусковой момент двигателя с конденсаторным пуском очень высок, и его широко применяют для привода небольших компрессоров, которые включаются при полной нагрузке.

Пусковая обмотка двигателя с конденсаторным пуском выключается из

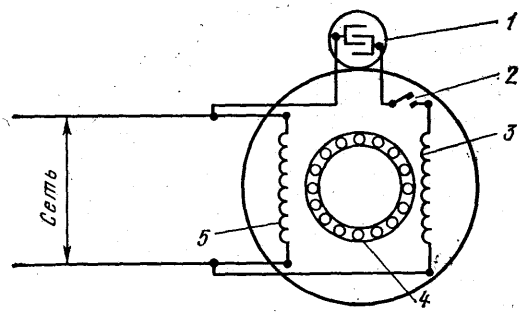


Рис. 21-5. Двигатель с конденсаторным пуском:

1 — конденсатор; *2* — центробежный выключатель; *3* — пусковая обмотка; *4* — короткозамкнутый ротор; *5* — рабочая обмотка

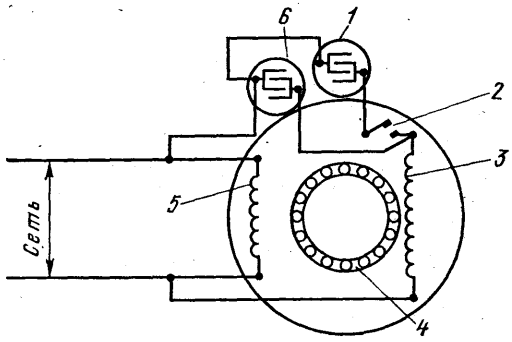


Рис. 21-6. Двигатель с конденсаторным пуском и работой:

1 — пусковой конденсатор; *2* — центробежный выключатель; *3* — пусковая обмотка; *4* — короткозамкнутый ротор; *5* — рабочая обмотка; *6* — рабочий конденсатор

цепи, когда ротор достигает примерно 70% от максимальной частоты вращения, и двигатель продолжает работать только на рабочей обмотке. Двигатели с конденсаторным пуском имеют мощность от 125 до 600 Вт при напряжении 115 и 230 В.

Двигатели с конденсаторным пуском и работой

Конструкция двигателя с конденсаторным пуском и работой близка к конструкции двигателя с конденсаторным пуском. Отличие состоит в том, что второй рабочий конденсатор соединен последовательно с пусковой обмоткой и параллельно с пусковым конденсатором и пусковым выключателем, как показано на рис. 21-6. Работа этого двигателя отличается от работы двигателя с конденсаторным пуском и двигателя с расщепленной фазой тем, что пусковая (вспомогательная) обмотка все время включена в цепь. В момент пуска пусковой и рабочий конденсаторы подключены последовательно к вспомогательной обмотке, и в пусковой период используется емкость обоих конденсаторов. Когда ротор достигнет 70% от номинальной частоты вращения, контакты центробежного выключателя размыкаются, отключая пусковой конденсатор. При этом двигатель продолжает работать с включенными рабочей и пусковой обмотками. Рабочий конденсатор, соединенный последовательно со вспомогательной обмоткой, предназначен для повышения коэффициента мощности. Двигатель с конденсаторным пуском и работой имеет не только высокий пусковой момент, но и хороший КПД. Эти двигатели имеют мощность от 375 Вт до 75 кВт. Их широко применяют в качестве привода холодильных компрессоров.

Двигатели с постоянно расщепленной фазой

В двигателе с постоянно расщепленной фазой не применяют ни пусковой конденсатор, ни пусковой выключатель. На рис. 21-7 показано, что конденсатор, соединенный последовательно со вспомогательной обмоткой, постоянно находится в цепи. Конденсатор используют для улучшения коэффициента мощности, а также в качестве пускового. Конденсатор слишком мал для значительного сдвига фаз, и поэтому пусковой момент конденсатора очень низок. Мощность этих двигателей менее 0,7 кВт. Их используют для привода вентилятора (который монтируют на валу дви-

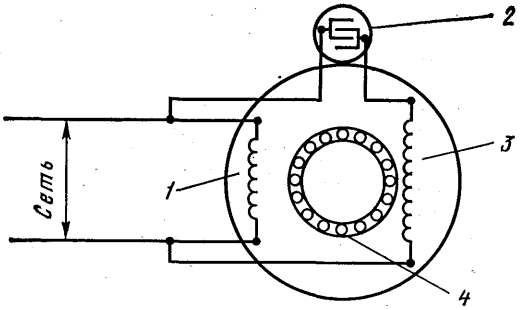


Рис. 21-7. Двигатель с постоянно расщепленной фазой:

1 — главная обмотка; *2* — конденсатор; *3* — вспомогательная обмотка; *4* — короткозамкнутый ротор

гателя) и компрессора, если обеспечены условия для низкого пускового момента.

Двигатели с экранированными полюсами

Конструкция двигателя с экранированными полюсами несколько отличается от устройства других однофазных двигателей тем, что главная обмотка статора образует выступающие полюса, как показано на рис. 21-8. Вспомогательная обмотка состоит из экранирующей катушки, которая расположена вокруг части одной стороны каждого полюса статора. Экранирующая катушка состоит из одного витка медной проволоки, которая замкнута накоротко. Через нее проходит только индуктированный ток. Во время работы магнитное поле, создаваемое индуктированным током в экранирующей катушке, искажает магнитное поле полюсов статора и создается небольшой пусковой момент. Двигатели с экранированными полюсами широко применяют для привода небольших вентиляторов, монтируемых на валу.

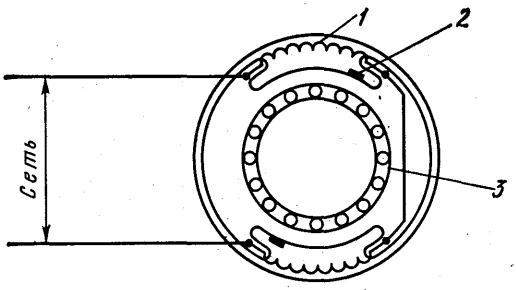


Рис. 21-8. Двигатель с экранированными полюсами:

1 — обмотка статора; *2* — экранирующая катушка (пусковая обмотка); *3* — короткозамкнутый ротор

Эти двигатели (мощностью от 6 до 150 Вт) отличаются плавным регулированием частоты вращения, простотой конструкции и низкой стоимостью.

Двигатели герметичных компрессоров

В герметичных мотор-компрессорах применяют трехфазные двигатели с короткозамкнутым ротором, двигатели с расщепленной фазой, с конденсаторным пуском и с конденсаторным пуском и работой. Двигатели с расщепленной фазой и с конденсаторным пуском имеют мощность менее 0,7 кВт, а с конденсаторным пуском и работой — от 0,38 до 7,5 кВт. Трехфазные двигатели с короткозамкнутым ротором имеют мощность от 2,25 кВт и выше.

Большинство герметичных двигателей охлаждаются всасываемым паром хладагента, но иногда применяют для этой цели воздух, воду, масло и жидкий хладагент. По этой причине герметичные мотор-компрессоры не могут работать в течение длительного времени без непрерывного потока всасываемого пара через двигатель.

ПУСКОВЫЕ РЕЛЕ

В однофазном двигателе герметичного компрессора вместо центробежного выключателя, смонтированного на валу, применяют специальное пусковое реле для отключения пусковой обмотки (или пускового конденсатора) из цепи после пуска двигателя. Применяются три типа пусковых реле: реле времени, реле тока и реле напряжения.

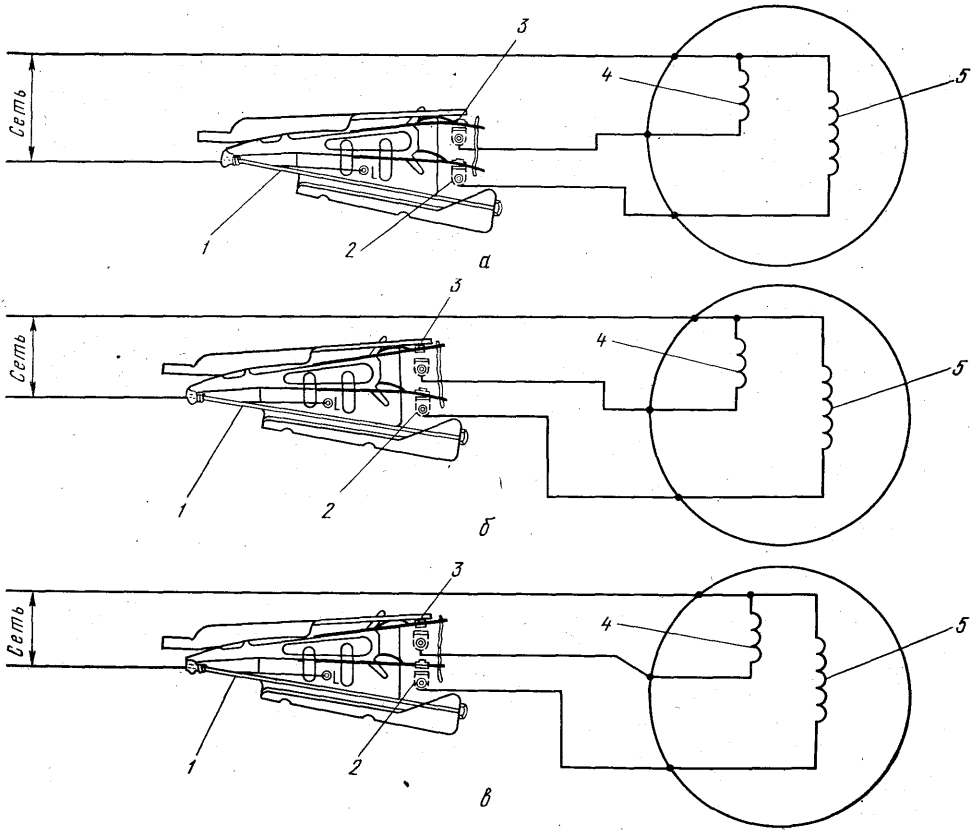


Рис. 21-9. Пусковое реле времени:

а — положение при пуске; *б* — рабочее положение; *в* — положение при перегрузке: *1* — нагревательный элемент реле; *2, 3* — контакты реле; *4* — пусковая обмотка двигателя; *5* — рабочая обмотка двигателя

Реле времени

Действие реле времени (рис. 21-9) основано на термическом расширении проволоки из специального сплава при ее нагреве большим пусковым током. В реле времени имеются две пары контактов *2* и *3*, которые последовательно соединены с рабочей и пусковой обмотками соответственно. Обе пары контактов замкнуты при пуске, в результате чего включаются обе обмотки (рис. 21-9, *а*). При большом пусковом токе проволока нагревается и расширяется. Контакты *3* размыкаются, выключая пусковую обмотку. Когда пусковая обмотка выключена из цепи, при прохождении тока в рабочей обмотке выделяется достаточно теплоты для удержания контактов *3* в разомкнутом состоянии. Однако этого количества теплоты недостаточно для дополнительного расширения проволоки и размыкания контактов *2* (рис. 21-9, *б*). Если по какой-либо причине через двигатель проходит большой ток, то проволока продолжает расширяться и контакты *2* размыкаются, в результате чего рабочая обмотка выключается из цепи (рис. 21-9, *в*). Реле этого типа широко применяют для защиты двигателя с расщепленной фазой от перегрузки.

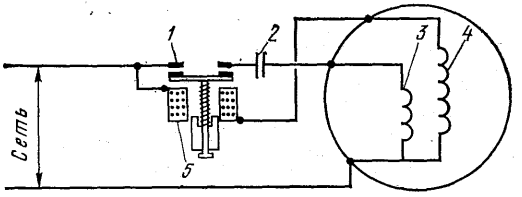


Рис. 21-10. Пусковое реле тока:
1 — контакты реле; *2* — конденсатор; *3* — пусковая обмотка двигателя; *4* — рабочая обмотка двигателя; *5* — катушка реле

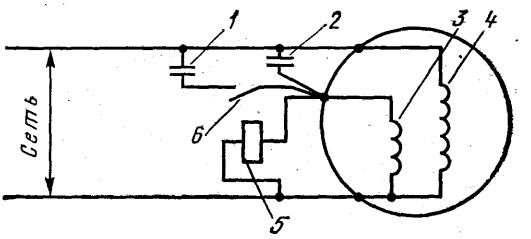


Рис. 21-11. Пусковое реле напряжения:
1 — пусковой конденсатор; *2* — рабочий конденсатор; *3* — пусковая обмотка; *4* — рабочая обмотка; *5* — катушка реле; *6* — пусковые контакты

Токовое реле

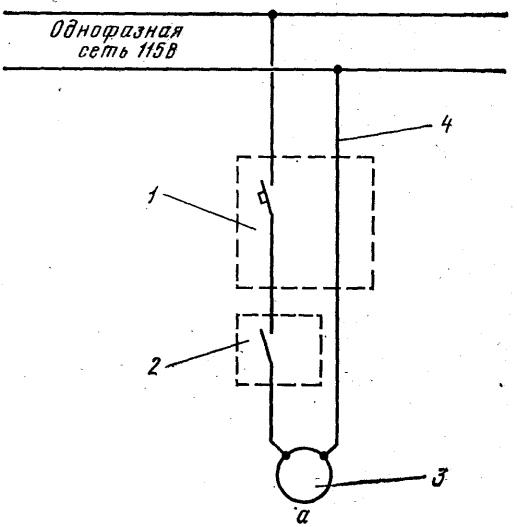
Токовое реле применяют в основном для двигателей с конденсаторным пуском. Это реле магнитного типа, которое включается при изменении величины тока в рабочей обмотке при пуске и работе. Катушка реле, которая имеет относительно небольшое количество витков проволоки большого сечения, последовательно соединена с рабочей обмоткой. Контакты реле (нормально открытые) соединены последовательно с пусковой обмоткой, как показано на рис. 21-10.

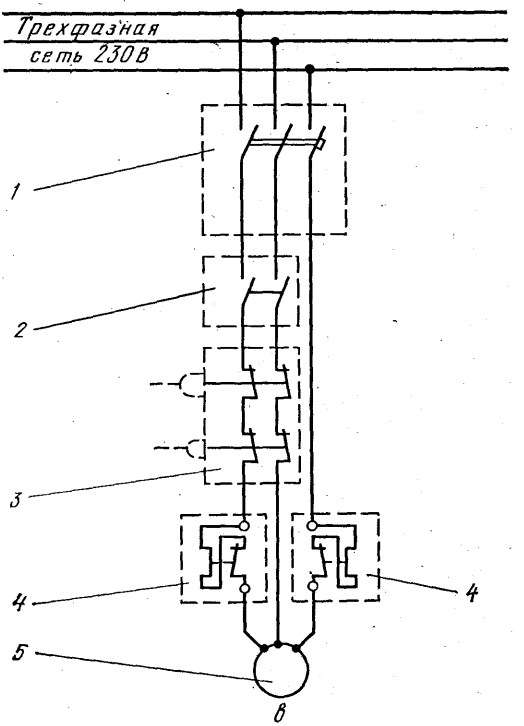
Когда к двигателю подведено напряжение, ток проходит через рабочую обмотку и катушку реле. Создается относительно сильное магнитное поле вокруг катушки, в нее втягивается якорь реле, и замыкаются пусковые контакты, через которые ток подводится к пусковой обмотке. Когда пусковая обмотка находится под током, ротор двигателя начинает вращаться и индуктировать противоэлектродвижущую силу в обмотке статора. Величина тока, протекающего через обмотки двигателя и катушку реле, уменьшается. Магнитное поле катушки становится слишком слабым и не удерживает якорь. Он опускается (выходит из катушки) под действием силы тяжести или пружины, размыкая при этом пусковые контакты, и двигатель работает только на одной рабочей обмотке.

Реле напряжения

Реле напряжения используют для двигателей с конденсаторным пуском и двигателей с конденсаторным пуском и работой. Реле напряжения отличается от токового реле тем, что катушка, имеющая большое количество витков из проволоки небольшого сечения, соединена с пусковой обмоткой параллельно и не соединена с рабочей обмоткой (рис. 21-11). Контакты реле соединены последовательно с пусковым конденсатором и замкнуты, когда двигатель не работает. Если двигатель находится под напряжением, то пусковая и рабочая обмотки включены. При пуске двигателя и достижении им заданной частоты вращения напряжение на клеммах пусковой обмотки увеличивается до величины, значительно превосходящей напряжение в сети (приблизительно на 150%) в результате воздействия конденсаторов, последовательно соединенных с этой обмоткой.

Высокое напряжение на клеммах пусковой обмотки создает значительную величину тока, проходящего через катушку реле, поэтому якорь втягивается в катушку, и пусковые контакты размыкаются. При размыкании контактов реле отключаются пусковая обмотка двигателя с конденсаторным пуском и пусковой конденсатор. В схеме двигателя с конденсаторным пуском и работой отключается только пусковой конденсатор. В любом из этих типов двига-





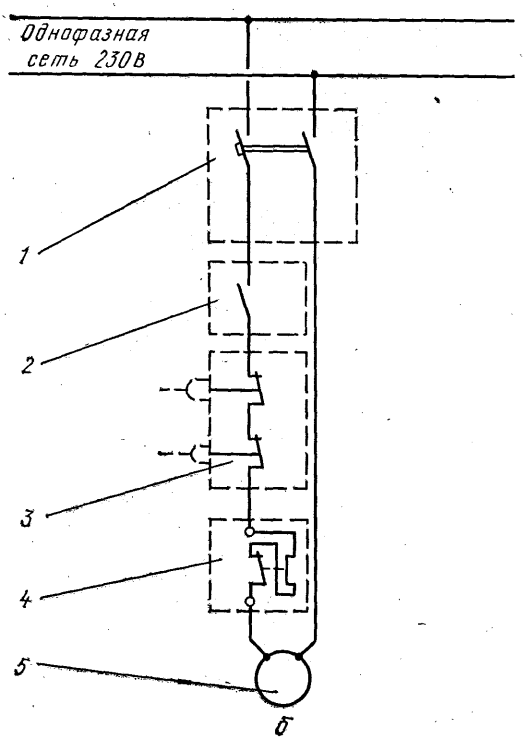


Рис. 21-12. Схемы присоединения двигателя:

а — в однофазную сеть 115 В: *1* — предохранитель и выключатель цепи; *2* — рабочее реле; *3* — двигатель; *4* — нулевой провод; *б* — в однофазную сеть 230 В: *1* — предохранители и выключатели цепи; *2* — рабочее реле; *3* — реле высокого и низкого давлений; *4* — реле защиты от токовой перегрузки; *5* — двигатель; *в* — в трехфазную сеть 230 В: *1* — предохранители и выключатели цепи; *2* — рабочее реле; *3* — реле высокого и низкого давлений; *4* — реле защиты от токовой перегрузки; *5* — двигатель

телей напряжение на клеммах пусковой обмотки несколько уменьшается при размыкании пусковых контактов, но его величина достаточна для удержания якоря катушки и пусковых контактов в разомкнутом состоянии до остановки двигателя.

ЗАЩИТА ДВИГАТЕЛЕЙ ГЕРМЕТИЧНЫХ КОМПРЕССОРОВ ОТ ТЕПЛОВОЙ ПЕРЕГРУЗКИ

Все герметичные компрессоры со встроенным электродвигателем должны

быть снабжены каким-либо прибором защиты двигателя от перегрева независимо от причины. Приборы защиты от тепловой перегрузки обычно закрепляют непосредственно на кожухе компрессора со встроенным электродвигателем. Поэтому через них проходит не только большой ток, но на них воздействует и перегрев кожуха из-за высокой температуры нагнетания, а также из-за других причин.

Некоторые типы пусковых реле содержат встроенную защиту от большого тока, но не обеспечивают защиту от перегрева из-за других причин.

ПРИБОРЫ ДЛЯ ЗАЩИТЫ И УПРАВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

Пусковое оборудование двигателя мощностью менее 0,7 кВт иногда состоит только из ручного выключателя прямого действия, термореле или реле низкого давления в цепи между двигателем и электросетью (рис. 21-12, *а*). Реле размыкает и замыкает цепь для остановки и пуска двигателя. Защитные приборы (например, реле высокого давления, приборы защиты от токовой перегрузки) соединены последовательно с рабочим реле, как показано на рис. 21-12, *б*. Защитные приборы имеют нормально закрытые контакты.

При однофазном токе низкого напряжения реле включают в цепь фазного провода. Его нельзя подсоединять в цепь нулевого провода (см. рис. 21-12, *а*). При однофазном токе высокого напряжения реле включают в одну или в обе цепи (см. рис. 21-12, *б*). Если используется трехфазная сеть, то, по крайней мере, две цепи из трех должны быть разомкнуты для отключения двигателя. Для этой цели требуются двухполюсные реле, как показано на рис. 21-12, *в*. Однако независимо от используемой электросети все цепи должны быть индивидуально защищены предохранителями.

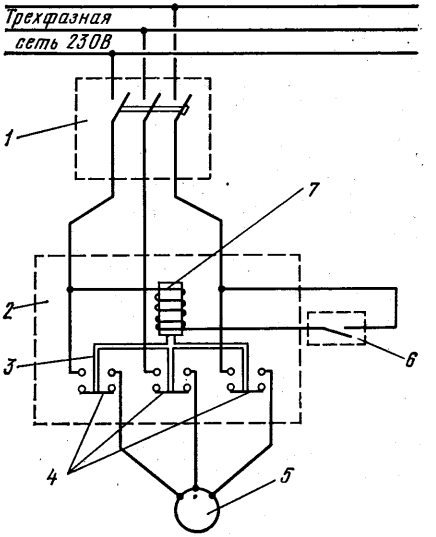


Рис. 21-13. Схема присоединения двигателя к сети через магнитный контактор:
1 — предохранители; *2* — магнитный контактор; *3* — якорь (изолирован от контактов); *4* — контакты; *5* — двигатель; *6* — рабочее реле; *7* — катушка

Контакты реле прямого действия должны быть рассчитаны на полную нагрузку двигателя, а при повышении величины тока до 20 А они не могут выполнять свою защитную функцию. Поэтому большие двигатели управляются косвенно через магнитный контактор.

Магнитный контактор (пускатель) для управления двигателем — это реле, которое состоит из катушки (изготовленной из изолированной проволоки) и якоря с электрическими контактами (рис. 21-13). Когда катушка контактора находится под током, якорь втягивается в магнитное поле катушки, замыкая электрические контакты и соединяя двигатель с электросетью. При обесточивании катушки якорь выпадает из нее, контакты размыкаются и двигатель отсоединяется от электросети. Если для управления работой двигателя применяют приборы (реле давления, термореле), то их присоединяют последовательно в цепь катушки контактора, а не непосредственно в цепи двигателя.

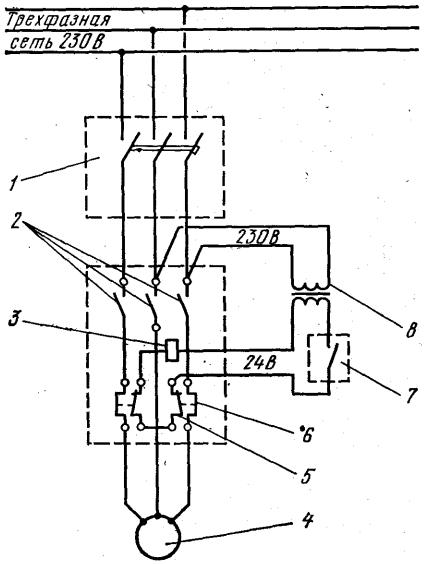


Рис. 21-14. Магнитный контактор с цепью управления низкого напряжения:

1 — предохранители; *2* — главные контакты; *3* — катушка; *4* — двигатель; *5* — контакты теплового реле; *6* — нагреватели тепловых реле; *7* — рабочее реле; *8* — трансформатор

Ниже рассмотрены некоторые преимущества при использовании магнитных контакторов для присоединения двигателей к электросети. Во-первых, ток, требуемый для питания катушки, небольшой величины, и потому контакты рабочих и защитных приборов имеют меньшую мощность, небольшой размер и низкую стоимость. Во-вторых, цепь катушки имеет самостоятельное питание независимо от цепи двигателя. Напряжение в цепи катушки может отличаться от напряжения в цепи двигателя. Это позволяет применять для цепи управления низкое напряжение (обычно 24 В), которое более безопасно. На рис. 21-14 показан магнитный контактор с цепью управления низкого напряжения.

Катушки магнитных контакторов изготовляют для всех стандартных напряжений и частот тока и их легко заменяют на месте эксплуатации.

ПУСКАТЕЛИ ДЛЯ ПУСКА ДВИГАТЕЛЯ ПРИ ПОНИЖЕННОМ НАПРЯЖЕНИИ

Магнитный контактор, описанный выше, применяют для прямого пуска от сети, так как он включает двигатель от сети при полном напряжении, когда катушка находится под током. Этот тип пускателя применяют для двигателей мощностью до 15—20 кВт. Для предотвращения большого тока в цепях при пуске двигатели с короткозамкнутым ротором мощностью свыше 20 кВт включают при пониженном напряжении. Пуск при пониженном напряжении осуществляется при помощи пускателя для пуска при пониженном напряжении, причем в период пуска в цепи двигателя включаются сопротивления (или автотрансформаторы). На рис. 21-15 показан пускатель с сопротивлениями для пуска при пониженном напряжении. Когда рабочее реле замыкается, то катушка *2* находится под током и главные контакты *1* замыкаются, присоединяя

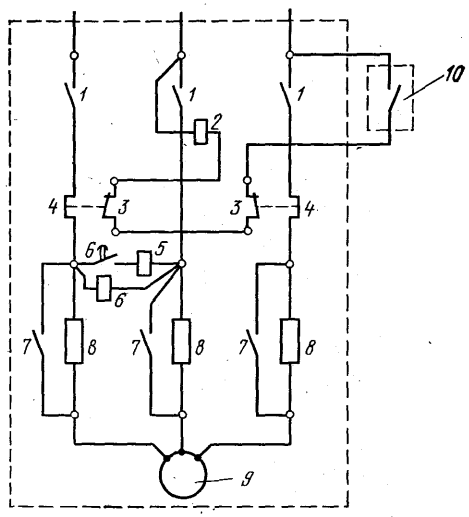


Рис. 21-15. Пускатель для пуска при пониженном напряжении:

1, 7 — главные контакты; *2, 5* — катушки; *3* — контакты тепловых реле; *4* — нагреватели тепловых реле; *6* — реле времени; *8* — сопротивления; *9* — двигатель; *10* — рабочее реле

двигатель к электросети через сопротивления. Двигатель запускается при пониженном напряжении, и одновременно включается реле времени. После заданного интервала времени контакты реле времени замыкаются и включают катушку *5*, которая в свою очередь замыкает главные контакты *7*. При этом сопротивления в цепи двигателя шунтируются.

ЗАЩИТА ДВИГАТЕЛЯ ОТ ПЕРЕГРУЗКИ ПО ТОКУ

Предохранители предназначены только для защиты цепи и не обеспечивают защиты двигателя от перегрузки по току. Поэтому если двигатель не имеет встроенной защиты от перегрева, то в цепь следует включить отдельную защиту от перегрузки по току. Многие виды магнитных пускателей имеют встроенные реле защиты от перегрузки по току.

Реле защиты от перегрузки состоит из двух частей: нагревательного элемента (в цепи двигателя) и контактов (в цепи катушки пускателя). Если двигатель длительное время потребляет избыточный ток, то температура нагревательного элемента становится выше нормальной и теплота, отдаваемая нагревателем, вызывает изгиб биметаллического элемента (или плавление вставки из специального металлического сплава), который размыкает контакты в цепи катушки пускателя. Катушка обесточивается, и двигатель отключается. Реле защиты от перегрузки не останавливает двигателя во время пуска и при кратковременных перегрузках.

РЕЛЕ КОНТРОЛЯ СМАЗКИ

Реле контроля смазки (рис. 21-16) часто применяют в качестве прибора защиты в холодильном оборудовании. Этот прибор предназначен для выключения компрессора, когда давление, создаваемое масляным насосом, опускается ниже заданного минимального уровня при работе компрессора или, если давление масла не повышается до минимальной безопасной величины, в заданное время после пуска компрессора.

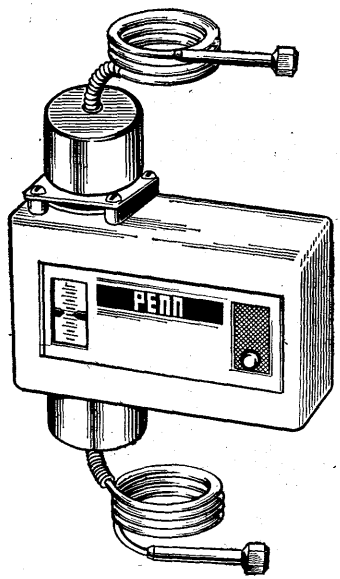


Рис. 21-16. Дифференциальное реле давления масла

Реле контроля смазки работает под действием разности между давлением, создаваемым масляным насосом и давлением в картере компрессора. Это осуществляется при помощи двух сильфонов давления, расположенных противоположно, как показано на рис. 21-17. Один сильфон соединен с картером компрессора, а другой сильфон — со стороной нагнетания масляного насоса.

Реле выдержки времени, встроенное в реле контроля смазки, включает компрессор при нулевом давлении масла, который работает от 90 до 120 с при давлении масла ниже безопасного уровня. Однако если давление масла не повышается до безопасного уровня в заданное время, то реле контроля смазки выключает компрессор. Контакты реле времени последовательно соединены с

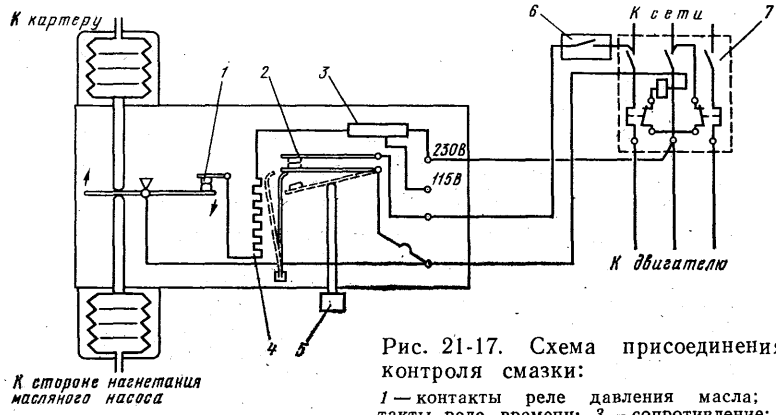


Рис. 21-17. Схема присоединения реле контроля смазки:

1 — контакты реле давления масла; *2* — контакты реле времени; *3* — сопротивление; *4* — нагреватель; *5* — кнопка возврата в исходное положение; *6* — рабочее реле; *7* — магнитный пускатель

катушкой магнитного пускателя, а нагреватель — параллельно. Контакты реле контроля смазки включены последовательно с нагревателем и сопротивлением прибора, а также с катушкой магнитного пускателя. Сопротивление ограничивает величину тока, проходящего через нагреватель.

Во время нерабочей части цикла компрессора давление масла равно давлению в картере. Когда компрессор включается, нагреватель реле времени и катушка магнитного пускателя находятся под током. Если после пуска компрессора давление масла повышается до нормального уровня, то контакты реле

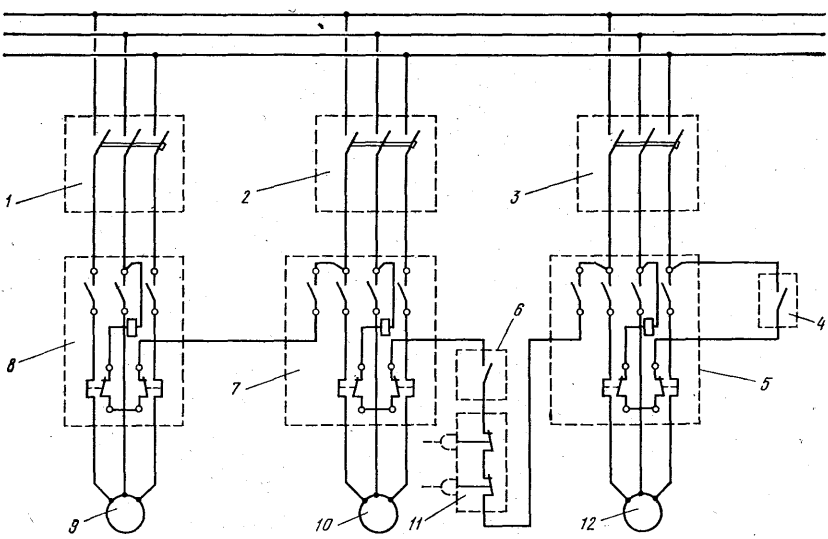


Рис. 21-18. Блокировка реле:

1, 2, 3 — предохранители; *4* — ручное двухпозиционное реле; *5, 7, 8* — магнитные пускатели; *6* — реле цикличной работы; *9* — двигатель компрессора; *10* — двигатель вентилятора конденсатора; *11* — реле высокого и низкого давлений; *12* — двигатель вентилятора испарителя

контроля смазки размыкаются и отключается нагреватель реле времени. В результате обеспечивается продолжение нормальной работы компрессора. В том случае, если давление масла не повышается до нормальной величины в заданное время, то контакты реле контроля смазки не размыкаются и нагреватель не выключается из цепи, что вызывает изгиб биметаллического элемента реле времени, и его контакты размыкаются. Цепь катушки магнитного пускателя разрывается, и компрессор останавливается.

Если при работе компрессора давление масла опускается ниже уставки выключения реле контроля смазки, то его контакты замыкаются, включая нагреватель. Под действием выделяемой нагревателем теплоты размыкаются контакты реле времени и компрессор останавливается. Реле контроля смазки настраивают на включение на 35 кПа ниже давления масла при работающем компрессоре и выключение на 35 кПа ниже давления включения. Допустим, что давление в картере равно 255 кПа, а давление масла составляет 500 кПа, поэтому разность давлений масла 500 — — 255 = 245 кПа. Уставка включения реле контроля смазки равна примерно 245 — 35 = 210 кПа, а уставка выключения 210 — 35 = 175 кПа.

БЛОКИРОВКА РЕЛЕ

Как правило, в холодильной установке применяют три двигателя: двигатель компрессора, двигатель вентилятора испарителя и двигатель вентилятора (или насоса) конденсатора. Реле, управляющие этими двигателями, должны быть сблокированы таким образом, чтобы компрессор не мог работать, если не работают вентиляторы испарителя и конденсатора. На рис. 21-18 показан один из наиболее распространенных способов блокировки. В данном случае двигатель вентилятора испарителя работает непрерывно и управляется с

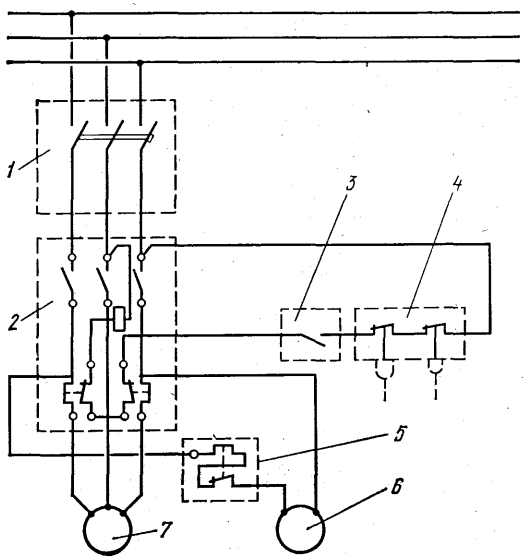


Рис. 21-19. Схема подключения двух двигателей к одному магнитному контактору:
1 — предохранители; *2* — магнитный контактор; *3* — термореле; *4* — реле низкого и высокого давлений; *5* — реле защиты двигателя вентилятора конденсатора от перегрузки; *6* — двигатель вентилятора конденсатора; *7* — двигатель компрессора

помощью ручного двухпозиционного реле. Реле вентилятора в этом случае является ведущим и используется для пуска и остановки всей машины.

Катушка пускателя двигателя конденсатора соединена через вспомогательный контакт в пускателе двигателя вентилятора испарителя. Вспомогательный контакт замыкается только в том случае, когда катушка пускателя двигателя вентилятора испарителя находится под током. Поэтому двигатель вентилятора (или насоса) конденсатора не включается при выключенном двигателе вентилятора испарителя. Катушка пускателя компрессора соединена через вспомогательный контакт в пускателе двигателя конденсатора. В результате компрессор не включается, если контакты пускателей двигателей конденсатора и испарителя не замкнуты. Реле цикличной работы (термореле) управляет пускателем двигателя конденсатора, а не пускателем двигателя комп-

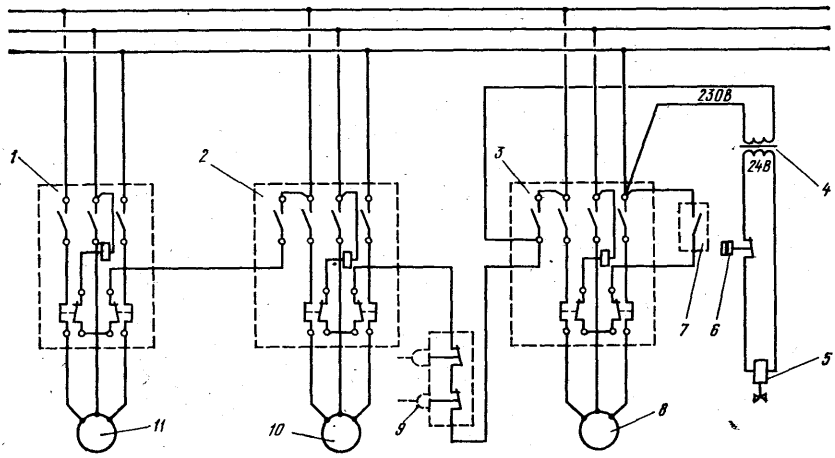


Рис. 21-20. Схема поддержания низкого давления в картере компрессора:

1, 2, 3 — магнитные пускатели; *4* — трансформатор; *5* — электромагнитный вентиль; *6* — термореле; *7* — двухпозиционное реле; *8* — двигатель вентилятора испарителя; *9* — реле высокого и низкого давлений; *10* — двигатель вентилятора конденсатора; *11* — двигатель компрессора

рессора. Поэтому двигатель вентилятора (или насоса) конденсатора выключается и включается вместе с двигателем компрессора.

Другой распространенный способ блокировки заключается в работе двигателей компрессора и конденсатора от одного магнитного контактора, показанного на рис. 21-19. Этот способ обычно применяют в небольшом агрегатированном оборудовании при наличии защиты каждого двигателя от короткого замыкания.

Схема поддержания низкого давления в картере компрессора посредством блокировки приборов регулирования представлена на рис. 21-20.

Обратите особое внимание на способ блокировки цепей низкого и высокого напряжения.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Одноплиточные испарители

Номер по каталогу	Высота и ширина, м×м	Длина, м	Площадь поверхности, м²	Холодопроизводительность (в Вт/К) при температуре	
				ниже 0°С	выше 0°С
106	0,3×0,6	3,3	0,39	5,28	6,86
109	0,3×0,9	5,27	0,58	8,44	9,5
112	0,3×1,2	7,27	0,78	11,08	12,66
116	0,3×1,6	9,27	0,97	13,72	15,83
120	0,3×2	11,27	1,17	16,36	18,99
123	0,3×2,3	13,27	1,36	19,52	22,16
130	0,3×3	17,27	1,75	25,32	28,49
140	0,3×4	23,27	2,34	33,24	37,99
207	0,55×0,75	8,57	0,9	12,66	14,77
209	0,55×0,9	10,53	1,08	15,3	17,11
212	0,55×1,2	14,53	1,13	20,05	23,21
216	0,55×1,6	18,53	1,79	25,32	29,02
220	0,55×2	22,50	2,16	30,6	34,82
223	0,55×2,3	26,53	2,53	35,88	41,68
230	0,55×3	34,53	3,24	45,9	52,76

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Многоплиточные испарители

Номер по каталогу	Толщина и ширина, м×м	Номер плиты	Длина, м	Количество ТРВ		Холодопроизводительность (в Вт/К) при температуре	
				для работы на R12	для работы на R717 (аммиаке)	ниже 0°С	выше 0°С
4-1,2-В	0,3×1,2	4	29	1	1	0,0443	0,0506
5-1,2-В	0,3×1,2	5	36	1	1	0,0554	0,0661
6-1,2-В	0,3×1,2	6	44	1	1	0,0665	0,076
4-1,6-В	0,3×1,6	4	37	1	1	0,0549	0,0633
5-1,6-В	0,3×1,6	5	46	1	1	0,0686	0,0791
6-1,6-В	0,3×1,6	6	55	1	1	0,0739	0,095
4-2,0-В	0,3×2	4	45	1	1	0,0654	0,076
5-2,0-В	0,3×2	5	57	1	1	0,0818	0,095
6-2,0-В	0,3×2	6	68	2	1	0,0981	0,114
4-2,3-В	0,3×2,3	4	53	1	1	0,0781	0,0886
5-2,3-В	0,3×2,3	5	67	2	1	0,0976	0,1108
6-2,3-В	0,3×2,3	6	80	2	1	0,1161	0,133
4-3,0-В	0,3×3	4	69	2	1	0,1013	0,114
5-3,0-В	0,3×3	5	86	2	1	0,1266	0,1424
6-3,0-В	0,3×3	6	103	2	1	0,1519	0,1709
4-4,0-В	0,3×4	4	93	2	1	0,133	0,1519
5-4,0-В	0,3×4	5	116	2	1	0,1662	0,1899
6-4,0-В	0,3×4	6	139	2	1	0,1994	0,2279

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Коэффициенты теплопередачи гладкотрубных испарителей для охлаждения жидкости без перемешивания

Охлаждаемая жидкость	Потребная температура жидкости, °С	Температура кипения хладагента, °С	Коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К)
Вода (с образованием льда)	2	—7	0,071
	2	—9	0,061
	2	—12	0,057
	2	—14	0,051
Вода	18	3	0,089
	16	3	0,088
	13	3	0,086
	10	2	0,085
	7	0	0,082
	5	—2	0,08
	2	—4	0,077
Рассол	2	—7	0,08
	—1	—9	0,074
	—4	—12	0,071
	—7	—14	0,068
	—9	—16	0,064
	—12	—18	0,06
	—15	—21	0,056
	—18	—23	0,051
	—21	—24	0,047
	—23	—27	0,043

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

Коэффициенты теплопередачи [в Вт/(м²·К)] гладкотрубных испарителей для охлаждения воздуха

Температура кипения хладагента, °С	Температура в охлаждаемой камере, °С										
	—29	—23	—18	—12	—7	—1	2	4	7	10	16
0										13,06	14,14
—2									11,98	14,2	14,31
—4								14,98	14,14	14,25	14,31
—7							11,98	14,14	14,14	14,02	
—10						10,16	14,2	14,31	14,08	14,31	
—11						10,22	14,14	14,14	14,31		
—13					7,95	10,16	14,2	14,14	14,14		
—14					7,89	11,41	14,08	14,25			
—16					7,95	11,3	14,08	14,37			
—18				7,89	9,03	11,3	14,25				
—20				7,89	9,03	11,3	14,2				
—22			7,38	8,46	10,22	11,41					
—25			7,89	9,08	9,88	11,24					
—27			9,52	9,65	10,16						
—32		9,52	9,08	10,22							
—34	7,89	9,65	10,16	10,22							
—40	9,03	10,22	10,22								
—45	10,16	10,22									

ПРИЛОЖЕНИЕ 5

Коэффициент теплопередачи [в Вт/(м²·К)] оребренных змеевиковых батарей

Температура кипения хладагента	Естественная циркуляция воздуха		Принудительная циркуляция воздуха (скорость 1,5—2,5 м/с)	
	с рассольным охлаждением	с терморегулятором	с рассольным охлаждением	с терморегулятором
Выше 0°С	13	12	17	15
От 0 до —18°С	9	8	11	10
От — 19°С и ниже	7	6	9	8

Примечание. Оребренная труба длиной в 1 м имеет площадь поверхности 2,47 м².

ПРИЛОЖЕНИЕ 6

Характеристики воздухоохладителей

Модель	Хладопроизводительность, кВт/К	Количество секций	Потребляемая мощность электродвигателя, кВт	Производительность по воздуху, м³/с	Напор воздуха, м
UC 130	0,130	1	0,093	0,185	7
UC 185	0,185	1	0,098	0,24	7
UC 235	0,235	1	0,14	0,33	6
UC 345	0,345	1	0,154	0,47	8
UC 450	0,450	1	0,163	0,7	9
UC 550	0,550	Раздельные	0,184	0,82	8
UC 630	0,630	Раздельные	0,22	0,92	8
UC 950	0,950	Раздельные	0,308	1,2	7
UC 1265	1,265	2	0,415	1,91	9
UC 1690	1,690	3	0,916	2,83	9

ПРИЛОЖЕНИЕ 7

Технические характеристики воздухоохладителей большой холодопроизводительности

Модель	Производительность по воздуху при скорости 3 м/с, м³/с	Площадь лобового сечения, м²	Количество рядов в глубину	Холодопроизводительность, кВт (на 1°С разности между температурами воздуха на входе и кипения хладагента)								Площадь поверхности, м²		Количество воды для отаивания при давлении в форсунке 48 кПа, л/с
				при температуре кипения хладагента выше 0°С				при температуре кипения хладагента ниже 0°С						
				шаг ребер 8 мм		шаг ребер 6 мм		шаг ребер 8 мм		шаг ребер 6 мм				
				сухой тип	затопленный тип	сухой тип	затопленный тип	сухой тип	затопленный тип	сухой тип	затопленный тип			
BL-1674			4	0,74	0,88	0,81	0,98	0,66	0,79	0,72	0,86	28,8	37,7	
BL-1676	1,9	0,62	6	1,02	1,22	1,11	1,33	0,92	1,10	1	1,2	44,8	56,7	1,2
BL-1678			8	1,25	1,5	1,36	1,63	1,14	1,37	1,23	1,48	58,6	75,4	
BL-2114			4	1,21	1,45	1,34	1,6	1,08	1,29	1,18	1,42	50,2	63,5	
BL-2116	3,1	1,02	6	1,67	2	1,83	2,2	1,51	1,81	1,64	1,96	75,3	95,2	1,8
BL-2118			8	2,05	2,46	2,23	2,68	1,87	2,25	2,02	2,43	100,3	127,1	
BL-3174			4	1,86	2,24	2,06	2,48	1,71	2,04	1,82	2,19	75,4	114,1	
BL-3176			6	2,53	3,09	2,83	3,39	2,32	2,79	2,53	3,04	112,9	142,6	
BL-3178	4,8	1,58	8	3,17	3,8	3,44	4,13	2,9	3,47	3,13	3,75	150,7	190,4	2,9
BL-31710			10	3,68	4,41	3,95	4,73	3,38	4,06	3,62	4,35	188,4	238,3	
BL-4254			4	2,75	3,3	3,04	3,64	2,45	2,93	2,68	3,22	110,7	139,8	
BL-4256			6	3,79	4,55	4,15	4,98	3,42	4,11	3,72	4,46	166,4	210	
BL-4258	7,1	2,32	8	4,66	5,6	5,07	6,07	4,26	5,12	4,59	5,52	221,1	279,6	3,5
BL-42510			10	5,41	6,49	5,81	6,97	4,97	5,97	5,33	6,39	276,8	350,2	
BL-42512			12	6,01	7,21	6,42	7,88	5,6	6,71	6,02	7,15	332,6	420	

BL-5364			4	3,89	4,67	4,3	5,16	3,46	4,15	3,78	4,53	157	198,8	
BL-5366			6	5,36	8,44	5,89	7,08	4,84	5,81	5,28	6,34	235,5	298,2	
BL-5368	10,0	3,29	8	6,6	7,92	7,18	8,61	5,93	7,23	6,49	7,79	314	397,6	4,2
BL-53610			10	7,66	9,19	8,24	9,87	7,04	8,45	7,55	9,06	292,5	497	
BL-53612			12	8,5	10,19	9,06	10,88	7,92	9,5	8,47	10,16	471,5	596,4	
BL-6464			4	5,05	5,05	5,6	6,71	4,49	5,39	4,92	5,91	204,2	258,7	
BL-6466			6	6,97	8,9	7,66	9,19	6,3	7,57	7,37	8,84	306,4	388,3	
BL-6468	13,0	4,27	8	8,58	10,3	9,35	11,22	7,96	9,43	8,45	10,14	408,4	517,5	6,1
BL-64610			10	9,99	11,99	10,71	12,86	9,19	11,04	9,82	11,77	510,8	647,5	
BL-64612			12	11,09	13,31	11,77	14,1	10,35	12,41	10,98	13,2	612,8	776,6	
BL-7736			6	11,04	13,25	12,23	14,63	10	11,99	10,88	13,04	484,9	614,1	
BL-7738			8	13,52	16,26	14,76	17,74	12,41	14,89	13,41	16,1	646,6	819,4	
BL-77310	20,7	6,77	10	15,79	18,96	16	20,43	14,57	17,48	15,52	18,64	808,2	1021,9	9,0
BL-77312			12	17,53	21,01	18,74	22,44	16,32	19,59	17,42	20,91	968	1226,3	

Примечания:

1. Величины холодопроизводительности приведены при температурах кипения —30°С и выше. При температурах кипения ниже —30°С следует применить поправочные коэффициенты, указанные ниже (например, производительность воздухоохладителя сухого типа модели BL-31710 при шаге ребер 8 мм и температуре кипения R502 —40°С равна 3,38 кВт/°С×0,8 = 2,7 кВт/°С):

Температура кипения R12, °С	—30	—35	—40	—45	—50
Поправочный коэффициент R22, R502	1	0,9	0,8	0,7	0,6

2. Для перерасчета основной величины производительности по воздуху (в м³/с) при скорости движения, отличной от 3 м/с, следует применять указанные ниже (приложение 7 *а*) поправочные коэффициенты (например, воздухоохладитель модели BL-31710 сухого типа с шагом ребер 6 мм, работающий на хладагенте R12 при температуре кипения +2°С, при производительности по воздуху 3,21 м³/с и скорости движения 2 м/с в лобовом сечении имеет холодопроизводительность 3,95 кВт/°С×0,77 = 3,04 кВт/°С):

ПРИЛОЖЕНИЕ 7а

Количество рядов в глубину	Поправочный коэффициент при скорости движения воздуха (м/с) в лобовом сечении			
	2	2,5	3	3,5
4	0,82	0,91	1	1,07
6	0,8	0,9	1	1,08
8	0,79	0,89	1	1,09
10	0,77	0,88	1	1,1
12	0,75	0,87	1	1,1

Испарители для охлаждения воды

Модель	Эффективная площадь поверхности, м²	Модель	Эффективная площадь поверхности, м²
Холодопроизводительность 19—67 кВт, количество ходов 1, труб — 44		*Холодопроизводительность 49—183 кВт, количество ходов 2, труб—120*	
ДХН-8-1,5	3,8	ДХН-14-1,8	12,6
8-1,8	4,6	14-2,1	14,8
8-2,1	5,9	14-2,4	17,1
8-2,4	6,2	14-2,7	19,2
8-2,7	7,1	14-3,0	21,5
8-3,0	7,9	14-3,4	23,7
8-3,4	8,7	14-3,7	25,8
8-3,7	9,5	14-4,0	28,1
8-4,0	10,3	14-4,3	30,2
8-4,3	11,1	14-4,6	32,4
		14-4,9	34,6
Холодопроизводительность 28—105 кВт, количество ходов 1, труб — 68		*Холодопроизводительность 70—250 кВт, количество ходов 2, труб — 164*	
ДХН-10-1,5	5,9	ДХН-16-1,8	17,4
10-1,8	7,2	16-2,1	20,3
10-2,1	8,5	16-2,4	23,3
10-2,4	9,7	16-2,7	26,3
10-2,7	11	16-3,0	29,3
10-3,0	12,2	16-3,4	32,3
10-3,4	13,5	16-3,7	35,3
10-3,7	14,7	16-4,0	38,3
10-4,0	15,9	16-4,3	41,2
10-4,3	17,1	16-4,6	44,3
10-4,6	18,3	16-4,9	47,3
10-4,9	19,6		
Холодопроизводительность 39—140 кВт количество ходов 2, труб — 92		*Холодопроизводительность 109—390 кВт, количество ходов 2, труб — 252*	
ДХН-12-1,8	9,8	ДХН-20-1,8	26,7
12-2,1	11,4	20-2,1	31,1
12-2,4	13,1	20-2,4	35,7
12-2,7	14,8	20-2,7	40,6
12-3,0	16,4	20-3,0	45,2
12-3,4	18,1	20-3,4	49,7
12-3,7	19,8	20-3,7	54,2
12-4,0	21,5	20-4,0	58,8
12-4,3	23,1	20-4,3	63,5
12-4,6	24,8	20-4,6	68,1
12-4,9	26,5	20-4,9	72,6
		20-5,2	77,1
		20-5,5	81,8
		20-6,0	90,7

Технические характеристики сальниковых компрессоров, работающих на хладагенте R12

Температура кипения, °С	Температура конденсации, °С	Модель E027				Модель E036				Модель E050			
		Холодопроизводительность, кВт	Мощность на валу, кВт	Теплота, отводимая в конденсаторе, кВт	Максимальная температура во всасывающем патрубке, °С	Холодопроизводительность, кВт	Мощность на валу, кВт	Теплота, отводимая в конденсаторе, кВт	Максимальная температура во всасывающем патрубке, °С	Холодопроизводительность, кВт	Мощность на валу, кВт	Теплота, отводимая в конденсаторе, кВт	Максимальная температура во всасывающем патрубке, °С
—40	27	8,79	5,23	12,31	18	11,61	6,94	14,77	13	15,83	10,22	20,4	14
	38	7,03	6,12	10,55	9	9,5	8,21	13,01	9	13,01	11,19	17,94	9
	49	5,63	7,1	8,79	—1	7,74	9,33	11,61	—1	10,2	12,23	15,12	—1
—35	27	13,22	6,71	16,89	18	17,59	8,95	21,81	18	23,92	12,16	25,94	18
	38	10,69	7,46	16,18	18	14,42	9,7	19,34	18	18,99	13,65	25,32	18
	49	8,44	8,5	15,47	7	11,61	11,19	16,53	7	15,83	15,37	22,51	4
—30	27	16,71	7,68	21,81	32	22,16	10,07	27,08	32	30,95	14,62	38,69	32
	38	14,42	8,5	19,7	29	18,64	11,19	24,97	23	26,03	16,86	33,76	31
	49	11,96	9,55	17,23	22	15,83	12,83	21,81	20	22,16	18,8	30,25	21
—25	27	22,51	8,5	28,49	32	29,89	11,34	35,52	32	39,39	16,11	46,78	32
	38	19,7	9,7	28,38	31	26,38	13,43	33,41	32	35,87	18,58	45,37	32
	49	16,53	10,97	23,56	29	21,81	14,92	28,84	30	33,41	21,48	44,67	31

—20	27	29,54	9,55	35,87	32	37,67	13,2	44,31	32	51,7	18,28	60,49	32
	38	25,81	10,74	33,76	32	34,47	14,92	42,2	32	47,13	20,96	58,38	32
	49	22,16	12,46	31,76	32	29,54	17,08	38,69	32	41,5	23,95	54,16	32
—15	27	37,28	10,37	45,37	32	48,53	14,92	55,92	32	66,12	19,77	75,26	32
	38	33,13	11,56	42,56	32	42,2	16,86	51,35	32	59,09	23,13	72,1	32
	49	28,7	13,35	39,74	32	38,69	19,25	49,24	32	52,05	27,3	66,12	32
	60	24,65	15,59	37,63	32	32,36	21,93	43,61	32	47,13	29,02	62,6	32
—10	27	45,72	10,82	52,05	32	60,84	16,41	69,99	32	90,68	21,34	101,99	32
	38	41,5	12,83	50,29	32	55,57	18,5	67,17	32	84,06	24,39	100,94	32
	49	36,58	14,47	46,07	32	49,59	21,34	62,6	32	68,08	28,57	98,48	32
	60	32,71	16,56	42,91	32	43,61	24,17	57,68	32	73,15	30,96	95,66	32
—5	27	57,33	11,71	65,06	32	74,91	17,53	85,46	32	110,08	22,68	124,5	32
	38	51	13,5	61,55	32	68,58	20,52	81,59	32	100,94	26,63	119,23	32
	49	45,02	15,22	56,27	32	59,79	21,56	75,26	32	93,2	30,51	115,71	32
	60	39,04	17,68	51	32	51	26,11	66,47	32	83,7	33,2	107,97	32
0	27	69,64	12,16	78,78	32	94,96	18,8	110,43	32	134,35	24,18	150,53	32
	38	65,77	14,62	77,37	32	87,93	21,34	103,75	32	126,61	27,53	149,47	32
	49	61,2	16,41	75,62	32	81,59	24,39	101,29	32	119,93	32,53	147,36	32
	60	56,27	19,17	72,1	32	73,86	27,83	94,96	32	113,25	35,14	144,9	32
+5	27	88,63	12,83	99,18	32	125,21	99,77	130,13	32	166,7	24,92	186,75	32
	38	78,43	14,99	92,5	32	112,19	22,23	123,8	32	150,53	29,02	176,2	32
	49	69,64	17,31	86,17	32	100,23	25,36	116,06	32	135,4	33,94	166,35	32
	60	61,2	20,37	78,43	32	90,39	29,02	107,97	32	122,39	36,55	156,51	32

Примечания:

1. Величины холодопроизводительности указаны при температуре всасываемого пара хладагента 18°С (за исключением тех случаев, когда указана более низкая температура) и при отсутствии переохлаждения жидкости. При других температурах всасываемого пара величину холодопроизводительности следует умножать на поправочный коэффициент, указанный ниже.

Разность между действительной и номинальной температурами всасываемого пара, °С	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45
Поправочный коэффициент	1	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93	0,915	0,9

Указанные коэффициенты относятся к R12 и R502. При работе на R22 следует пользоваться величинами холодопроизводительности, указанными в таблице, без изменений.

2. При переохлаждении жидкости на выходе конденсатора на 1°С величину холодопроизводительности следует увеличить на 1%. Мощность на валу при этом не меняется.

3. Величины холодопроизводительности и мощности на валу указаны в таблице при номинальной частоте вращения вала 1740 об/мин. При других частотах вращения величины следует умножить на поправочные множители, указанные ниже.

Частота вращения вала, об/мин	1620	1450	1260	1050
Поправочный коэффициент холодопроизводительности	0,93	0,85	0,72	0,60
Поправочный коэффициент мощности	0,96	0,90	0,78	0,65

4. Ниже указаны величины при регулировании холодопроизводительности компрессора.

Холодопроизводительность, % (от полной)	100	83	67	50
Количество работающих цилиндров	6	5	4	3
Потребляемая мощность, % (от полной)	100	85—87	70—74	56—60

Холодопроизводительность (в кВт) компрессорно-конденсаторных агрегатов

Модель	Температура кипения хладагента, °С										
	6,5	1,5	—3,5	—8,5	—13,5	—16	—18,5	—21	—26	—31	—36
ТС-510/АН-12	17,15	14,27	11,96	9,23							
ТС-500/АМ-12			13,39	10,87	8,7	7,76					
ТС-500/AL-12						9,51	8,5	7,64	5,92	4,44	3,14
ТС-600/АН-12	19,78	16,66	13,95	11,2							
ТС-750/АН-12	25,66	21,27	17,66	14,24							
ТС-750/АМ-12			22,4	18,05	14,16	12,5					
ТС-750/AL-12							10,33	9	6,76	5,07	3,82
ТС-900/АН-12	33,35	28,07	22,76	18,35							
ТС-1000/АН-12	33,5	28,01	23,15	18,63							
ТС-755/АН-22	27,65	23,12	19,02	16,91	15,21						
ТС-900/АН-22	33,28	27,77	22,64	17,93							
ТС-1000/АН-22	41,18	34,32	28,45	23,07	18,26						
ТС-500/AL-502							9,21	8,19	6,17	4,65	3,26
ТС-600/AL-502						12,56	11,2	9,82	7,4	5,4	3,68
ТС-750/AL-502					18,26	16,53	15,02	13,28	10,19	7,61	5,5
ТС-1000/AL-502					23,09	20,68	18,57	16,57	12,75	9,36	6,52
ТС-500/WH-12	20,23	16,6	13,28	10,49							
ТС-500/WM-12			14,94	11,85	9,2	8,03					
ТС-500/WL-12						10,26	9,13	6,04	4,38	3,02	
ТС-600/WH-12	22,49	18,49	14,94	11,85							
ТС-750/WH-12	27,85	22,72	18,41	14,49							
ТС-750/WM-12			24,38	18,94	14,64	12,6					
ТС-750/WL-12							11,02	9,43	6,87	4,91	3,62
ТС-750/WH-12	36,84	30,19	24,38	18,94							
ТС-1000/WH-12	36,99	30,19	24,45	19,31							
ТС-755/WH-22	30,33	24,91	20,08	15,7							
ТС-900/WH-22	36,99	29,89	23,85	18,79	14,49						
ТС-1000/WH-22	44,23	36,52	29,89	23,77	18,34						
ТС-1500/WH-22	61,72	47,1	38,63	30,48	24,15						
ТС-500/WL-502					13,13	11,47	9,96	8,39	6,43	4,65	3,17
ТС-600/WL-502						13,74	12	10,49	7,67	5,43	3,55
ТС-750/WL-502					19,62	17,5	15,4	13,74	10,26	7,55	5,28
ТС-1000/WL-502					25,06	22,04	19,62	17,21	12,83	9,21	6,34

Примечание. Холодопроизводительность указана при следующих величинах: для агрегатов с воздушным охлаждением при температуре окружающей среды 32°С, для агрегатов с водяным охлаждением при температуре воды на входе 24°С и температуре конденсации 38°С, при температуре всасываемого пара на входе в компрессор 18°С. При температурах окружающей среды, воды, конденсации, жидкого хладагента на 1°С ниже следует увеличить холодопроизводительность на 1%. При температуре окружающей среды, воды и конденсации на 1°С выше следует уменьшить холодопроизводительность на 1%.

Производительность (в кВт) воздушных конденсаторов при разности температур 16°С

Размер аппарата	Количество секций	Хладагент					
		R12		R22		R502	
		всего аппарата	одной секции	всего аппарата	одной секции	всего аппарата	одной секций
3	2	13,2	6,6	14,7	7	13,8	6,9
5	2	22	11	22,9	11,45	22,4	11,2
8	2	35,2	17,6	36,9	18,45	36	18
9	6	35,2	5,87	36,9	6,15	36	6
11	8	43	5,37	44,8	5,6	44	5,5
16	12	63,3	5,28	66,8	5,57	65	5,4
18	16	74,7	4,67	78,3	4,89	76,5	4,78
21	16	85,3	5,33	89,7	5,6	87,9	5,5
23	16	96,7	6,04	102	6,37	100,2	6,26
27	24	109,9	4,58	116	4,83	113,4	4,73
30	21	125,7	5,98	131,9	6,28	129,3	6,15
36	31	149,5	4,82	156,5	5,05	153,9	4,96
41	28	167,9	6	176,7	6,31	173,2	6,18
45	15	185,5	12,37	195,2	13	191,7	12,78
53	21	221,6	10,55	233	11,1	229,6	10,87
58	16	233	14,56	244,4	15,28	239,2	14,95
66	21	277	13,19	281	13,86	284,9	13,58
82	21	330,6	15,74	347,3	16,54	340,3	16,2
95	26	432,6	16,64	454,6	17,48	445,8	17,14
110	32	473,6	15,11	507,4	15,85	497,7	15,55
115	39	511,7	13,12	537,2	13,77	520,1	13,33

Примечание. При разности температур, отличных от 16°С, значение производительности следует умножить на поправочный коэффициент, указанный ниже.

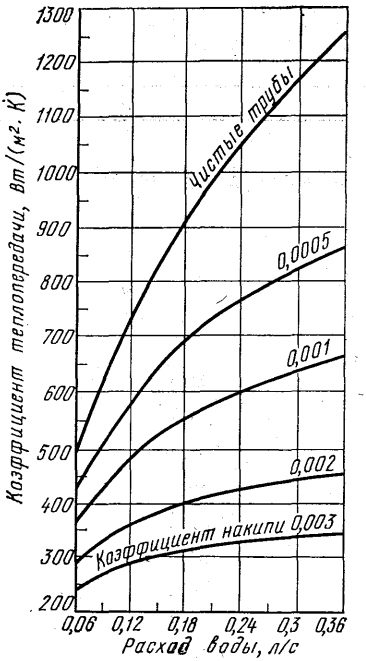
Разность температур, °С	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
Поправочный коэффициент	2,67	2	1,6	1,33	1,14	1	0,89	0,8	0,73	0,67

Технические характеристики водяных конденсаторов

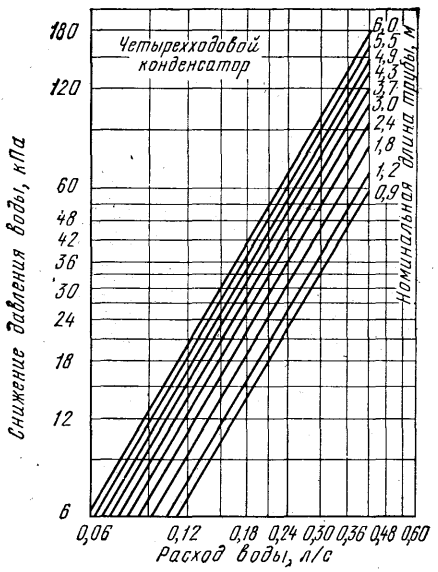
Модель	Площадь поверхности, м²	Номинальная производительность, кВт			
		при температурах воды на входе 25°С, на выходе 35°С и конденсации 39°С		при температурах воды на входе 30°С, на выходе 35°С и конденсации 40°С	
		четырехходовой	двухходовой	четырехходовой	двухходовой
Наружный диаметр кожуха 0,2 м, количество труб 40					
8-1,2	6,8	14		25,6	
8-1,5	8,7	24,2		37,2	22,4
8-1,8	10,5	35,1		49,8	32,8
8-2,1	12,4	46,2			43,3
8-2,4	14,2	57,8	31,5		54,4
8-2,7	16,1	69,4	41,3		65,8
8-3,0	17,9	81,8	51,9		77,9
8-3,4	19,8	95,4	62,7		90,6
8-3,7	21,6	107,3	73,5		103,7
8-4,0	23,4		84,6		
8-4,3	25,3		96		
8-4,6	27,1		107,3		
8-4,9	29		118,9		
Наружный диаметр кожуха 0,25 м, количество труб 60					
10-1,2	10,2	20,9		38,4	
10-1,5	13	36,4		55,7	33,5
10-1,8	15,8	52,6		74,8	49,3
10-2,1	18,6	69,4			65
10-2,4	21,3	86,7	47,2		81,8
10-2,7	24,1	104,2	61,9		98,6
10-3,0	26,8	122,5	77,9		116,9
10-3,4	29,6	141,6	93,9		135,7
10-3,7	32,4	161,3	110,2		155,6
10-4,0	35,1		126,9		
10-4,3	37,9		144		
10-4,6	40,7		161,3		
10-4,9	43,3		178,5		
Наружный диаметр 0,3 м, количество труб 92					
12-1,2	15,7	32		58,8	
12-1,5	20	55,7		85,4	51,6
12-1,8	24,2	80,8		144,6	75,3
12-2,1	28,4	106,3			99,8
12-2,4	32,7	132,9	72,2		125,4
12-2,7	36,9	159,7	94,9		151,4
12-3,0	41,2	188,3	119,5		179,3
12-3,4	45,4	217,5	144,2		208,2
12-3,7	49,7	247,2	169,2		238,7
12-4,0	53,9		194,8		
12-4,3	58,2		220,8		
12-4,6	62,4		246,9		
12-4,9	6,7		273,5		
12-5,2	70,9		301,9		
12-5,5	75,2		327,7		
12-5,8	79,3		356		
12-6,0	83,6		384,4		

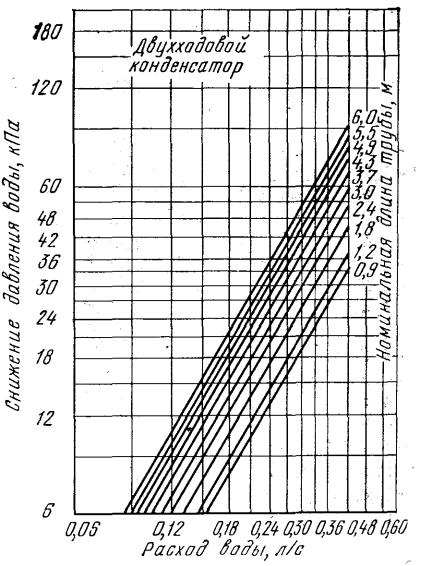
Модель	Площадь поверхности, м²	Номинальная производительность, кВт			
		при температурах воды на входе 25°С, на выходе 35°С и конденсации 39°С		при температурах воды на входе 30°С, на выходе 35°С и конденсации 40°С	
		четырехходовой	двухходовой	четырехходовой	двухходовой
Наружный диаметр 0,35 м, количество труб 120					
14-1,2	20,4	41,8		76,9	
14-1,5	26	72,5		111,5	67,3
14-1,8	31,5	105,3		149,4	98,3
14-2,1	37,1	138,5			130
14-2,4	42,5	173,4	94,4		163,3
14-2,7	48,1	202,2	123,8		197,4
14-3,0	53,7	245,4	155,6		233,7
14-3,4	59,2	283,8	188,1		270,9
14-3,7	64,8	322,5	220,6		312,2
14-4,0	70,3		253,9		
14-4,3	75,8		288,2		
14-4,6	81,7		322,5		
14-4,9	87		356		
14-5,2	92,4		392,2		
14-5,8	98		428,3		
14-5,8	103,6		464,4		
14-6,0	109,1		503,1		
Наружный диаметр 0,4 м, количество труб 164					
16-1,2	28	57,3		105	
16-1,5	35,5	99,3		152,2	92,1
16-1,8	43,1	144		204,1	134,2
16-2,1	50,1	189,4			177,8
16-2,4	58,2	236,8	129		223,2
16-2,7	65,8	283,8	169,2		270,9
16-3,0	73,4	335,4	212,9		319,9
16-3,4	80,2	387	257,2		371,5
16-3,7	88,5	441,2	301,9		425,7
16-4,0	96		348,3		
16-4,3	103,7		394,7		
16-4,6	111,2		441,2		
16-4,9	118,7		487,6		
16-5,2	126,3		536,6		
16-5,5	133,9		585,7		
16-5,8	141,5		634,7		
16-6,0	149		686		

Изменение коэффициента теплопередачи водяного конденсатора в зависимости от расхода воды и количества накипи на трубах



Снижение давления воды в конденсаторе в зависимости от расхода воды и длины трубы





Производительность градирни (в кВт) с естественной циркуляцией воздуха

Температура воды на входе, °С		33,0	34,0	32,7	34,2	33,7	34,7	32,0	35,0	35,5
Температура воды на выходе, °С		29,5	30,5	28,5	30,0	29,5	30,5	26,5	29,5	30,0
Температура по влажному термометру, °С		25,5	26,5	24,0	25,5	25,5	26,5	21,0	24,0	25,5
Модель	Номинальный расход воды, л/с	Расход воды 0,09 л/с на 1кВт производительности		Расход воды 0,072 л/с на 1 кВт производительности				Расход воды 0,054 л/с на 1 кВт производительности		
А 23	0,76	8,5	9,1	9,8	10,9	10,2	10,5	12	13,4	12
А 33	1,27	15,8	15,5	16,9	17,9	16,9	17,6	20	22,5	20,4
А 34	1,52	19	18,6	20	21,4	20	21,1	23,9	27,1	24,3
А 44	2,02	25,3	24,6	26,7	28,8	27,1	28,1	32	35,9	32,4
А 45	2,53	31,6	30,9	33,4	35,9	33,8	35,2	40,1	45	40,4
А 55	3,17	39,4	38,7	41,5	45	42,2	44	49,9	56,3	50,6
А 66	4,56	57	55,6	60,1	64,7	60,5	63,3	72,1	80,9	72,8
СА 33	1,38	17,6	16,9	18,3	19,7	18,6	19,3	22,2	24,6	22,2
СА 34	1,9	23,6	23,2	25	27,1	25,3	26,4	30,2	33,8	30,2
СА 44	2,53	31,6	30,9	33,4	35,9	33,8	35,2	40,1	45	40,4
СА 45	3,17	39,4	38,7	41,5	45	42,2	44	49,9	56,3	50,6
СА 46	3,8	47,5	46,4	49,9	53,8	50,6	52,8	60,1	67,5	60,1
СА 56	4,76	59,4	68	62,6	67,5	63,3	66,1	75,3	84,4	76
СА 58	6,33	79,1	77,4	83,4	89,7	84,4	87,9	100,2	112,5	202
СА 68	7,6	95	91,4	98,5	109	102	105,5	119,8	133,6	119,6
СА 610	9,5	119,6	106	126,6	133,6	126,6	131,9	151,2	168,8	151,2
СА 612	11,4	144,2	140,7	151,2	161,8	151,2	158,3	179,4	200,5	182,9
СА 615	14,3	175,9	172,3	186,4	200,5	189,9	198	225,1	253,2	225,1
СА 616	15,2	189,9	186,4	200,5	214,5	200,5	211	239,2	270,8	242,7
СА 618	17,1	214,5	211	228,6	246,2	228,6	237,4	270,8	306	274,3
СА 620	19	235,6	232,1	249,7	270,1	253,2	263,8	302,5	337,6	302,5
СА 624	22,8	284,9	277,8	298,9	323,6	302,5	316,5	362,3	404,4	365,8
СА 824	25,3	316,5	309,5	334,1	358,7	337,6	351,7	400,9	450,2	404,5
СА 1224	28,5	358,7	351,7	376,3	404,4	379,8	395,7	453,7	506,4	457,2
СА 1230	34,7	436,1	425,6	460,1	492,4	464,2	481,8	552,2	619	555,7
СА 1236	41,1	513,5	502,9	541,6	583,8	548,6	571,5	654,2	731,5	657,7
СА 1242	46,5	594,4	580,3	626	675,3	633,1	659,4	752,6	844,1	759,7
СА 1248	53,8	675,3	657,7	710,4	766,7	717,5	747,4	854,6	956,6	861,7
СА 1254	60,1	749,1	738,6	794,8	854,6	801,9	835,3	953,1	1072,7	963,7
СА 1260	69,6	868,7	844,1	917,9	984,8	925	967,2	1104,3	1231	1106,9
СА 1272	76	949,6	914,4	984,8	1090,2	1019,9	1055,1	1195,8	1336,5	1195,8

Примечания:

1. Производительность градирни указана при скорости ветра 4,8 км/ч (1,34 м/с).
2. Данные в таблице приведены при отношении производительности градирни к холодопроизводительности испарителя, равном 1,25 кВт/кВт.

Производительность (в кВт) испарительных конденсаторов

Модель	Температура конденсации, °С	Температура воздуха на входе по влажному термометру, °С						
		15	18	21	24	25,5	27	30
E80F	32	9,1	7,7	6,7	5,3	4,2	3,9	2,1
	35	11,3	10,2	8,8	7,4	6,7	6	4,2
	38	13,4	12,3	11,3	9,8	8,8	8,1	6,9
	41	15,8	14,1	13,7	12,3	11,6	10,9	9,1
	44	18,6	17,9	16,9	15,5	14,4	14,1	12,3
	47	22,2	21,1	20	18,6	17,9	17,2	15,8
E135F	32	15,5	13,7	11,6	9,1	7,4	6,3	3,2
	35	19,3	17,6	15,1	13	11,6	10,2	7,4
	38	23,2	21,5	19,3	16,9	15,5	14,4	11,3
	41	27,4	25,7	23,6	21,1	19,7	19	15,8
	44	33,1	31,3	29,2	26,7	25,3	24,3	21,5
	47	38,7	36,9	34,8	32,7	31,3	30,2	27,4
E270F	32	30,9	27,4	23,2	18,3	14,8	12,7	6,3
	35	38,7	35,2	30,2	26	23,2	20,4	14,8
	38	46,4	42,9	38,7	33,8	30,9	28,8	22,5
	41	54,9	51,3	47,1	42,2	39,4	38	31,9
	44	66,1	62,6	58,4	53,5	50,6	48,5	42,9
	47	77,4	73,9	69,6	65,4	62,6	60,5	54,9

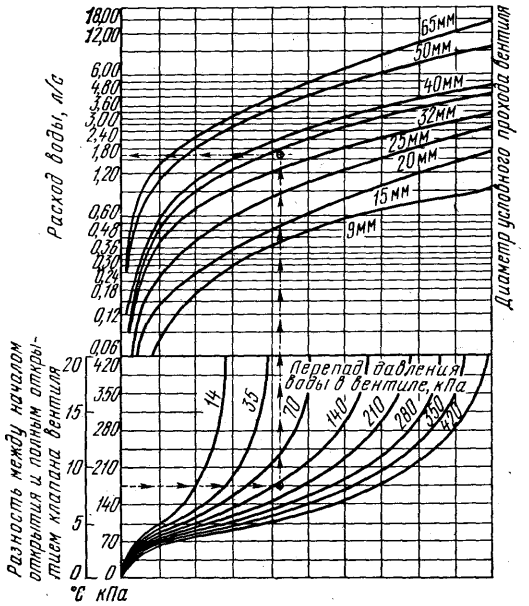
Примечания:

1. Производительность конденсатора указана при температуре кипения хладагента 5°С.
2. При других температурах кипения величину производительности, указанную в таблице, следует умножить на поправочный коэффициент, который приведен ниже.

Температура кипения, °С	10	5	0	—5	—10	—15	—20	—30	—40
Поправочный коэффициент	0,97	1	1,03	1,05	1,09	1,11	1,16	1,20	1,26

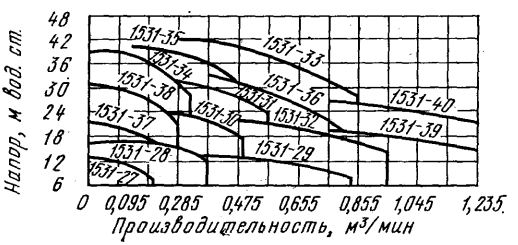
ПРИЛОЖЕНИЕ 15

График для выбора водорегулирующего вентиля



ПРИЛОЖЕНИЕ 16

Изменение производительности центробежных насосов серии 1531 в зависимости от напора



* * *

В книге R. J. Dossat «Principles of Refrigeration», изданной в 1981 г. «John Wiley and Sons, Inc.», рисунки, таблицы и приложения помещены с разрешения следующих фирм и обществ:

«Керриер корпорейшн» — рис. 5-3, 6-13, 9-1, 9-2, 9-3, 9-4, 18-3, 18-38, 19-3, 19-24, 20-11, 20-12, 20-14;

«Текумсе Продактс компани» — рис. 16-12, 18-10;

Американское общество инженеров по отоплению, холодильной технике и кондиционированию воздуха — табл. 9-1, 10-1, 10,3, 11-3, 16-1, 16-7, 19-1, 19-2, 19-3, 19-4, 19-5, рис. 11-29, 18-6, 18-13, 18-14;

«Фриккомпани» — рис. 9-5, 18-5, 18-20, 18-23;

«Доул Рефриджерейтинг компани» — рис. 9-6, 11-4, 11-5, 11-6, 11-9, 11-31;

«Тайлер Рефриджерейшн корпорейшн» — рис. 9-7, 9-8, 9-9, 9-10, 9-11;

«Трантер Манюфекчуринг, инк. Коулд-Хоулд дивижн» — рис. 11-2, 11-7, 11-8;

«Детройт Айс Машин компани» — рис. 11-22, 11-23;

«Донхэм-Буш», инк.» — рис. 11-25, 11-28, 13-16, 14-5, 18-4, 20-1, 20-2;

«Вилтер Манюфекчуринг компани» — рис. 11-30, 11-33, 11-39, 18-1, 19-32, прил. — 3,4;

«Акме индастриз» — рис. 11-34, 11-36, 11-38;

«Уортингтон корпорейшн» — рис. 11-35, 11-40, 11-41, 18-2, 18-7, 18-8, 18-29, 18-32, 18-36, 18-37;

«Американ Эйр Филтер компани, инк. Кеннард дивижн» — рис. 11-37;

«Пенн Контроулз, инк.» — рис. 13-10, 14-17;

«Бон Алюминиум энд Брасс компани» — табл. 14-1, 14-2;

«Крамер Трентон компани» — рис. 14-2, 14-3, 14-4, 14-18, 20-4;

«Тюбулар Эксчейнджер Манюфекчуреры ассошиэйшн, инк.» — табл. 14-4;

«Халстед энд Митчелл» — рис. 14-10;

«Эдвардс Энджиниринг корпорейшн» рис. 14-11;

«Рефриджерейшн Энджиниринг, инк.» — рис. 14-16, 14-20;

«Йорк корпорейшн» — рис. 17-38, 17-39, 17-40, 17-41, 18-11, 18-19, 18-21, 18-24, 18-25, 18-26, 18-27, 18-28, 18-30, 18-31, 18-33, 18-34, 18-35, 19-2, 19-18, 19-19, 19-20, 19-21, 19-22, 19-23, 20-19, 20-22, табл. 15-2;

«Ингерсол Рэнд компани» — рис. 15-6;

«Белл энд Госсетт компани» — рис. 15-7;

«Е. И. Дюпон де Немюр энд компани, инк.» — табл. 16-2, 16-4, 16-5;

«Мюллер Брасс компани» — рис. 17-1, 19-25, 19-26, 19-28, 19-29, 19-30;

«Контроул компани оф Америка» — рис. 17-3, 17-44;

«Дженерал Контроулз» — рис. 17-7;

«Спорлан Вэлв компани» — рис. 17-9, 17-18, 17-21, 17-35, 17-42, 17-43, 17-46;

«Алко Вэлв компани» — рис. 17-10, 17-13, 17-16, 17-17, 17-19, 17-20, 17-22, 17-23, 17-24, 17-25, 17-26, 17-32, 17-33, 17-34, 17-36, 17-37, 17-45;

«Америкен Радиэтор энд Стандард Санитари корпорейшн. Детройт Контроулз дивижн» — рис. 17-11, 17-12;

«Фризинг Экуипмент Сейлз, инк.» — рис. 18-18;

«Америкен Брасс компани» — рис. 19-1;

«Рикоул корпорейшн» — рис. 20-9.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

Абсорбер 466
Агрегат компрессорно-конденсаторный 88
Аммиак 341
Антифризы 219
Аппарат скороморозильный 135
  напольный 135
  плиточный 136
  подвесной 135
  туннельный 136

Бак-охладитель 210
Бактерии в молоке 129
  в продуктах 128
Баланс системы 242
Барометр 11

Вал компрессора коленчатый 389
Вентиль водорегулирующий 286
  автоматический регулирующий 346
  компрессора 446
  ресивера 445
  ручной запорный 446
  терморегулирующий 349
    многоходовой 358
    с внешним уравниванием 351
    с газовым заполнением 355
    с ограничением давления 353
    с перекрестным заполнением 357
    электрический 365
  электромагнитный 375
Вещество 17
Витрина торговая холодильная 141
Возбудители порчи продуктов 126
Возврат масла в картер 339
Воздух кондиционирование 124
  состав 58
  стандартный 69
  сухой 58
Воздухообмен в охлаждаемом пространстве 152
Воздухоохладитель 205
  агрегатированный 207
Влага в холодильной системе 336
Влажность абсолютная 60
  в холодильной камере 133
  относительная 61
  удельная 61
Вода испарение 49
Выбор компрессора 239
Вязкость масла 338, 392

Генератор 466
Гликоль 219
Градирня 279
  с естественной циркуляцией воздуха 282
  с нагнетательным вентилятором 281
  со всасывающим вентилятором 281

Давление абсолютное 13
  атмосферное 11
  в испарителе 84
  измерение 12
  конденсации 92
  критическое 52
  манометрическое 13
  масла 483
  статическое 295
Двигатель асинхронный 473
  встроенный 480
  однофазный 477
  синхронный 473
  с конденсаторным пуском 478
  с конденсаторным пуском и работой 479
  с короткозамкнутым ротором 476
  с расщепленной фазой 478
  с фазным ротором 476
  трехфазный 473
  с экранированными полюсами 480
Диаграмма индикаторная 235
  объем-давление 38, 222
  психометрическая 69
  энтальпия-давление 96
  энтропия-температура 54
  цикла 99, 111, 116, 119, 120, 123
Длина эквивалентная 300
Дрожжи в продуктах 123
Дросселирование 100, 227

Жидкость 19
  насыщенная 26, 46
  переохлажденная 46, 116

Закон Бойля-Мариотта 30
  Галилея 297
  Гей-Люссака 29

Дальтона 58, 470
парциального давления 58
сохранения энергии 16
Шарля 32
Замораживание продуктов быстрое 138
в интенсивном потоке воздуха 135
контактное 136
медленное 138
погружением 137
Защита двигателя от перегрузки 386
Золотник винтового компрессора 400

Изоляция тепловая 148
Инфильтрация 152
Испаритель гладкотрубный 185
двухтрубный 208
затопленный 213
змеевиковый 185
кожухозмеевиковый 210
кожухотрубный 211
многосекционный 197
оросительный 209
плиточный 185
регулирование производительности 258
ребристый 188
с естественной конвекцией воздуха 202
сухой 212
с принудительной конвекцией воздуха 205
форсуночный 215

Камера холодильная торговая 140
циркуляция воздуха 133
хранения 132
Клапан всасывающий 393
кольцевой 385
ленточный 387
масляный обратный 396
мембранный 387
нагнетательный 383
полосовой 386
предохранительный 445
протечка пара 228
пятачковый 386
шпиндельный 385
Колесо рабочее центробежного компрессора 402
Кольцо поршневое 383
компрессионное 383
маслосъемное 383
Компрессор бессальниковый 88
винтовой 400
герметичный 88
двойного действия 381
изменение производительности 229
поршневой 380
простого действия 380
ротационный 397
сальниковый 282
смазка 393
центробежный 402
Конвекция 21
Конденсатор водяной 275
воздушный 268
двухтрубный 275
испарительный 284
кожухозмеевиковый 275
кожухотрубный 277
с естественной конвекцией воздуха 268
обслуживание 293
очистка 293
с принудительным движением воздуха 268
регулирование производительности 228
Консервирование 130
Коэффициент байпасирования змеевика 73
подачи 225
полезного действия компрессора индикаторный 235
компрессора механический 236
цикла 104
расширения 28
теплопередачи 146
теплоотдачи 148
теплопередачи испарителя 189
холодильный 104

Лед сухой 51
Линия байпасная водяного конденсатора 283
спуска масла 442
внешнего уравнивания ТРВ 364

Манометр 12
пружинный 13
ртутный 12
Масло возврат 442, 461
вязкость 392
диэлектрическая прочность 392
застывание 391
образование осадка 337
пенообразование 394
помутнение 391
химическая стойкость 391
Маслоотделитель 440
Машина абсорбционная 466
каскадная 459
низкотемпературная 455
парокомпрессионная 97
с центробежным компрессором 413
Микроорганизмы в продуктах 127
Момент пусковой 476
Мощность индикаторная 235
потребляемая 232

Нагрев цилиндра 227
Нагреватель картера компрессора 396
Нагрузка от воздухообмена тепловая 143
конденсатора 264
от двигателя тепловая 177
от освещения тепловая 171
от пребывания людей тепловая 177
от продуктов тепловая 144
от солнечной радиации 150
тепловая 80, 143
Накипь в конденсаторе 274
Напор насоса 302

общий 303
скоростной 297
статический 297
центробежного компрессора 402
Насос центробежный 301
потребляемая мощность 306

Оборудование холодильное бытовое 124
промышленное 124
торговое 139
транспортное 124
Объем мертвый 225
удельный 9
цилиндра рабочий 223
Опоры трубопроводов 415
Осушение воздуха 75
Осушитель хладагента 444
Оттаивание горячим паром хладагента 451
испарителя 448
многоиспарительных систем 452
орошением водой 449
орошением рассолом 451
периодичность 448
реверсивным циклом 452
электрообогревом 451
Охлаждение 79
в бытовых условиях 124
льдом 81
на борту судна 124
продуктов 133
промежуточным хладоносителем 216
промышленное 124
рассольное 218

Примеры расчетов
абсолютной влажности воздуха 61
агрегата 242, 263
воздушного конденсатора 271
водорегулирующего вентиля 287
водяного конденсатора 278
водяного трубопровода 310
давления 11, 12, 14, 31, 40, 43, 44, 56, 57, 60
испарителей 204, 205, 206, 207
испарительного конденсатора 285
кинетической энергии 36, 37
коэффициента байпасирования змеевика 74, 78
коэффициента теплопередачи 148
массового расхода хладагента 224, 229
мощности 15
мощности, потребляемой компрессором 233, 234
нагрузки градирни 280, 283
нагрузки конденсатора 264, 265, 266
объемной производительности компрессора 225
относительной влажности воздуха 61
потенциальной энергии 16
работы 15, 37, 40, 41, 44
расхода воды, охлаждающей конденсатор 66
скрытой теплоты воздуха 65, 66, 71
скрытой теплоты плавления 25, 26
степени насыщения воздуха 66
средней эффективной разности температур 216
степени сжатия 226
сухой теплоты воздуха 64, 71
температуры 30, 32, 43, 44, 60, 71, 72, 73, 75, 78
теплового потока 146
тепловой нагрузки 179, 180, 181, 182, 183
тепловой нагрузки на испаритель 216
теплоты 24, 37, 38, 40, 44, 73, 75, 78
теплопритока через ограждения камеры 152
тепловой нагрузки от воздухообмена 152, 154
тепловой нагрузки от продукта 154, 155, 165
удельной влажности воздуха 62, 71, 72
удельной холодопроизводительности хладагента 94, 95
холодопроизводительности компрессора 224, 225, 229, 230, 241
холодопроизводительности машины 95, 180
центробежного насоса 305
энергии 27
энтальпии 56, 57, 71
энтропии 56, 57

Пар водяной в воздухе 60
в мертвом пространстве 225
насыщенный 26, 46
нагнетаемый пульсация 416
перегретый 46
Парообразование 49
при кипении 49
при сублимации 51
Переохладитель 117
Пластина ротационного компрессора 398
Плесень на продуктах 129
Поглощение запаха продуктами 133
Поле вращающееся магнитное 474
Помпаж в центробежном компрессоре 410
Порча пищевых продуктов 126
Поршень компрессора 383
автомобильный 383
тропиковый 383
Поток среды 295
Продукты пищевые сушка 125
замораживание 134
консервирование 125
охлаждение 133
порча 126
упаковка 138
хранение 125, 130, 132
Прилавок-витрина 140
Приток воздуха в охлаждаемое пространство 143
Пробка плавкая предохранительная 445

Производительность водорегулирующего вентиля 287
воздушного конденсатора 270
водяного конденсатора 278
градирни 282
испарительного конденсатора 285
испарителя 189
компрессора 95, 224, 410
регулирующего вентиля 365
установки 94
центробежного насоса 302
Пропиленгликоль 219
Пространство мертвое 225
Процесс адиабатный 41
дросселирования 100, 227
кипения 101
конденсации 102
необратимый 45
политропный 42
при постоянной температуре 39
при постоянном давлении 36
психрометрический 71
сжатия 91, 101
с постоянным объемом 35
термодинамический 45
Прочность масла диэлектрическая 392
Психрометр 63
Пускатель магнитный 484

Работа механическая 14
сжатия 91, 102
ТРВ 349
Радиация солнечная 150
Растворимость хладагента в масле 338, 393
Разность психрометрическая 63
температур в испарителе 200
температур средняя логарифмическая 191
Распределитель хладагента 358
Рассолы 218
Раствор водный хлористого натрия 219
бромистого лития 469
водоаммиачный 468
незамерзающий 219
эвтектический 218
Расход массовый 9
хладагента 95
объемный 9
хладагента 95
Расширение и сжатие газов адиабатное 41, 100
политропное 42
при постоянном давлении 29
твердого тела и жидкости 28
Расчет скрытой теплоты парообразования 27
тепловой нагрузки 143, 179
Ребра внутренние 188
Регулятор давления 378
высокого давления поплавковый 370
низкого давления поплавковый 369
производительности конденсатора 288
производительности испарителя 258
производительности компрессора 259, 400, 412
Реле времени оттаивания 449
давления 253
двублочное 255
защиты от перегрузки по току 486
контроля смазки 486
напряжения 482
токовое 482
низкого давления 254
пусковое 480
уровня поплавковое 372
цикличной работы 249
Ротор короткозамкнутый 276
скольжение 474
фазовый 476
Рубашка компрессора водяная 237, 383

Сальник вала компрессора 389
Сжатие адиабатное 41, 91, 102
двухступенчатое 456
изотермическое 30, 40
изоэнтропное 102, 236
политропное 42
Система термодинамическая открытая 44
замкнутая 44
холодильная удаление влаги 336, 444
Скорость движения 9
воды в конденсаторе 274
воздуха в охлаждаемом пространстве 132
в конденсаторе 270
поршня 388
воды в трубопроводе 298
хладагента в испарителе 190
в трубопроводах 417
Смазка способы 393
Смесь азеотропная 344
воздуха 72
парожидкостная 50
Соединения паяные 414
трубные 414
Сосуд промежуточный 456
кожухозмеевиковый 458
непосредственного охлаждения 456
Степень насыщения 62
сжатия 226
Сосуд расширительный 459
Стойкость масла химическая 391
Ступень высокого давления 456
низкого давления 399, 456
Сублимация 51

Таблицы параметров хладагентов 311, 314, 326, 330, 333
Тара для продуктов 171
Температура в холодильной камере 132
застывания масла 391
кипения 83
конденсации 91
критическая 52
нагнетания 91
насыщения 26, 46

плавления 25
по влажному термометру 62
по Кельвину 20
помутнения масла 391
по сухому термометру 62
по Цельсию 19
точки росы 58
хранения 132
эвтектическая 218
Теплообменник регенеративный 118
Теплопередача излучением 22
конвективная 21
теплопроводностью 20
Теплоприток через ограждения 151
Теплопроводность 20
Теплоемкость удельная 23
Теплота дыхания 170
парообразования скрытая 26
плавления скрытая 25
сжатия 91, 102
скрытая 24
сухая 24
Термометры 19
Термореле 249
испарителя 253
камерное 253
Течеискатели галоидные 340
Трубка капиллярная 366
Трубопроводы аммиачные 442
вибрация 415
водяные снижение давления 306
всасывающие 417
жидкостные 436
нагнетательные 434
расположение 415
соединение 414
хладагента снижение давления 419

Уплотнение лабиринтное 407
Уравнение Клапейрона 82
состояния идеального газа 32
энергии общее 33
Уравнивание внешнее 351, 364
давления масла в картере 443, 461
Ускорение 10
силы тяжести 10
Установка многотемпературная 462
низкотемпературная 465
Устройство для разгрузки цилиндров 260
для цикличной работы компрессора 249

Фаза вещества 18
жидкая 19
паровая 19
твердая 18
Ферменты 126
Фильтры хладагента 445

Хладагент 80, 82
безопасность 308
взрывоопасность 313
воспламеняемость 313
расширение при дросселировании 100
способ подачи 198
термодинамические свойства 313
токсичность 312
углеводородный 345
утечка 340
фторированный 329
Хладоносители 217
Ход компрессора влажный 237
поршня 389
Холод применение 123
Холодопроизводительность удельная 92
действительная 224
теоретическая 224
Хранение низкотемпературное 139
продуктов холодильное 130
смешанное 132

Цикл насыщения 99
реверсивный 152
с перегревом пара 110
с переохлаждением жидкости 116
сжатия 222
Цилиндры компрессора 382
Циркуляция воздуха через конденсатор 270
через испаритель 192

Частота вращения вала компрессора 237
двигателя 474

Шатуны компрессора 389
Шкаф торговый холодильный 139
Шум в трубопроводах 415

Элемент термочувствительный 249
Энергия 15
внутренняя 18
кинетическая 15
молекул 18
потенциальная 15
сохранение 16
тепловая 17
Энтальпия 53
воздуха 64
Энтропия 53
Этиленгликоль 219

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие к русскому изданию . 5
Предисловие 8

Глава 1. **Общие понятия** . . . 9

Масса и плотность вещества . . . 9
Массовый и объемный расход . . . 9
Скорость движения 9
Ускорение 10
Сила 10
Давление 11
Атмосферное давление . . . 11
Абсолютное и манометрическое давление 13
Работа 14
Мощность 15
Энергия 15
Кинетическая энергия . . . 15
Потенциальная энергия . . . 15
Суммарная внешняя энергия . 16
Закон сохранения энергии . . . 16
Задачи 16

Глава 2. **Вещество, внутренняя энергия, теплота, температура** . . 17

Теплота 17
Молекулярное строение вещества . 17
Внутренняя энергия тела 18
Состояния вещества 18
Влияние теплоты на фазовое состояние вещества 18
Твердая фаза 18
Жидкая фаза 19
Паровая, или газовая, фаза . . 19
Температура 19
Направление и интенсивность теплопередачи 20
Способы теплопередачи 20
Теплопроводность 20
Конвекция 21
Излучение 22
Измерение энергии в форме теплоты . 23
Удельная теплоемкость 23
Расчет количества теплоты 24
Сухая и скрытая теплота 24
Сухая теплота твердого вещества 24
Скрытая теплота плавления . . 25
Теплота жидкости 26
Скрытая теплота парообразования 26
Теплота перегретого пара . . 27
Внешняя работа 27
Задачи 28

Глава 3. **Идеальный газ** . . . 28

Влияние теплоты на объем 28
Расширение твердых веществ и жидкостей 28
Зависимости давления и объема газа от температуры 29
Процесс с постоянным давлением . 29
Зависимость давления от объема при постоянной температуре 30
Зависимость давления от температуры при постоянном объеме 31
Уравнение состояния идеального газа 32
Внешняя работа 33
Общее уравнение энергии 33
Внешняя работа, совершаемая твердым или жидким веществом 34
Процессы с идеальными газами . . 34
Процесс с постоянным объемом . 35
Процесс при постоянном давлении 36
Удельная теплоемкость газа . . . 36
Изменение внутренней кинетической энергии 36
Теплота, переданная в процессе при постоянном объеме 37
Внешняя работа в процессе при постоянном давлении 37
Теплота, переданная в процессе при постоянном давлении 37
Диаграмма объем — давление . . . 38
Процесс при постоянной температуре . . 39
Работа в изотермическом процессе 40
Теплота, переданная в изотермическом процессе 40
Адиабатный процесс 41
Сравнение изотермического и адиабатного процессов 41
Политропный процесс 42
Зависимость давления и объема газа

от температуры в адиабатном процессе 43
Показатель политропного расширения и сжатия газа 43
Термодинамическая система . . . 44
Термодинамические процессы . . . 45
Задачи 45

Глава 4. **Насыщенный и перегретый пар** 46

Температура насыщения 46
Перегретый пар 47
Переохлажденная жидкость . . . 47
Влияние давления на температуру насыщения 47
Парообразование 49
Испарение 49
Интенсивность парообразования 49
Охлаждение при испарении . . 50
Парожидкостные смеси в закрытых сосудах 50
Сублимация 51
Конденсация 52
Конденсация насыщенного пара при отводе теплоты 52
Конденсация пара при повышении давления 52
Критическая температура . . . 52
Критическое давление . . . 52
Важные параметры газов и пара . . 52
Энтальпия 53
Энтропия 53
Таблицы пара 55
Параметры насыщенных сред . 55
Таблицы перегретого пара . . 56
Параметры парожидкостных смесей 57
Задачи 57

Глава 5. **Психрометрические свойства воздуха** 58

Состав воздуха 58
Закон парциального давления . . . 58
Температура точки росы 58
Содержание водяного пара в воздухе . 60
Абсолютная влажность 60
Относительная влажность . . 61
Удельная влажность 61
Степень насыщения 62
Температура по сухому и влажному термометрам 62
Энтальпия воздуха 64
Сухая теплота воздуха . . . 64
Скрытая теплота воздуха . . 65
Общее количество теплоты воздуха 67
Температура по влажному термометру как показатель энтальпии 68
Стандартные параметры воздуха . . 69
Психрометрические диаграммы . . 69
Психрометрические процессы . 71
Воздушные смеси 72
Сухой нагрев 73
Коэффициент байпасирования змеевика 73
Процессы сухого охлаждения . 74
Охлаждение и осушение . . . 75
Доля сухой теплоты, отведенной от змеевика 76
Практические процессы охлаждения и осушения 76
Задачи 78

Глава 6. **Охлаждение и паровая компрессионная холодильная установка** 79

Охлаждение 79
Потребность в теплоизоляции . 80
Тепловая нагрузка 80
Хладагенты 80
Охлаждение льдом 81
Жидкие хладагенты 82
Кипение хладагента . . . 83
Регулирование температуры кипения 83
Поддержание постоянного количества жидкости в испарителе 84
Рециркуляция хладагента . 86
Типичная паровая компрессионная установка 87
Две части системы 87
Компрессорно-конденсаторные агрегаты 88
Определение цикла 88
Стандартный цикл паровой компрессионной холодильной машины . . 90
Процесс сжатия 91
Теплота сжатия 91
Температура конденсации . 91
Давление конденсации . . 92
Удельная холодопроизводительность 92
Холодопроизводительность установки 94
Массовый расход хладагента . 95
Объемный расход пара . . . 95
Производительность компрессора 95
Задачи 96

Глава 7. **Диаграмма цикла и простой цикл паровой компрессионной машины** 96

Диаграмма цикла 96
Диаграмма энтальпия — давление 96
Простой цикл паровой компрессионной холодильной машины . 99
Процесс дросселирования . 100
Процесс кипения хладагента 101
Процесс сжатия 101
Процесс конденсации . . 102
Теоретическая мощность . 104
Холодильный коэффициент . 104
Влияние температуры кипения на КПД цикла . . . 104
Влияние температуры конденсации на КПД цикла 107

Выводы 109
Задачи 109
Глава 8. **Действительные холодильные циклы** 110
Отличие действительного холодильного цикла от цикла со всасыванием насыщенного пара 110
Влияние перегрева всасываемого пара 110
Перегрев пара без полезного охлаждения 112
Перегрев пара, при котором происходит полезное охлаждение . 113
Перегрев пара во всасывающем трубопроводе вне охлаждаемого объема 114
Перегрев пара в охлаждаемом объеме 115
Влияние переохлаждения жидкости 116
Регенеративные теплообменники 118
Влияние снижения давления из-за трения хладагента . . . 120

Глава 9. **Обзор применения холода и холодильного оборудования** . . . 123

История и масштабы применения холода 123
Классификация холодильного оборудования 124
Бытовое холодильное оборудование 124
Торговое холодильное оборудование 124
Промышленное холодильное оборудование 124
Морское и транспортное холодильное оборудование . . . 124
Кондиционирование воздуха . . . 124
Хранение пищевых продуктов . . . 125
Ухудшение качества и порча продуктов 126
Ферменты 126
Микроорганизмы 127
Бактерии 128
Дрожжи 129
Микроскопические грибы (плесени) 129
Контроль возбудителей порчи . 130
Холодильное хранение продуктов . 130
Классификация холодильного хранения 131
Условия хранения 131
Температура хранения . . . 132
Влажность и циркуляция воздуха 132
Смешанное хранение 132
Состояние продукта при закладке на хранение 133
Охлаждение продуктов 133
Относительная влажность и скорость циркуляции воздуха в остывочных камерах . . 133
Комбинированное охлаждение и хранение 134
Замораживание 134
Способы замораживания . . 135
Замораживание в интенсивном потоке воздуха 135
Контактное замораживание упакованных продуктов 136
Замораживание погружением . 137
Быстрое и медленное замораживание 138
Упаковочные материалы 138
Низкотемпературное хранение . . 139
Торговое холодильное оборудование . 139
Холодильные шкафы 139
Малые холодильные камеры . 140
Охлаждаемые прилавки и витрины 140
Оборудование специального назначения 141
Выводы 141

Глава 10. **Расчет тепловой нагрузки** 141
Тепловая нагрузка 141

Продолжительность работы оборудования 142
Расчет тепловой нагрузки . . . 143
Теплоприток через стены . . 143
Тепловая нагрузка от воздухообмена 143
Тепловая нагрузка от продуктов 144
Различные тепловые нагрузки . 145
Факторы, определяющие теплоприток через стены . . 146
Определение коэффициента теплопередачи 146
Разность температур по обе стороны стены холодильной камеры 149
Разность температур по обе стороны потолка и пола . 150
Влияние солнечной радиации 150
Расчет теплопритока через ограждения 151
Расчет тепловой нагрузки от воздухообмена 152
Расчет тепловой нагрузки от продуктов 154
Коэффициент скорости охлаждения 155
Замораживание и хранение продуктов 155
Теплота дыхания фруктов и овощей 170
Тара и упаковочные материалы 171
Расчет тепловой нагрузки, связанной с эксплуатацией камеры 171
Надежность расчета . . . 178
Краткий способ расчета тепловой нагрузки 179

Примеры расчетов 179
Задачи 184

Глава 11. **Испарители** . . . 184

Типы испарителей 184
Гладкотрубные испарители . . 185
Плиточные испарители 185
Ребристые испарители . . . 188
Производительность испарителя . . 189
Коэффициент теплопередачи . 189
Средняя логарифмическая разность температур 191
Влияние количества циркулирующего воздуха на производительность испарителя 192
Площадь поверхности испарителя 195
Схемы испарителей 196
Способы подачи хладагента . . . 198
Разность температур в испарителе . 200
Влияние циркуляции воздуха на состояние продукта 201
Испарители с естественной конвекцией 202
Испарители с принудительной конвекцией 205
Охладители жидкости 208
Двухтрубные испарители 208
Оросительные испарители 209
Баки-охладители 210
Кожухозмеевиковые испарители . . 210
Кожухотрубные испарители . . . 211
Сухие испарители 212
Затопленные испарители 213
Форсуночные испарители . . . 215
Выбор испарителя 215
Системы с непосредственным охлаждением и с охлаждением промежуточным хладоносителем 216
Хладоносители 217
Рассолы 218
Антифризы 219
Рассольные оросительные аппараты 220
Задачи 221

Глава 12. **Работа поршневых компрессоров** 221

Типы холодильных компрессоров . . 221
Цикл сжатия 222
Рабочий объем цилиндра 223
Теоретическая холодопроизводительность 224
Действительная холодопроизводительность 224
Коэффициент подачи компрессора 225
Влияние мертвого объема на коэффициент подачи 225
Влияние давлений всасывания и нагнетания на коэффициент подачи 226
Степень сжатия 226
Дросселирование пара хладагента 227
Влияние нагрева пара хладагента в цилиндре на коэффициент подачи 227
Влияние перетечки пара хладагента в поршнях и клапанах на производительность компрессора 228
Определение коэффициента подачи 228
Изменение производительности компрессора в зависимости от температуры кипения хладагента 229
Влияние температуры конденсации на производительность компрессора . . 230
Мощность для привода компрессора . 232
Изменение мощности, потребляемой компрессором, в зависимости от температуры кипения . . . 232
Влияние температуры конденсации на мощность, потребляемую компрессором 234
Действительная потребляемая мощность 234
Индикаторная мощность . . 235
Изотермическое и изоэнтропное сжатие 236
Влияние мертвого объема на потребляемую мощность . . 237
Частота вращения вала компрессора . 237
Механический КПД 238
Влияние перегрева всасываемого пара на производительность компрессора . 238
Влияние переохлаждения жидкости на производительность компрессора . . 238
Определение номинальной производительности и выбор компрессора . . 239
Определение номинальной производительности и выбор компрессорно-конденсаторного агрегата 240
Примеры расчетов 240
Задачи 241

Глава 13. **Регулирование равновесия и цикличной работы системы** . 242

Баланс системы 242
Графический анализ равновесия системы 243
Изменение производительности испарителя 246
Регулирование производительности компрессорно-конденсаторного агрегата . 246
Производительность холодильной установки и расчетная нагрузка . . . 248
Реле для управления компрессором . 249
Термореле 249
Термочувствительные элементы 249
Регулирование дифференциала 250
Настройка диапазона . . 251
Камерное термореле и термореле испарителя 253
Реле давления 253
Реле высокого давления . 254

Реле низкого давления . 254
Двублочное реле низкого и высокого давлений . . . 255
Поддержание низкого давления в картере компрессора 256
Изменение производительности установки 257
Регулирование производительности испарителя 258
Регулирование производительности компрессора 259
Регулирование производительности нескольких холодильных установок . 262
Задачи 263

Глава 14. **Конденсаторы и градирни** 263
Конденсаторы 263
Нагрузка конденсатора . . . 264
Производительность конденсатора 265
Расход и разность температур охлаждающей среды в конденсаторе 265
Воздушные конденсаторы . . 268
Расход и скорость движения воздуха 270
Определение номинальной производительности и выбор воздушного конденсатора . . . 270
Системы водоснабжения конденсаторов 272
Интенсивность образования накипи 274
Водяные конденсаторы . . . 275
Определение номинальной производительности и выбор водяных конденсаторов 278
Упрощенный расчет номинальной производительности . . . 279
Градирни 279
Конструкции градирен . . . 281
Определение номинальной производительности и выбор градирни 282
Байпасная линия конденсатора 283
Испарительные конденсаторы . . . 284
Определение номинальной производительности и выбор испарительных конденсаторов . . 285
Водорегулирующие вентили . . . 286
Регулирование производительности конденсатора 288
Работа конденсатора в зимнее время . 291
Охладители с замкнутым циклом . 292
Обслуживание конденсатора и градирни 293
Задачи 294

Глава 15. **Поток жидкости, центробежные насосы, трубопроводы для воды**
Поток жидкости 295
Давление жидкости 295
Зависимость напора от давления 296
Статический и скоростной напоры 297
Зависимость давления от энергии 297
Зависимость статического напора от скоростного напора . . 298
Потери напора на трение . . 299
Центробежные насосы 301
Общий напор насоса 303
Определение общего напора насоса 305
Потребляемая мощность . . 306
Конструкции трубопроводов для воды 306
Задачи 307

Глава 16. **Хладагенты** 308
Идеальный хладагент 308
Безопасность 308
Токсичность 312
Воспламеняемость и взрывоопасность 313
Экономичная эксплуатация и другие вопросы 313
Устаревшие хладагенты 329
Фторированные хладагенты . . . 329
Влияние влаги на хладагенты . . . 336
Взаимодействие хладагента и масла . 337
Растворимость хладагента в масле . 338
Обнаружение утечки хладагента . 340
Аммиак 341
Хладагент R11 341
Хладагент R12 342
Хладагент R13 342
Хладагент R22 342
Хладагент R113 343
Хладагент R114 343
Хладагент R500 344
Хладагент R502 344
Хладагент R503 344
Углеводородные хладагенты . . . 345
Вещества для осушки хладагента . 345

Глава 17. **Регуляторы потока хладагента для питания испарителей** . 345
Типы регуляторов и их назначение . 345
Ручной регулирующий вентиль 346
Автоматические регулирующие вентили «После себя» . . . 346
Терморегулирующие вентили (ТРВ). 349
ТРВ с внешним уравниванием 351
ТРВ с ограничением давления 353
ТРВ с газовым заполнением 355
ТРВ с перекрестным заполнением 357
Многоходовые ТРВ и распределители хладагента . . . 358
Расположение ТРВ . . . 360
Расположение дистанционного термобаллона 361
Расположение линии внешнего уравнивания 363

Термоэлектрический регулирующий вентиль (ТЭРВ) 364
Определение номинальной производительности и выбор регулирующего вентиля 365
Капиллярные трубки . . . 366
Регулирование подачи хладагента в затопленный испаритель . 369
Поплавковый регулятор низкого давления 369
Поплавковый регулятор высокого давления 370
Поплавковое реле уровня . 372
Регулирование уровня жидкости с помощью ТРВ . 373
Регулирующие вентили с управляющим устройством 373
Электромагнитные вентили . 375
Регуляторы на всасывающем трубопроводе 378

Глава 18. **Конструкции компрессоров и их смазка** 380

Типы компрессоров 380
Поршневые компрессоры . . 380
Цилиндры 382
Поршни 383
Всасывающие и нагнетательные клапаны 383
Частота вращения коленчатого вала и скорость движения поршня 388
Диаметр цилиндра и ход поршня 389
Коленчатые валы, шатуны и подшипники 389
Сальник коленчатого вала . 389
Смазочные масла, применяемые в компрессоре 391
Химическая стойкость . . . 391
Температуры застывания и помутнения 391
Диэлектрическая прочность . 392
Вязкость 392
Способы смазки 393
Жидкий хладагент в картере компрессора 394
Ротационные компрессоры 397
Винтовые компрессоры 400
Центробежные компрессоры 402
Конструкция и смазка центробежного компрессора 407
Производительность центробежного компрессора 410
Регулирование производительности 412
Холодильные машины с центробежным компрессором . . . 413

Глава 19. **Трубопроводы, арматура, сосуды для хладагента** 414

Материалы трубопроводов 414
Трубные соединения 414
Расположение трубопроводов . . . 415
Вибрация и шум 415
Общие характеристики конструкции . 416
Размер всасывающего трубопровода . 417
Двухтрубные всасывающие линии . 431
Конструкция всасывающего трубопровода 432
Нагнетательный трубопровод . . . 434
Жидкостный трубопровод 436
Трубопровод, соединяющий конденсатор с ресивером 438
Маслоотделители 440
Аммиачные трубопроводы 442
Возврат масла из испарителей затопленного типа 442
Присоединение трубопроводов к картерам компрессоров 443
Указатели потока жидкости . . . 443
Осушители хладагента 444
Фильтры 445
Предохранительные клапаны . . . 445
Вентиль ресивера 445
Вентили компрессора 446
Ручные вентили 446
Задачи 447

Глава 20. **Оттаивание испарителей. Низкотемпературные, многотемпературные и абсорбционные холодильные установки** 448

Оттаивание испарителей 448
Периодичность оттаивания . . 448
Способы оттаивания 448
Оттаивание испарителя орошением водой 449
Оттаивание испарителя электрообогревом 451
Оттаивание испарителя горячим паром хладагента . . 451
Низкотемпературные машины . . . 455
Многоступенчатые машины . . 455
Промежуточные сосуды . . . 456
Каскадные машины 459
Возврат масла в низкотемпературных машинах . . . 461
Разгрузка для пуска компрессоров при снижении температуры кипения и регулирование производительности . . 462
Многотемпературные установки . . 462
Многотемпературные установки с регулированием давления кипения хладагента при помощи электромагнитных вентилей . . . 464
Низкотемпературные установки с несколькими разнотемпературными испарителями 465
Абсорбционные холодильные машины 466
Рабочие вещества абсорбционных машин 468
Машины, работающие на водоаммиачном растворе 468

Машины, работающие на водном растворе бромистого лития . 469
Бытовые абсорбционные машины 470
Сравнение абсорбционных и парокомпрессионных машин . . 471

Глава 21. Электродвигатели и реле 472

Электродвигатели 472
Трехфазные асинхронные двигатели 473
Двигатели с короткозамкнутым ротором 476
Двигатели с фазным ротором 476
Синхронные двигатели . . . 477
Однофазные двигатели . . . 477
Двигатели с расщепленной фазой 478
Двигатели с конденсаторным пуском 478
Двигатели с конденсаторным пуском и работой 479
Двигатели с постоянно расщепленной фазой 479
Двигатели с экранированными полюсами 480
Двигатели герметичных компрессоров 480
Пусковые реле 480
Реле времени 481
Токовое реле 482
Реле напряжения 482
Защита двигателей герметичных компрессоров от тепловой перегрузки . . . 483
Приборы для защиты и управления двигателей 484
Пускатели для пуска двигателя при пониженном напряжении 485
Защита двигателя от перегрузки по току 486
Реле контроля смазки 486
Блокировка реле 488

Приложения 490

Предметный указатель 508

Рой Дж. Доссат

ОСНОВЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Редактор С. И. Яковлева. Художник Ю. П. Тропаков. Художественный редактор Е. К. Селикова. Технический редактор Н. В. Черенкова. Корректоры А. И. Гурычева и Г. А. Лашкина.

ИБ № 405

Сдано в набор 14.04.83. Подписано в печать 15.08.83. Формат 70×90/16. Бумага кн. журн. Литературная гарнитура. Высокая печать. Объем 32,5 п. л. Усл. п. л. 38,03. Усл. л. кр.-отт. 38,03. Уч.-изд. л. 47,61. Тираж 13 500 экз. Заказ № 331. Цена 3 р. 50 к.

Издательство «Легкая и пищевая промышленность»,
113035, Москва, М-35, 1-й Кадашевский пер., 12.

Ярославский полиграфкомбинат Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 150014, Ярославль, ул. Свободы, 97.