

ISSN 0135-4442

Госагропром СССР

Всесоюзный научно-исследовательский институт
информации и технико-экономических исследований
агропромышленного комплекса

НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ИНСТИТУТ ИНФОРМАЦИИ И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ
МЯСНОЙ И МОЛОЧНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Е. Т. Петров

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ СХЕМЫ
ХЛАДОСНАБЖЕНИЯ
С КОНДЕНСАТОРАМИ
ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ



Москва—1987

Автор обзора: канд. техн. наук Е.Т. Петров (Ленинградский технологический институт холодильной промышленности).

УДК 621.57.044

Петров Е.Т. Перспективные схемы хладоснабжения с конденсаторами воздушного охлаждения: Обзорная информация. — М.: АгронИИГЭИМП, 1987. 28 с.: 8 илл. Библиогр.: 38 назв. — (Холодильная промышленность и транспорт).

В обзоре рассмотрены перспективные схемы хладоснабжения с конденсаторами воздушного охлаждения. Описаны рациональные способы регулирования холодильных установок различной мощности. Приведены методические особенности проектирования и эксплуатации холодильных установок с конденсаторами воздушного охлаждения.

ОБЗОРНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

По информационному обеспечению отраслевых программ
и основным направлениям развития отрасли

ХОЛОДИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ И ТРАНСПОРТ

ВВЕДЕНИЕ

Вопросы рационального использования ресурсов страны – одного из актуальных направлений развития народного хозяйства нашли отражение в Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1986–1990 годы и на период до 2000 года.

Значительное сокращение расходов электроэнергии и охлаждающей воды может быть обеспечено за счет широкого внедрения на предприятиях различных отраслей промышленности холодильных установок с конденсаторами воздушного охлаждения (КВО). Опыт применения схем таких установок на ряде предприятий химической, пищеперерабатывающей, газовой и других отраслей промышленности доказывает их эффективность, особенно в районах с умеренным и холодным климатом. Перспективны они и для предприятий мясной и молочной промышленности.

Описание в обзоре схем холодильных установок, приведенных в последних публикациях, доказывает целесообразность применения КВО при проектировании систем хладоснабжения различного назначения. Условием достижения максимальной эффективности при проектировании и эксплуатации холодильных установок является обязательное использование рациональных способов их регулирования. Это обстоятельство обусловило необходимость рассмотрения работ, посвященных их сравнительному анализу.

СХЕМЫ ХЛАДОСНАБЖЕНИЯ С КОНДЕНСАТОРАМИ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК РАЗЛИЧНОЙ МОЩНОСТИ

Холодильные установки малой мощности с КВО распространены в малом торговом оборудовании, бытовых холодильных аппаратах и кондиционерах. Теплоотдача в них осуществляется очень эффективно вследствие принудительной подачи большого количества воздуха с помощью осевого или центробежного вентилятора через конденсатор хо-

лодильного агрегата, за исключением очень малых бытовых аппаратов, которые охлаждаются при естественной циркуляции воздуха. Конденсаторы воздушного охлаждения для малых холодильных установок легко монтируются, недороги в обслуживании, надежно работают при низкой наружной температуре воздуха. Однако для их работы необходимо достаточно большое количество воздуха, при этом работа вентилятора создает шумовой эффект. В зонах с очень жарким климатом давление конденсации может подняться выше нормального из-за относительно высокой температуры окружающей среды. Если же имеется необходимая площадь поверхности, КВО нормально эксплуатируются во всех климатических зонах.

Для малых холодильных машин отечественной промышленностью уже, длительное время выпускаются компрессорно-конденсаторные агрегаты с воздушным охлаждением [30], разрабатываются новые конструкции винтовых конденсаторов воздушного охлаждения [25, 16]. Однако последние наиболее эффективны при работе в составе холодильных установок средней и большой холодопроизводительности. В качестве КВО в таких холодильных установках можно использовать аппараты типа АБМ, АБГ и АВЗ, разработанные ВНИИнефтемашем и выпускаемые серийно на Таллинском, Борисоглебском и других машиностроительных заводах.

В последнее время разработан ряд конструкций КВО во ВНИИхолодмаши [18], ОТИХП, ВНИИхолодпроме [29] и других организациях.

Широкое использование КВО в холодильных установках зависит от следующих особенностей их проектирования и эксплуатации:

широкого диапазона изменения параметров основных элементов холодильной установки в процессе круглогодичной эксплуатации, включая возможность работы при низкой температуре воздуха в режиме без использования компрессоров (при транспортировке хладагента с помощью естественной циркуляции или насоса);

возможности неустойчивой подачи хладагента в охлаждающее устройство при понижении давления конденсации;

увеличения зоны охлаждения пара перед конденсатором при высокой температуре конденсации (в летнее время);

изменения тепловой нагрузки на охлаждающее устройство в процессе эксплуатации;

уменьшения интенсивности оттаивания охлаждающих устройств при понижении давления конденсации (из-за уменьшения температуры пара на нагнетании компрессора).

Паровые нагнетательные и жидкостные трубопроводы при их прокладке через помещения в зимнее время года могут иметь температуру поверхности ниже температуры точки росы и др.

Перечисленные особенности требуют разработки как специальных схемных решений, так и способов регулирования холодильных установок с КВО, обеспечивающих возможность создания эффективных и надежных

холодильных установок. А для этого, в свою очередь, необходимо синтезирование холодильной установки из подсистемы и элементов, имеющих высокоеффективные способы регулирования, благодаря которым осуществляется согласование отдельных элементов системы в процессе эксплуатации и максимально уменьшаются эксплуатационные затраты. Данное обстоятельство имеет особое значение для установок средней и большой производительности. В малых холодильных установках, где основное требование к системе заключается в простоте обслуживания, обычно стремится упростить конструкцию и схему и стабилизировать режим работы установки в течение всего периода эксплуатации, что целесообразно за счет ограничения изменения давления конденсации. Методы стабилизации давления конденсации при изменении температуры внешней среды приведены в следующем разделе обзора.

При максимальном использовании естественного холода холодильная установка работает при переменном давлении конденсации, обусловленном характером изменения температуры окружающей среды. Продолжительность работы при том или ином давлении конденсации определяется главным образом климатическими условиями в районе предполагаемого строительства холодильной установки. Максимальное использование естественного холода возможно только при определенном схемном исполнении холодильных установок и наличии способов регулирования основных элементов системы, обеспечивающих возможность работы при переменном давлении конденсации и холода производительности. Такая тенденция и определила изменение целого ряда предложений по совершенствованию схем одноступенчатых и многоступенчатых холодильных установок, максимально использующих естественный холода и гарантирующих работоспособность системы при самых низких температурах окружающего воздуха.

В первую очередь следует отметить работы, в которых говорится о предполагаемой выработке искусственного холода при низких температурах наружного воздуха (t_f) с помощью естественной циркуляции хладагента $t_o \geq t_f + 10$. При этом циркуляция хладагента будет осуществляться за счет части тепловой энергии, отдыхаемой от охлажденного тела и соответствующего относительного расположения конденсатора и охлаждающего устройства (испарителя), что обеспечивает функционирование таких систем без подвода механической энергии к компрессору.

Первые сведения об использовании естественной циркуляции в схемах холодильных установок появились в работе Честера [32].

Использование принципа естественной циркуляции в схемах крупных холодильных установок с КБО впервые было предложено А.А. Несвицким и В.А. Ивочником. В частности, предлагалось (рис. I) всасывающий и нагнетательный трубопроводы компрессора соединить перепускной линией с запорным вентилем 7, а конденсатор воздушного охлаждения расположить

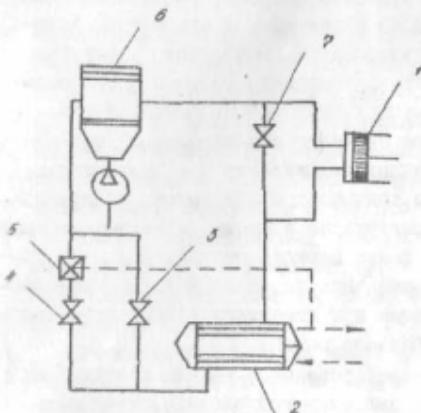


Рис. I. Схема холодильной установки:

1 - компрессор; 2 - испаритель; 3, 4, 7 - запорные вентили; 5 - регулирующий вентиль; 6 - конденсатор воздушного охлаждения

на отметке выше испарителя. Когда под действием низкой температуры наружного воздуха давление конденсации становится ниже давления кипения, компрессор отключается, а запорный вентиль 7 открывается. Принудительная циркуляция хладагента сменяется естественной: пар хладагента, образующийся при кипении в испарителе, поднимается в КВО, жидкый хладагент под действием силы тяжести стекает в испаритель. Позднее [2] предложена комбинация схемного решения (рис.2), когда естественно-циркуляционный контур включен параллельно контуру с принудительной циркуляцией хладагента, т.е. предложена схема холодильной установки с конденсатором водяного охлаждения и дополнительным КВО, включенным в контур с естественной циркуляцией хладагента параллельно трубопроводу, соединяющему компрессор с конденсатором водяного охлаждения.

При параллельной работе конденсаторов компрессор отсасывает пары хладагента из испарителя и нагнетает их в конденсаторы 6 и 3 параллельно, откуда жидкий хладагент через регулирующее устройство поступает в испаритель. Вентили 8 и 10 закрыты, а 7 и 9 - открыты.

При последовательной работе конденсаторов пары хладагента после компрессора поступают в воздушный конденсатор, где происходит частичная конденсация паров, а затем хладагент поступает в водяной конденсатор, где полностью конденсируется, затем через регулирующее устройство 4 поступает в испаритель, регулирующее устройство 5. Вентили 10 и 9 закрыты, а 8 и 7 - открыты.

При независимой работе конденсаторов компрессор нагнетает пары хладагента в конденсатор 3, где он конденсируется и через регулирующее устройство 4 поступает в испаритель, завершая основной цикл.

При понижении давления в воздушном конденсаторе ниже давления в

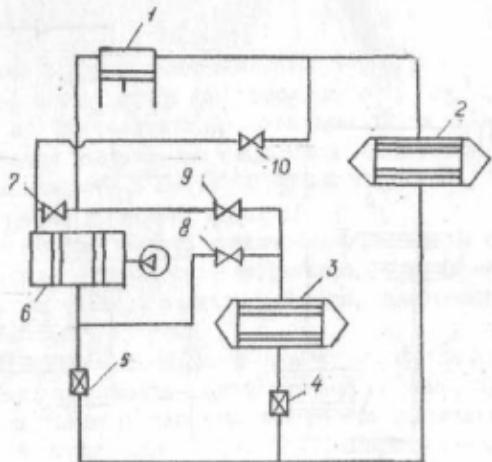


Рис.2. Схема одноступенчатой холодильной установки с параллельной работой конденсаторов водяного и воздушного охлаждения:
1 - компрессор; 2 - испаритель; 3 - конденсатор водяного охлаждения; 4, 5 - регулирующие устройства; 7, 8, 9, 10 - запорные вентили

испарителе остальная часть паров хладагента из испарителя поступает по газовому трубопроводу и открытый вентиль 10 в воздушный конденсатор, где конденсируется, и через регулирующее устройство 5 самотеком поступает в испаритель. Вентили 8 и 7 закрыты, вентиль 9 открыт для обеспечения независимой работы.

Дополнительный контур самоциркуляции в системе охлаждения (испаритель - воздушный компрессор), по мнению авторов, увеличивает холодопроизводительность и повышает экономичность холодильной установки.

Аналогичное решение предлагается в работе 3 при параллельной работе компрессорных холодильных машин, где часть паров из конденсатора, охлаждаемого средой с более высокой температурой, перепускают в конденсатор, охлаждаемый средой с более низкой температурой, а соответствующее количество жидкого хладагента из него направляют после дросселирования в испаритель машины, в которой конденсатор охлаждается средой с высокой температурой.

На рис.3 схематично представлена установка, в которой осуществляется описываемый способ. Она содержит две параллельно работающие холодильные машины, одна из которых имеет компрессор 1, конденсатор водяного охлаждения, дроссельный вентиль 3 и испаритель 4, а вто-

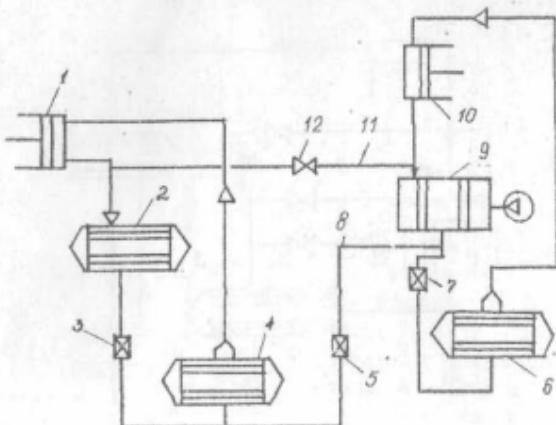


Рис.3. Схема холодильной установки с параллельно работающими компрессорными холодильными машинами:

I, 10 - компрессоры; 2 - конденсатор водяного охлаждения; 3, 5, 7 - дроссельные вентили; 4, 6 - испарители; 8, 11 - мости; 9 - конденсатор воздушного охлаждения; 12 - запорный вентиль

прая - снажена компрессором 10, конденсатором воздушного охлаждения, дроссельным вентилем и испарителем 6. Кроме этого, установка имеет мост 8 с запорным вентилем, соединяющий нагнетательные линии компрессоров I и 10, и аналогичный мост 11 с дроссельным вентилем 5, соединяющий жидкостную полость конденсатора 9 с жидкостной полостью испарителя 4.

Установка работает следующим образом. Компрессор I отсасывает пары хладагента из испарителя 4 и нагнетает их в конденсатор водяного охлаждения. Жидкий хладагент дросселируется в вентиле 3 и испаряет при низком давлении в испарителе 4, производя холодильное действие. В этой машине конденсатор 2 охлаждается водой.

Аналогично во второй машине компрессором 5 отсасывают пары хладагента из испарителя 8 и нагнетают их в конденсатор 6, охлаждаемый окружающим воздухом. Жидкий хладагент поступает через дроссельный вентиль в испаритель 8, в котором, испаряясь при низком давлении, производит холодильный эффект.

В зимнее время, когда температура окружающего воздуха имеет отрицательные значения, давление конденсации паров хладагента в конденсаторе 6 становится более низким, чем в конденсаторе 2. В этом случае открывается вентиль 10 и часть паров хладагента из компрессора

сора I через мост 9 перепускают в конденсатор 6, а соответствующее количество жидкого хладагента из последнего перепускают через мост II и дроссельный вентиль 12 в испаритель 4. При этом большая часть паров хладагента обеих машин конденсируется при низком давлении с соответствующим повышением энергетических показателей всей установки в целом.

Экономическая эффективность предлагаемой установки выражается в снижении расхода электроэнергии, затрачиваемой на производство холода, и в уменьшении расхода охлаждющей воды, проходящей в конденсатор 2.

В работе [4] представлена схема промежуточного охлаждения хладагента с помощью естественно-циркуляционной системы. При этом одновременно осуществляются параллельная работа холодильной установки с принудительной циркуляцией хладагента с помощью компрессора и многоступенчатое охлаждение паров хладагента с помощью естественно-циркуляционной системы того же хладагента.

Аналог работы компрессорной и бескомпрессорной систем охлаждения технологического продукта предложен в работе [23] для промежуточного охлаждения в многоступенчатой холодильной установке с КВО. В периоды, когда давление конденсации выше необходимого давления кипения в многоступенчатом холодильнике, многоступенчатое сжатие выполнено как в компрессорном цикле: жидкий хладагент из КВО дросселируется в межтрубное пространство промежуточного теплообменника, где он кипит, охлаждая хладон, поступающий из первой ступени во вторую. Образующийся при кипении пар по трубопроводу отсасывается компрессором высокой ступени и нагнетается в КВО. При снижении давления конденсации ниже необходимого давления кипения в многоступенчатом холодильнике за счет переключения арматуры осуществляется переход на одноступенчатую схему работы. Многоступенчатое охлаждение реализуется путем естественной циркуляции хладагента без затрат энергии на работу сжатия в компрессоре высокой ступени.

В последние годы появились работы, в которых предложены схемные решения, использующие в той или иной степени принципы естественной циркуляции хладагента в холодильных установках [6, 7, 33].

Охлаждающие устройства на предприятиях мясной и молочной промышленности имеют самое разнообразное расположение КВО, теплообменные секции которых в отечественной практике устанавливают обычно на отдельно монтируемые опорные конструкции. За рубежом известен опыт установки КВО на крыших промышленных зданий и верхних площадках открытых эстакад. Различное расположение охлаждающих устройств как на одноэтажных, так и многоэтажных холодильниках и предприятиях мясной и молочной промышленности не позволяет использовать в ряде случаев естественную циркуляцию хладагента, в подобном случае должны быть использованы методы его принудительной циркуляции.

При работе холодильной установки с компрессором уже в процессе понижения давления конденсации возникают повышенные требования к надежности подачи хладагента в охлаждающие устройства, что обеспечивается одним из следующих способов подачи хладагента:

под действием разности давлений конденсации и кипения (в этом случае необходима проверка работоспособности при минимальной его разности с учетом относительного расположения конденсаторов и охлаждающих устройств и гидравлических потерь);

под действием суммарного воздействия разности давлений конденсации и кипения и напора столба жидкости (при расположении конденсатора на определенной отметке над охлаждающим устройством);

под действием напора, создаваемого насосом, или суммарного воздействия разности давлений конденсации и кипения, напора столба жидкости и насоса.

Выбор того или иного способа подачи хладагента определяется относительным расположением конденсаторов и охлаждающих приборов, гидравлическими потерями в трубах, значением температуры кипения и максимальным значением температуры конденсации.

Схема холодильной установки и соответствующий способ подачи хладагента должны быть выбраны в результате проведения сравнительных технико-экономических расчетов с учетом условий эксплуатации и специфики производства.

Первые результаты теоретических и экспериментальных исследований холодильных установок с КВО и использованием естественно-циркуляционных контуров получены в работах Ленинградского технологического института холодильной промышленности; выполнена серия проектных исследований холодильных установок с использованием естественно-циркуляционных контуров, что доказывает их перспективность для определенных климатических зон страны. Однако ряд вопросов, касающихся регулирования и устойчивости работы естественно-циркуляционного контура при колебаниях тепловых нагрузок, температуры окружающего воздуха и других параметров, а также особенности работы схем с насосной подачей хладагента требуют проведения исследований на полупромышленной или промышленной установке. Для этой цели в институте смонтирована холодильная установка мощностью 150 кВт, обеспечивающая возможность исследования контура как с естественной циркуляцией хладагента, так и с принудительной подачей жидкого хладагента насосом.

На рис.4 приведена схема экспериментального стенда. Цели предполагаемого исследования на стенде - упрощение схемы, расширение возможного диапазона исследуемых режимов работы компрессорной холодильной установки, включая режимы, характерные для схем с естественной циркуляцией холодильного агента, а также испытание детандеров при переменных условиях работы.

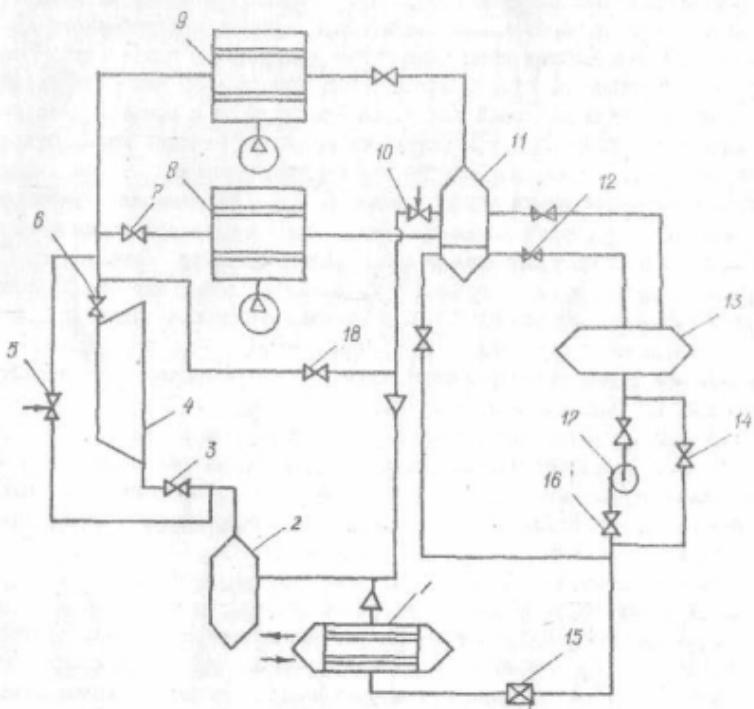


Рис.4. Схема экспериментального стенда для исследования процессов в холодильной установке с КВО:
 1 - испаритель; 2 - каплеотделитель; 3, 5, 6, 7, 14, 16 - запорная арматура; 4 - компрессор; 8 - конденсатор воздушного охлаждения; 9 - теплообменник воздушного охлаждения; 10, 12, 15, 18 - регулирующая арматура; II - отделитель жидкости; 13 - ресивер; 17 - центробежный насос

для достижения поставленных целей в схему стенда введены дополнительный участок обводного трубопровода с арматурой, соединяющий всасывающую и нагнетательную стороны компрессора (детандера), и насос, расположенный между ресивером и испарителем; конденсатор выполнен в виде аппарата воздушного охлаждения, а в качестве привода используется динамометр. Стенд содержит последовательно соединенные испаритель, каплеотделитель, компрессор, КВО, отделитель жидкости, ресивер, центробежный насос для перекачки холодильного агента, теплообменник воздушного охлаждения и, кроме того, регулирующую и запорную арматуру (затворы). Компрессор и насос имеют обводные линии трубопроводов с арматурой 3 и 14.

Стенд работает следующим образом. Холодильный агент из испарителя направляется через каплеотделитель в ступень центробежного компрессора. После сжатия пары хладагента поступают в конденсатор воздушного охлаждения, откуда охлажденный холодильный агент подается за счет перепада давлений или через арматуру 16 с помощью насоса в испаритель. Нагрузка в испарителе снимается с помощью воды. Отделитель жидкости служит для максимального использования столба жидкости в спускной линии трубопровода. С целью уменьшения размеров теплообменного оборудования при испытаниях компрессора в цикле холодильной машины организуется вспомогательный контур "газовое кольцо" с теплообменником для охлаждения хладагента. Испытание компрессора осуществляется регулированием его расхода с помощью задвижек 3 и 5. Тогда хладагент через задвижку 5, минуя компрессор, поступает в КВО. Далее через ресивер жидкий хладагент насосом через открытую задвижку 16 подается в испаритель.

Стенд для испытания элементов холодильной машины, компрессоров и детандеров позволяет использовать характеристики различных элементов холодильной установки в широком диапазоне изменения любых параметров, включая работу стендов по режиму с естественной циркуляцией холодильного агента при отключенному компрессоре. Особое значение приобретает возможность испытаний как компрессоров, так и детандеров в одной схеме холодильной установки. С помощью стендов возможна отработка всех методов оптимального регулирования компрессорной холодильной установки с КВО в процессе круглогодичной эксплуатации (от расчетного режима до режима с естественной циркуляцией холодильного агента).

В работе [9] предлагаются схемы многоступенчатых холодильных установок, которые обеспечивают возможность работы как с естественной циркуляцией хладагента, так и с насосной подачей хладагента при понижении давления конденсации. На рис.5 представлена схема многоступенчатой компрессорной установки с конденсаторами воздушного охлаждения. В летнем режиме работы, когда давление конденсации хладагента значительно выше, чем давление кипения в испарительной секции II, в которой холод производится при более высокой температуре кипения, пары хладагента засасываются из секций II, I2, I3 и нагнетаются ступенями I, 2, 3 компрессора в конденсатор. Жидкий хладагент сливается в ресивер и после переохлаждения в промежуточном сосуде подается через вентиль 9 и регулирующие вентили снова в испарительные секции. Насос в это время не работает, вентили 17, 15 и 8, а также регулирующий вентиль (задвижка) 18 закрыты. Температура кипения хладагента в секциях II и I2 регулируется клапанами 14 и 16. В зимнее время, когда давление конденсации ниже давления кипения в секциях II и I2, в работу включается насос (в ряде случаев может оказаться целесообразной установка отдельных насосов на каж-

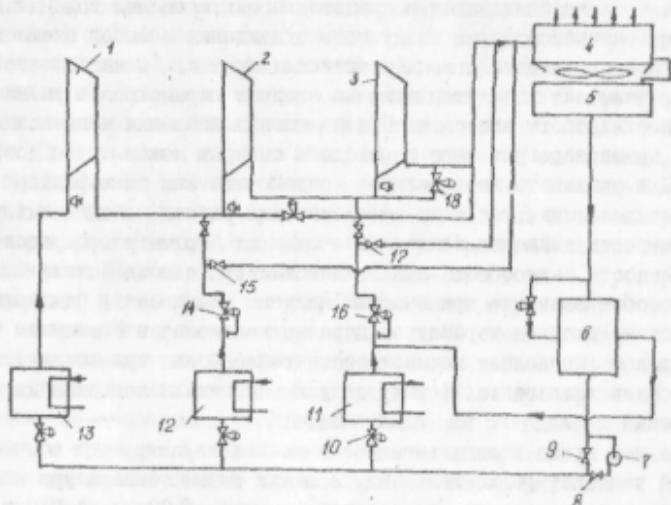


Рис.5. Схема многоцелевой холодильной установки конденсаторами воздушного охлаждения:
1, 2, 3 - ступени компрессора; 4 - конденсатор воздушного охлаждения; 5 - ресивер; 6 - переохладитель; 7 - насос; 8, 9, 15, 17 - вентили; 10, 18 - регулируемые вентили (задвижки); 11, 12, 13 - испарители; 14, 16 - регулирующие клапаны

I, 2, 3 - ступени компрессора; 4 - конденсатор воздушного охлаждения; 5 - ресивер; 6 - переохладитель; 7 - насос; 8, 9, 15, 17 - вентили; 10, 18 - регулируемые вентили (задвижки); 11, 12, 13 - испарители; 14, 16 - регулирующие клапаны

дую температуру кипения), отключаются ступени 2 и 3, и открываются вентили 17, 15 и 8. В этом случае работает только первая ступень компрессора I, отсасывающая пары хладагента из секции 13, а из секций II и III пары по обводным линиям непосредственно поступают в конденсатор, минуя компрессор. Отключение отдельных ступеней компрессоров любого типа можно осуществить отключением индивидуальных приводов, а в турбокомпрессорных установках (при отключении отдельных секций) – еще и закрытием входных регулирующих аппаратов с подключением обводной линии [10]. Описанные схемы характеризуются несовершенством процесса понижения давления пара после испарителя в зимнее время (дросялизированием); использование в схемах детандеров [11] в отдельных случаях экономически обоснованно для районов с холодным климатом в течение длительного времени и при низкой температуре воздуха.

В отдельных работах [6, 7] предлагается использование аккумуляторов холода в схемах с КВО, что в ряде случаев позволяет повысить эффективность работы установок в процессе круглогодичной эксплуатации.

Одна из важнейших задач в процессе проектирования холодильных установок с конденсаторами воздушного охлаждения – выбор схемного решения узла охлаждения и конденсации хладагента. До настоящего времени мало внимания уделяется влиянию входных параметров пара на эффективность работы аппарата. При повышении давления конденсации в летнее время перегрев пара на входе в аппарат может достигать 50–80°C и оказывать значительное воздействие как на характер процесса конденсации, так и на эффективность работы холодильных установок. Скорость движения хладагента – один из параметров, определяющих эффективность теплообмена при конденсации; его воздействие может иметь особое значение при высоком нагреве хладагента. Одновременное воздействие входных параметров пара во взаимосвязи с внешним тепловым потоком определяет интенсивность теплообмена при охлаждении и конденсации хладагента, формирует условия начала конденсации и распределения последнего по рядам аппарата.

В летнее время холодильные установки эксплуатируются обычно при высокой температуре конденсации, в связи с чем температура нагнетательного пара для таких хладагентов, как R 22, R 717 и R 290, достигает 100–130°C. Из-за низкой интенсивности теплоотдачи со стороны воздуха в конденсаторах воздушного охлаждения образуется зона охлаждения перегретого пара хладагента. В связи с низкой интенсивностью теплоотдачи от охлаждаемого пара величина площади теплообменной поверхности, занятой зоной охлаждения, оказывается в конденсаторах воздушного охлаждения существенной, что снижает эффективность аппарата.

Отсутствие достаточно надежных рекомендаций для проектировщиков узла охлаждения перегретого пара и конденсации привело к большому разнообразию необоснованных схемных решений, используемых в проектах холодильных установок. Так, в ряде организаций КВО применяется только в качестве охладителя, а в качестве конденсатора – аппарат водяного охлаждения. В других – наоборот: охладитель – аппарат водяного охлаждения, конденсатор – воздушного охлаждения. В одних проектах учитывается зона охлаждения, в других – эта зона исключена из рассмотрения.

В практике проектирования до настоящего времени используются схемы как с совместным, так и с раздельным проведением процессов охлаждения и конденсации. В связи с этим схемы обвязки аппаратов бывают параллельные, параллельно-последовательные и комбинированные, в которых наряду с аппаратами водяного охлаждения используются теплообменники с водяным охлаждением.

В работах [20, 31] указывается на возможность и перспективность в ряде случаев использовать совместную параллельную или последовательную работу конденсаторов водяного и воздушного охлаждения, при этом конденсаторы водяного охлаждения небольшой поверхности можно

использовать в основном для снятия пиковых нагрузок в летнее время. В дальнейшем при более низких температурах воздуха эти аппараты могут быть отключены или использованы в качестве переохладителей.

В каждом из аппаратов воздушного охлаждения может быть предусмотрена как параллельная связка секций, так и последовательно-параллельная. Представляют интерес аппараты воздушного охлаждения, когда схема предполагает совместное проведение процессов охлаждения и конденсации и равномерное распределение хладагента по всем аппаратам, в свою очередь, весь поток отдельного аппарата распределяется по секциям аппарата. Достоинство такой связки – простота трубопроводных коммуникаций, возможность регулирования температуры конденсации отключением поверхности и вентиляторов. При такой схеме связки аппаратов и секций невозможно интенсифицировать теплообмен за счет увеличения скорости движения хладагента на входе в трубное пространство.

Раздельное проведение процессов охлаждения и конденсации можно реализовать при параллельной схеме связки аппаратов с параллельной работой двухходовых секций или последовательно-параллельной работой секций и при последовательно-параллельной схеме связки аппаратов (рис.6). При последовательно-параллельной работе секций в схеме с параллельной связкой аппаратов первая группа секций (одна или несколько) предназначена для хладагента, а вторая – для реализации процесса конденсации. Такая работа секций позволяет интенсифициро-

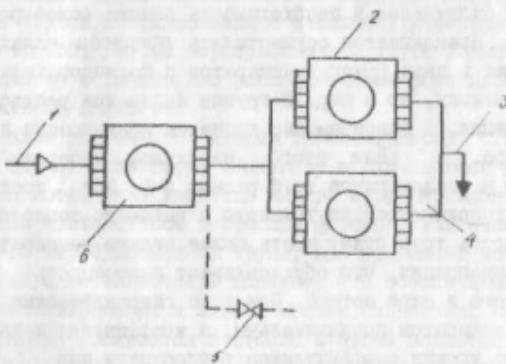


Рис.6. Схема последовательно-параллельной связки отдельных аппаратов:
1 – нагнетательный трубопровод; 2 – конденсатор воздушного охлаждения; 3 – жидкостный трубопровод; 4 – входной коллектор; 5 – вентиль на дренажном трубопроводе;
6 – аппарат водяного охлаждения перегретых паров хладагента

вать процессы охлаждения и конденсации за счет увеличения скорости движения хладагента, но их трубопроводная связка более сложна и должна быть оборудована отборами для отвода конденсата. При понижении температуры атмосферного воздуха появляется возможность конденсации в секциях для охлаждения пара, что приводит к увеличению гидравлического сопротивления, а в отдельных случаях - к созданию гидравлических пробок. Конденсат отводится обычно из выходного коллектора через гидравлический затвор в ресивер. Регулирование системы изменением расхода воздуха отдельных секций может исключить избыточное накопление конденсата, однако раздельное регулирование секций для охлаждения и конденсации значительно усложнит эксплуатацию аппаратов водяного охлаждения.

При последовательно-параллельной связке аппаратов раздельная реализация процессов охлаждения и конденсации осуществляется в отдельных группах аппаратов. В этом случае регулирование системы изменения расхода воздуха несколько облегчается, так как условия работы всех секций каждой группы аппаратов идентичны.

Авторы ряда работ [19, 17] отдают предпочтение раздельному проведению процессов охлаждения и конденсации перед совместным. Однако анализ эффективности работы холодильных установок с учетом гидравлических потерь в аппаратах [28] при раздельном проведении процессов охлаждения и конденсации позволил выявить значительный рост этих потерь при стремлении увеличить коэффициент теплоотдачи в аппаратах зоны охлаждения и необходимость поиска более рационального решения задачи. Предлагается осуществлять процессы охлаждения и конденсации тоже в двух группах аппаратов с последовательно-параллельной схемой связки, но в первой группе аппаратов реализовать не процесс охлаждения, а одновременно процессы конденсации и охлаждения перегретого пара. Для этого необходимы аппараты с длиной труб 1,5-3,0 м и числом рядов труб равным 4-5. При соответствующем соотношении интенсивностей внутреннего и внешнего теплообмена внутренняя поверхность труб будет иметь более низкую температуру, чем температура конденсации, что обуславливает возможность конденсации пара, перегретого в ядре потока. При этом гидравлические потери в первой группе аппаратов незначительны, а коэффициент теплоотдачи превышает обычные уровни коэффициентов теплоотдачи при конденсации насыщенного пара. В работах [21, 28] приведены результаты экспериментального исследования процесса конденсации перегретого пара R 12 в одиночной трубе. Опытное подтверждение преимущества холодильных установок в производственных условиях, работавших согласно данному предложению, пока отсутствует.

Повышению эффективности узла охлаждения и конденсации хладагента посвящена также работа С.В.Макарьева и Т.Ф.Кругловой, в которой анализируются различные методы, в том числе и способ повышения эф-

фективности работы системы за счет подачи жидкого хладагента в трубопровод непосредственно перед конденсатором. Однако в работе не произведено подробного исследования предлагаемых схем с учетом технико-экономических показателей.

В ряде работ предлагается охлаждение перегретого пара осуществлять за счет контактного теплообмена пара с мелкодисперсной жидкостью или барботирования его через слой жидкого хладагента. На этом принципе работают все промежуточные сосуды типа СПА. Как показывают результаты анализа, наибольшую эффективность при использовании этого способа имеют аммиачные холодильные установки. Обычны впрыски жидкого хладагента в поток перегретого пара оказывается в большинстве случаев неэффективным из-за того, что значительная доля жидкости сразу попадает на поверхность трубопровода, при этом снижается эффективность теплообмена и увеличиваются гидравлические потери. При барботировании пара через слой жидкости гидравлические потери также существенны, что ограничивает возможность использования этих охлаждающих устройств при большой единичной производительности компрессорных агрегатов.

В работе [14] предлагаются конструкция и принцип работы теплообменника контактного типа, позволяющего повысить эффективность холодильных установок с конденсаторами воздушного охлаждения за счет его установки между компрессорами и конденсаторами. Устройство (рис.7) содержит секцию, выполненную из корпуса с вертикальной перфорированной трубой и теплообменной насадкой, размещенной между корпусами и трубой; внутри перфорированной трубы установлен вертикальный коллектор с равномерно расположенными форсунками или спальми для распыления жидкости.

Теплообменник работает следующим образом. Через нагнетательный трубопровод пар от коллектора поступает в охлаждающее устройство, при этом основной поток пара движется внутри перфорированной трубы. Жидкость подается противотоком с помощью форсунок или сопел. Попадая на поверхность перфорированной трубы, она протекает через перфорацию на теплообменную металлическую насадку, что обеспечивает дополнительное время контактирования в зоне с малыми скоростями пара. Направившаяся жидкость собирается в отсеке и снова подается насосом на разбрзгивание в коллектор. С целью интенсификации теплообменников на входе в теплообменник контактного типа устанавливается сопло с отверстиями в узком сечении для эжектирования жидкости, ее распыления и разгона. Данное устройство при высокой эффективности теплообмена позволяет существенно уменьшить потери на участке компрессор - конденсатор. Оно может быть использовано также и для промежуточного охлаждения перегретого пара в цикле двухступенчатой холодильной машины. Устройство при необходимости может быть укомплектовано сепаратором.

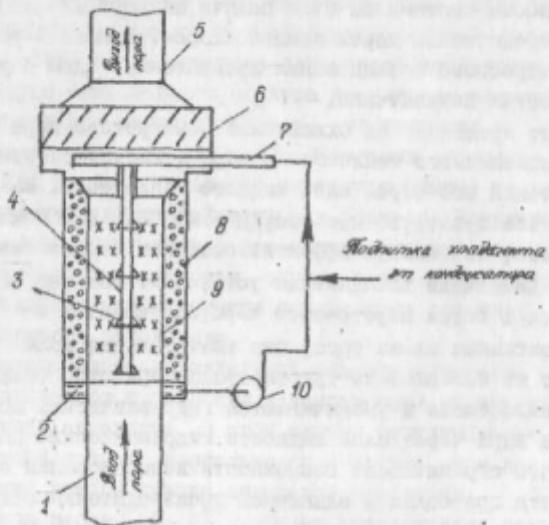


Рис.7. Теплообменник контактного типа:

1 - входной патрубок; 2 - сборный отсек; 3 - форсунка (сопло); 4 - вертикальный коллектор; 5 - выходной патрубок; 6 - сепаратор; 7 - жидкостный горизонтальный коллектор; 8 - насадка; 9 - парфорированная труба; 10 - насос

При значительных перегревах хладагента и ограничении по высоте, если предполагается установка контактных теплообменников в помещении, возможна схема холодильной установки с двухсекционным конденсаторо-водчиком и дренажным ресивером. Введение двух секций позволяет более полно реализовать процесс охлаждения пара после компрессора и тем самым сократить размеры поверхностных теплообменников для охлаждения и конденсации пара, уменьшить энергетические затраты на привод вентиляторов. Повышение эффективности систем с аппаратами контактного типа обеспечивается в основном за счет того, что вся тепловая нагрузка (на зону охлаждения и конденсации) снимается в одной группе аппаратов (конденсаторах). При этом состояние пара на входе в аппараты близко к состоянию насыщения, что также повышает эффективность их работы путем увеличения скорости движения пара на входе в трубное пространство КВО без опасности образования большой зоны охлаждения.

Насосная подача хладагента в схемах холодильных установок позволяет применять аппараты контактного типа не только для охлаждения пара перед конденсатором, но и для промежуточного охлаждения паров в схемах двухступенчатых установок. На рис. 8 представлена схема

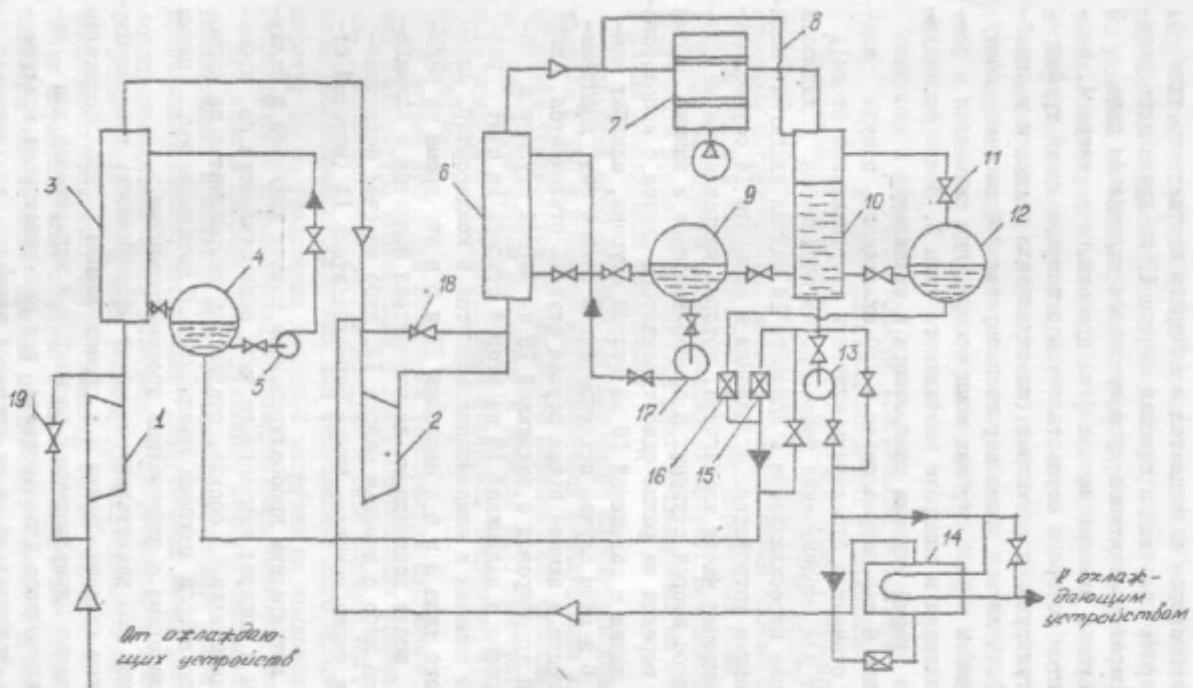


Рис. 8. Схема двухступенчатой холодильной установки с однократным дросселированием:
 1,2 - ступени компрессора; 3, 6 - теплообменники контактного типа; 4, 9 - дренажные ресиверы;
 5, 13, 17 - насосы; 7 - конденсатор воздушного охлаждения; 8 - уравнительная линия;
 10 - отде́литель жидкости; 11, 18, 19 - задвижки; 12 - ли́нейный ресивер; 14 - переохлаждитель хладаген-
 та; 15, 16 - регулирующие венти́ли

двухступенчатой холодильной установки с однократным дросселированием и использованием аппаратов контактного типа. В такой установке пар перед конденсатором охлаждается в аппарате контактного типа 6, в который жидкость подается с помощью насоса 17 из дренажного ресивера 9. В аппарате контактного промежуточного охлаждения пара 3 жидкость подается с помощью насоса 5 из дренажного ресивера 4, подпитка хладагентом которого осуществляется с помощью линий трубопроводов с регулирующими вентилями (из отделителя жидкости и линейного ресивера). В летнее время пар из испарительной системы поступает на всасывание первой ступени компрессора, где сжимается с последующим охлаждением в аппарате контактного типа 3. После последующего сжатия во второй ступени компрессора и охлаждения в аппарате контактного типа 6 пар направляется в КВО охлаждения, откуда жидкий хладагент стекает в отделитель жидкости (вертикальный стояк); линия 8 служит для выравнивания давлений. Из отделителя жидкости насосом 13 после первоохлаждения в аппарате 14 жидкий хладагент подается в охлаждающее устройство. Охлаждение в аппарате 14 осуществляется за счет кипения части хладагента, которая направляется на промежуточный подсос второй ступени. В осенне-весенне и зимнее время года возможен переход на режим одноступенчатого сжатия с использованием обводной линии с задвижкой 18 на второй ступени, аппарат контактного типа 6 в этом случае отключается. В режиме без компримирования хладагента в зимнее время первая ступень отключается, пар через обводной трубопровод с задвижкой 19 на первой ступени и обводной трубопровод с задвижкой 18 на второй ступени за счет разности давлений кипения и конденсации подается в конденсатор. Аппараты контактного типа 3 и 6 с насосами 17 и 5 в это время не работают. Жидкость после конденсации из отделителя подается в охлаждающее устройство либо с помощью насоса 13, либо за счет естественной циркуляции через вентиль, минуя переохладитель 14 (который отключается).

В схемах с двухкратным дросселированием подача жидкости в охлаждающие приборы и аппарат контактного типа осуществляется из промежуточного разделятельного сосуда, откуда пар направляется на промежуточный подсос второй ступени компрессора. В остальном эта схема почти идентична схеме с однократным дросселированием.

Использование КВО значительно повышает эффективность насосно-циркуляционных схем хладоснабжения и с промежуточным хладоносителем [30]. Размещение циркуляционных ресиверов и испарителей для охлаждения промежуточного хладоносителя под конденсаторами воздушного охлаждения, установленными на открытой площадке, обеспечивает возможность устойчивой работы системы даже на режимах с естественной циркуляцией хладагента. В общем случае стабилизировать подачу жидкости можно за счет установки регулирующих вентилей, работающих в различных диапазонах давления конденсации, причем при малой разности

ти давлений конденсации и кипения и на режимах с естественной циркуляцией может оказаться целесообразным использование высокорасходных пилотных вентилей. При использовании КВО в насосно-циркуляционных схемах хладоснабжения, когда циркуляционные ресиверы значительно удалены от холодильного компрессорного цеха, целесообразна установка специального насоса для транспортирования хладагента от КВО до циркуляционного ресивера.

Перечисленные в работе схемы установок с КВО и соответствующие рекомендации могут оказаться полезными при реконструкции предприятий, а также в процессе синтеза систем хладоснабжения на стадии проектирования.

РЕГУЛИРОВАНИЕ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК С КОНДЕНСАТОРАМИ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Повышение эффективности работы холодильных установок с КВО в процессе круглогодичной эксплуатации требует разработки оптимальных способов регулирования, которые, устанавливая соответствие согласованным законам изменения регулируемых параметров всей системы, обеспечивали бы минимум эксплуатационных затрат. Все законы должны быть получены в процессе оптимизационных исследований на стадии проектирования холодильных установок.

Важнейшей особенностью регулирования параметров холодильной установки с КВО в процессе круглогодичной эксплуатации является поддержание температуры охлаждаемого объекта (или охлаждаемого продукта) при значительном колебании в течение года температуры окружающего воздуха и соответствующем изменении температуры конденсации хладагента.

В летнее время при повышении температуры наружного воздуха возрастает температура конденсации и энергопотребление холодильной установки. Повышенные температуры воздуха в ряде случаев могут препятствовать достижению необходимых для технологического процесса низких температур из-за увеличения тепловой нагрузки на конденсатор, наружных теплопритоков и уменьшения холодопроизводительности компрессоров.

При низкой температуре окружающего воздуха снижается давление конденсации, в связи с чем возможно существенное увеличение холодопроизводительности, что создает диспропорцию между располагаемой холодопроизводительностью установки и потребностью в холодае.

Поддержание требуемой температуры охлаждаемого объекта (или охлаждаемого продукта) осуществляется обычно изменением производительности поршневых компрессоров в широком диапазоне степеней повышения давления конденсации, причем предпочтение имеют в данном случае способы плавного регулирования. Наиболее перспективными из них являются изменение числа оборотов компрессора, отжим пластин всасывающих клапанов, изменение объема мертвого пространства; дросселирование на всасывании и др.

Регулирование объемной производительности винтовых компрессоров при изменении температуры конденсации осуществляется с помощью золотниковых регуляторов. Однако, если поршневые компрессоры обеспечивают возможность уменьшения потребляемой мощности в течение всего диапазона изменения степени повышения давления (от расчетного до 1), то в случае применения винтовых компрессоров наиболее экономичен режим, соответствующий условию равенства внутренней и внешней степеней повышения давления, так как при последующем уменьшении степени повышения давления резко падает значение эффективного КПД компрессора. Поэтому в схемах двухступенчатых холодильных установок с КВО может оказаться целесообразным использование агрегатов типа АЦ с винтовыми компрессорами в первой ступени и с поршневыми — во второй.

Для повышения эффективности холодильных установок с винтовыми компрессорами и КВО необходима разработка конструкций регулирующих устройств, обеспечивающих возможность изменения внутренней степени повышения давления.

При переменном давлении конденсации регулирование центробежных компрессоров можно реализовать с помощью входных регулирующих аппаратов, отключением отдельных секций или корпусов, изменением числа оборотов, применением комбинированных способов регулирования [10, 15] и др. В частности, применение входных регулирующих аппаратов позволяет резко сократить эксплуатационные затраты по сравнению со стабилизированным по давлению конденсации режимом.

В случае, когда $t_f < t_m - 10$ (t_m — промежуточная температура), может появиться возможность отключения верхней ступени (секции) компрессора, а при $t_f < t_o - 10$ — полное отключение компрессора. Температура воздуха, при которой осуществляется отключение, должна быть определена на стадии проектирования.

Условие минимума эксплуатационных затрат при конкретных значениях температуры окружающего воздуха достигается регулированием температуры конденсации. Наиболее эффективными являются такие способы регулирования, которые обеспечиваются за счет изменения расхода воздуха (изменением числа оборотов вентиляторов, изменением угла поворота лопастей вентилятора, отключением вентиляторов). При этом каждому значению температуры воздуха должно соответствовать такое значение температуры конденсации, которое определяет условие минимума суммарных эксплуатационных затрат на приводы компрессоров и вентиляторов КВО. Регулирование температуры конденсации хладагента изменением расхода воздуха с помощью изменения угла установки лопастей целесообразно осуществлять автоматически с использованием пневматического или электромеханического привода (устанавливаются на КВО типа АНГ и АВЗ). Интервал изменения угла установки лопастей составляет от 25 до минус 10 градусов. Возможность автоматического непрерывного изменения угла установки лопастей позволяет осуществлять

оптимальное регулирование, при котором положение лопасти в каждый момент времени соответствует определенной температуре воздуха. Благодаря автоматическому регулированию можно поддерживать температуру конденсации хладагента в пределах $\pm 1^{\circ}\text{C}$.

Расход воздуха можно изменить также с помощью жалюзи, которые обычно устанавливаются на выходе потока из теплообменной секции. Управляют открытием жалюзи вручную или автоматически, причем возможно дифференцированное использование жалюзи одного аппарата. Несмотря на то, что жалюзи являются самым распространенным регулирующим органом, они не обеспечивают экономии энергетических затрат.

В летнее время никовое повышение давления конденсации устраивают адиабатным увлажнением воздуха, увеличением его массового расхода с помощью увеличения частоты вращения вала вентилятора или посредством увеличения угла установки лопастей. Адиабатное увлажнение воздуха позволяет понизить его температуру на $5\text{--}10^{\circ}\text{C}$. Для этого используются форсунки дисперсионного распыления воды или насадки с пористым наполнителем. Существующие системы увлажнения еще недостаточно совершенны, так как в большинстве случаев не происходит адиабатического снижения температуры охлаждающего воздуха из-за недостаточно тонкого распыления воды в потоке воздуха. Увеличение степени распыления, достигаемое уменьшением диаметра проходных сечений форсунок, хотя и позволяет увеличить эффективность увлажнения, но приводит к быстрому засорению сечения форсунок и выходу их из строя. Кроме того, нецелесообразно длительное использование увлажнения как интенсификатора процесса теплообмена из-за образования отложений на сребрений поверхности и соответствующего увеличения термического сопротивления. Учитывая это, в процессе проектирования следует предусматривать более надежные методы снятия никовых нагрузок при максимальных значениях температуры воздуха. Наиболее рациональными средствами для решения указанной задачи являются установка вентиляторов с некоторой избыточной производительностью, а также дополнительная установка конденсаторов водяного охлаждения с малой поверхностью.

Что касается расхода энергии на производство холода, то режимы работы холодильных установок при низких давлениях конденсации хладагента весьма благоприятны, но из-за малой разности давлений кипения и конденсации может существенно уменьшиться питание хладагентом охлаждающих устройств через регуляторы его подачи, особенно при использовании терморегулирующих вентилей. Компенсировать же уменьшение разности давлений кипения и конденсации увеличением проходного отверстия в столь широких пределах не всегда удается.

В малых холодильных установках подача необходимого количества хладагента обычно осуществляется за счет стабилизации давлений конденсации, что не дает возможность полностью использовать естественный холод для снижения энергопотребления холодильных машин. С целью

ограничения понижения давления конденсации используются изменение угла установки лопастей вентиляторов, закрытие жалюзи конденсатора, подтопление конденсатора жидким хладагентом, а также отключение или части вентиляторов, или части теплообменной поверхности конденсаторов, или отдельных аппаратов [22, 24].

В последнее время широкое распространение получили способы ограничения понижения давления конденсации, основанные на подтоплении конденсатора жидким хладагентом. Производительность конденсатора снижается из-за уменьшения активной теплопередающей поверхности, так как часть поверхности занята жидким хладагентом. Эти способы обеспечивают плавность регулирования производительности конденсатора. В работе [24] описаны конструкции устройств для удержания жидкости в трубах конденсаторов, а также схемные решения для обеспечения их надежной работы. На линии стока жидкости из конденсатора в линейный ресивер поставлен регулятор "до себя", который при понижении давления конденсации прикрывается, чем создается сопротивление стоку конденсата; конденсатор подтачивается; давление конденсации повышается. На линии пропуска пара в линейный ресивер предусмотрен регулятор давления "после себя", позволяющий поддерживать в ресивере необходимое давление и не допускать чрезмерного переохлаждения жидкого хладагента. В теплое время года он автоматически закрывается.

В установках, не предусматривающих стабилизацию давления конденсации, необходима разработка мероприятий, обеспечивающих подачу необходимого количества жидкого хладагента в охлаждающие устройства при любом давлении конденсации. В схемах холодильных установок с охлаждающими устройствами, не имеющими ярко выраженного уровня, подача хладагента в охлаждающие устройства осуществляется по перегреву хладагента с помощью регуляторов с плавными характеристиками. Изменение подачи хладагента в охлаждающие устройства, в которых имеется свободный уровень хладагента, также осуществляется с их помощью.

Таким образом, регулирование холодильной установки с КВО сводится к регулированию температуры охлаждающего объекта (или температуры технологического продукта) и температуры конденсации при условии обеспечения подачи необходимого количества хладагента в охлаждающие устройства при произвольном значении температуры окружающего воздуха. Системное регулирование управляемых параметров холодильной установки с помощью перечисленных способов в соответствии с результатами предварительного оптимизационного исследования дает возможность не только обеспечить технологический режим хранения или охлаждения продуктов, но также и минимальные эксплуатационные затраты.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ материалов публикаций за последние 5 лет позволяет сделать вывод, что наиболее перспективными схемами хладоснабжения с КВО являются следующие: с раздельным проведением процессов охлаждения и конденсации в отдельных поверхностных теплообменниках или отдельных секциях теплообменников; с раздельным проведением процессов охлаждения и конденсации перегретого пара и конденсации насыщенного пара в отдельных поверхностных теплообменниках; с контактным способом охлаждения перегретого пара и конденсацией насыщенного пара (или близкого к состоянию насыщения) в поверхностных теплообменниках.

Результаты оптимизационных исследований простейших схем хладоснабжения с КВО подтверждают, что решающее значение на изменение приведенных затрат как систем непосредственного, так и рассольного способов охлаждения оказывают затраты на компрессор и конденсатор воздушного охлаждения. Использование оптимизационных исследований на стадии проектирования позволяет снизить приведенные затраты в среднем на 10-25% для различных климатических зон страны по сравнению с эксплуатацией установки при стабилизированном давлении конденсации.

Для зоны с умеренным климатом оптимальные значения минимальных перепадов температур следующие: в конденсаторах воздушного охлаждения - 5,0-7,0; в испарителях - 1,8-2,5.

Отключение компрессора при оптимальном сочетании поверхностей конденсаторов и испарителей следует производить при снижении температуры окружающей среды на 7-10°C ниже температуры кипения. При работе установки без использования компрессора температуру конденсации следует поддерживать постоянной, изменения расход воздуха через КВО.

На обводных трубопроводах компрессоров необходима установка задвижек с электроприводом с единой системой управления, что обеспечит одновременное открытие или закрытие их при изменении режима работы (переход на режим без компрессора и обратно).

Хидростатические и паровые нагнетательные трубопроводы, расположенные в помещениях, должны быть изолированы и проверены на условие невыпадения конденсата при минимальной температуре конденсации в зимнее время года. Это обстоятельство требует принятия точных проектных решений, которые позволили бы максимально увеличить долю трубопроводов, емкостного и теплообменного оборудования, предназначенных для установки на наружных открытых или закрытых эстакадах.

ЛИТЕРАТУРА

1. А.с. 498454 СССР, МКИ³ Р 25 В 1/02. А.А.Несвицкий, В.А.Ивочкин /Холодильная установка. - Опубл. 05.01.76. Бюл. Открытия, изобретания, № 1, С.117.
2. А.с. 759807 СССР, МКИ³ Р 25 В 1/00. А.А.Несвицкий, В.А.Ивочкин, А.П.Мельников /Холодильная установка.-Опубл. 30.08.80. Бюл. Открытия, изобретения, № 32, С.163.
3. А.с. 806996 СССР, МКИ³ Р 25 В 1/00. А.А.Несвицкий, А.П.Мельников, В.В.Строев /Способ параллельной работы компрессорных холодильных машин. - Опубл. 23.02.81. Бюл.Открытия, изобретения, № 7, С.156.
4. А.с. 596788 СССР, МКИ³ Р 25 В 1/10. А.П.Кабаков, В.А.Максименко, В.П.Парфенов, А.А.Несвицкий /Многоступенчатая компрессорная холодильная установка. - Опубл. 05.03.78. Бюл. Открытия, изобретения, № 9, С.155.
5. А.с. 866358 СССР, МКИ³ Р 25 В 1/10. А.П.Кабаков, В.А.Максименко, В.П.Парфенов, А.А.Несвицкий /Многоступенчатая компрессорная холодильная установка. - Опубл.23.09.81. Бюл.Открытия, изобретения, № 35, С.177.
6. А.с. 673820 СССР, МКИ³ Р 25 В 1/00. А.М.Андреев, А.П.Черно-брзец, В.И.Мацов, Т.С. Камарова /Холодильная установка. - Опубл. 15.07.79. Бюл. Открытия, изобретения, № 26, С.140.
7. А.с. 731215 СССР, МКИ³ Р 25 В 1/00. Е.Т.Петров, М.З. Печатников, Ю.В.Говердовский, А.А.Несвицкий /Холодильная установка.- Опубл.30.04.80. Бюл. Открытия, изобретения, № 16, С.195.
8. А.с. 8533II СССР, МКИ³ Р 25 В 1/10. А.П.Мельников, А.А.Несвицкий, В.В.Строев, А.Н.Кабаков /Двухступенчатая холодильная установка. - Опубл.07.08.81. Бюл. Открытия, изобретения, № 19, С.182.
9. А.с. 787816 СССР, МКИ³ Р 25 В 1/10. Е.Т.Петров, М.З.Печатников, Ю.В.Говердовский, Л.А.Смирнова /Холодильная установка. - Опубл. 15.12.80. Бюл.Открытия, изобретения, № 46, С.179.
10. А.с. 879040 СССР, МКИ³ Р 04 В 27/00.Ю.В.Говердовский, Е.Т.Петров, Л.А.Смирнова, В.И.Петров /Способ регулирования многосекционного центробежного компрессора.-Опубл. 07.10.81. Бюл.Открытия, изобретения, № 41, С.142.

11. А.с. 737725 СССР, МКИ³ F 25 в 19/00. О.В.Парижский, В.П.Чепуренко, В.В.Лисин, Л.Ф.Лагота /Способ регулирования холодильной установки.- Опубл. 30.05.80. Бюл.Открытия, изобретения, № 20, С.195.
12. А.с. 1030625 СССР, МКИ³ F 25 в 1/04.А.Н.Кабаков, В.А.Максименко, А.А.Несвицкий /Холодильная установка. -- Опубл.23.07.83. Бюл. Открытия, изобретения, № 27, С.154.
13. А.с. 1028967 СССР, МКИ³ F 25 в 1/10. А.Н.Кабаков, В.А.Максименко, А.А.Несвицкий, А.П.Мельников /Холодильная установка. -- Опубл.15.07.83. Бюл.Открытия, изобретения. № 26, С.126.
14. А.с. 813108 СССР, МКИ³ F 28 в 3/04. Е.Т.Петров,Л.А.Смирнова /Устройство для охлаждения паров.- Опубл. 15.03.81. Бюл. Открытия, изобретения. № 10, С.148.
15. Бухарин Н.Н. О комбинированном регулировании холодильных центробежных компрессоров. - В кн.: Повышение эффективности холодильных машин: Межвузовский сборник научных трудов. Л.: ЛТИХП, 1982. С.73-88.
16. Евсиюк В.М. Новая модель воздушного конденсатора//Холодильная техника, 1984. № 7. С.50-51.
17. Кабаков А.Н.,Несвицкий А.А. Пути снижения энергозатрат при использовании аппаратов воздушного охлаждения в холодильных установках: Тезисы докладов III Всесоюзной научно-технической конференции по холодильному машиностроению. М.:ЦНИИхимнефтемаш, 1982.
18. Кротков В.Н., Новиков М.М. Комплексное холодильное оборудование для объектов агропромышленного комплекса//Холодильная техника, 1985. № 4. С.2-3.
19. Криков Н.П., Оглазков Ю.И., Орбис-Лиас В.С. Интенсификация работы аппаратов воздушного охлаждения в режиме конденсации холодильных агентов:Тезисы докладов III Всесоюзной научно-технической конференции по холодильному машиностроению. М.: ЦНИИхимнефтемаш, 1982.
20. Криков А.П. Аппараты воздушного охлаждения. М.:Химия, 1983.
21. Курылев Е.С., Петров Е.Т., Путилин С.А. Влияние перегрева пара на процесс в конденсаторе холодильной установки: Тезисы докладов III Всесоюзной научно-технической конференции по холодильному машиностроению. М.: ЦНИИхимнефтемаш, 1982.
22. Курылев Е.С., Герасимов Н.А. Холодильные установки. Л.: Малгиностроение, 1980. С.622.
23. Лагутин А.Е., Диего Кинтеро Кабрера, А.Л.Пархоменко. Экспериментальное исследование теплообменного оборудования холодильных установок: Тезисы докладов III Всесоюзной научно-технической конференции по холодильному машиностроению. М.: ЦНИИхимнефтемаш, 1982.
24. Лэнгли Б.К. Холодильная техника и кондиционирование воздуха /Пер. с англ.; Под ред. Л.Г.Каплана. М.:Легкая и пищевая промышленность, 1981.

25. Никульшин Р.К., Петриман Е.Ф., Васько В.Б. и др. Экспериментальное исследование фреоновых воздушных конденсаторов из прокатно-сварных панелей //Холодильная техника, 1984. № 7. С.31-36.
26. Петров Е.Т., Михновская Е.Л., Печатников М.З., Говердовский Ю.В. Оптимизация холодильных установок в процессе автоматизированного проектирования: Сб.научн.тр. ИИИИнефть. М.: ЦНИИЭИнефтехим, 1982.
27. Петриман Е.Ф., Никульшин Р.К. Исследование теплообмена и гидродинамики в каналах листотрубных воздушных конденсаторов холодильных машин, работающих на хладоне: Тезисы докладов II Всесоюзной научно-технической конференции по холодильному машиностроению. М.: ЦНТИхимнефтемаш, 1982.
28. Печатников М.З., Петров Е.Т., Игнатьева А.Н., Путилин С.А. Особенности проектирования аппаратов для охлаждения и конденсации хладагента: Тезисы докладов Всесоюзной конференции "Пути увеличения выпуска и сохранения качества пищевых продуктов: внедрение безотходных и малоотходных технологий на основе использования искусственного холода". М.: ВНИКТИхолодпром, 1984.
29. Бедосеев Ю.А., Вольных Ю.А., Гоголин В.А., Бордо Э.Ф., Медникова Н.М. Создание и освоение серийного производства стальных трубчато-ребристых конденсаторов воздушного охлаждения типа ВКЛ на Страненском заводе "Комплект Холодмаш": Тезисы докладов II Всесоюзной научно-технической конференции по холодильному машиностроению. М.: ЦНТИхимнефтемаш, 1982.
30. Холодильные машины: Справочник "Холодильная техника" /Под ред. А.В.Быкова. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. С.280.
31. Шавра В.М., Голик С.Р., Громоздкин С.Н., Рогова В.А. Тенденция конструирования воздушных конденсаторов малых холодильных машин //Холодильная техника, 1982. № 7. С.54-58.
32. Patent № 3744264 (USA). Refrigeration apparatus and method of operating for powered and non-power cooling modes/Inventor Chester D.Were. Filed: 28.03.72; Published.
33. Patent № 7739534 (Fr). Installation de refroidissement par changement de phase/Endins Matra. Filed: 28.12.77; Published 27.07.79. G 12 B 15/00.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	I
Схемы хладоснабжения с конденсаторами воздушного охлаждения холодильных установок различной мощности	I
Регулирование холодильных установок с конденсаторами воз- душного охлаждения	19
Заключение	23
Литература	24

Замеченные опечатки

Страница	Строка	Напечатано	Следует читать
3	13 снизу	хладагента	хладагента при
3	3 снизу	В. А. Ивочкиком.	В. А. Ивочкиком /1/.
7	21 сверху	межступенчатое сжатие	межступенчатое охлаждение
8	18 снизу	промышленности;	промышленности и Омского политех- нического институ- та
12	17 сверху	температура на- гнетательного пара	температура пара перед конденсато- ром
13	21 сверху	для хладагента	для охлаждения хладагента
14	12 сверху	водяного	воздушного

Цена 40 к.

Индекс 63249

АГРОНИТЭММП. Обзорная информация.
сер.Холдинговая промышленность и транспорт, 1987, 1-28 с.