Предисловие

В конце семидесятых годов в компании Альфа Лаваль был разработан паяный пластинчатый теплообменник. Он находит все более широкое применение в установках, где необходимы компактные и прочные теплообменники с высокими коэффициентами теплопередачи и большим количеством передаваемой теплоты.

Одним из наиболее важных применений теплообменника являются холодильные системы, о которых и пойдет речь в этом руководстве.

Перед вами четвертое издание. Со времени выхода первого издания состоялась интенсивная дискуссия о хладагентах, как новых, с эффектом смещения или без него, так и натуральных, таких как пропан и аммиак. Эта дискуссия оказала влияние на разработку оборудования, в том числе и пластинчатых теплообменников.

В частности, это проявилось в стирании границы между небольшими паянными пластинчатыми теплообменниками для галогеносодержащих углеводородов, применяемыми в системах непосредственного охлаждения, и большими полусварными пластинчатыми теплообменниками для аммиачных систем затопленного типа. С одной стороны, аммиак все чаще используется в системах непосредственного охлаждения с никелевыми паяными ПТО, с другой, появились большие паяные ПТО, пригодные для затопленных систем.

Поэтому в этом новом издании речь идет не только о паяных ПТО, но и о больших сварных и полусварных ПТО. В конце концов, тепловые и гидравлические свойства одинаковы для всех ПТО, от самых маленьких паяных до больших теплообменников с прокладками.

Назначение этого справочника – объяснить принципы работы паяных, сварных и полусварных пластинчатых теплообменников. Приведенные сведения позволят грамотно проектировать, устанавливать и эксплуатировать ПТО, а также устранять возникающие неисправности.

Справочник состоит из двух частей. Первая часть - данная книга – содержит общую информацию о ПТО, применяемых в холодильных системах. Она состоит из восьми глав и четырех приложений. Хотя каждая глава может изучаться независимо, мы иногда делали ссылки на соответствующие разделы.

Вторая часть – каталог продукции - содержит подробную информацию о выпускаемых изделиях.

Неоценимую помощь при подготовке данного руководства оказали коллеги из Альфа Лаваль в Италии и за ее пределами, прежде всего, Bernard Pasquier, Loris Sartori, Mats Stromblad и Alvaro Zorzin, которым я выражаю свою благодарность.

Наконец, я благодарю жену и сына за понимание и терпение, проявленное ими в долгие рабочие вечера. Особенно Эрика, который считает, что отцов выпускают со встроенными портативными компьютерами.

Алонте, Италия, 1-е июня 2001 г.

Claes Skuhede

1. Применения. Основной холодильный цикл и применения пластинчатых теплообменников

Диаграмма «давление-энтальпия»

Термодинамические свойства хладагента обычно представляют с помощью диаграммы «давление-энтальпия», т.е. графика функции логарифма давления от энтальпии. Свойства хладагента являются параметрами этой функции. Пример такой диаграммы представлен на рис. 01. Основные обозначения на этом рисунке:

- Сплошная линия изображает насыщенную жидкость, двойная линия – насыщенный пар. Вместо давления может быть использована температура насыщения. Эти две линии пересекаются в критической точке, отмеченной на рисунке кружочком. Разность энтальпий на этих двух линиях при данном давлении является скрытой теплотой парообразования.
- Область слева от черной линии соответствует переохлажденной жидкости, а область справа от двойной черной линии – перегретому пару. Между ними находится область, соответствующая смеси насыщенной жидкости и пара.
- Линии равной концентрации проходят через точки, в которых концентрация пара в смеси жидкость-пар одна и та же.
- Изотермы проходят через точки с одинаковой температурой переохлажденной жидкости или перегретого пара.
- Изэнтропы отображают процессы, проходящие без теплообмена с окружающей средой, например, сжатие хладагента.
- Иногда на диаграммах изображают изохоры (линии постоянного объема).

Основной цикл

На рис. 01 представлен основной холодильный цикл в виде диаграммы «давление-энтальпия» с указанием физических компонентов. Для изучения цикла мы можем пройти по нему, начиная с любой точки, но обычно удобно начинать с немного переохлажденного жидкого хладагента, например, при температуре 35 ˚C и давлении 15,33 бар. Это давление соответствует температуре насыщения 40 ˚C. На рисунке данная точка обозначена буквой A.

Это удобная начальная точка, потому что ее положение обычно слабо меняется, несмотря на различные модификации основного цикла, которые будут рассмотрены позже.

A-B. Жидкость расширяется в регулирующем вентиле. При этом она не обменивается с окружающей средой энергией, ни тепловой, ни механической. Расширение проходит при постоянной энтальпии. Процесс расширения представлен на рис. 01 прямой линией, перпендикулярной оси энтальпии.

Когда давление начинает уменьшаться, сначала ничего не происходит; температура остается почти постоянной. Наконец, давление жидкости достигает кривой насыщения. Дальнейшее уменьшение давления означает, что температура также должна уменьшаться, иначе жидкость будет перегрета, что является термодинамически неустойчивым состоянием.

Таким образом, жидкость охлаждается, и выделившаяся энергия идет на испарение части жидкости, или, другими словами, испаряющаяся жидкость охлаждает оставшуюся жидкость. Чем меньше давление, тем больше жидкости испарится.

B. Жидкость достигла конечного давления. Долю испарившейся жидкости можно определить при помощи линий равных концентраций. В нашем примере хладагент расширился до давления 1,63 бар (-30 ˚C), концентрация пара при этом составляет 33,9%.

B-D. Частично испарившийся хладагент поступает в испаритель. Там испаряется оставшаяся жидкость, производя, таким образом, необходимый холодильный эффект. Сначала состояние хладагента достигает точки C (100 % насыщенный пар), но обычно в испарителе происходит небольшой перегрев – система переходит в точку D.

D. Пар выходит из испарителя с давлением 1,63 бар (равновесная температура -30 ˚C), перегретый до -25 ˚C.

D-E. Пар сжимается в компрессоре до давления конденсации. Сжатие должно быть по возможности идеальным, то есть пару должна быть передана не тепловая, а механическая энергия, чтобы поднять давление до необходимого уровня, в нашем примере до 15,3 бар, что соответствует 40 ˚C.

Это означает, что пар должен сжиматься изэнтропически, на диаграмме процесс должен идти по изэнтропе D-E'. Обратите внимание на отличие от процесса расширения A-B. Там не было обмена энергией с окружающей средой, поэтому хладагент расширялся по изоэнтальпе. Здесь не происходит теплообмена, но подводится механическая энергия, поэтому хладагент сжимается по изэнтропе. Как видно на диаграмме, при сжатии увеличивается температура хладагента. Причем увеличение температуры происходит быстрее, чем увеличение давления, поэтому хладагент не только остается газообразным, но еще и перегревается.

Однако сжатие не может произойти идеально. Существует внутреннее трение между движущимися частями пара, трение смазочного масла, перетекание сжатого газа в зону всасывания и т.д. Все это приводит к дополнительному нагреву пара. Поэтому пар будет сжиматься не по изэнтропе D-E', а по какому-то неопределенному пути с более высокой конечной температурой, обозначенной точкой E. Количество этой добавленной энергии зависит от эффективности компрессора h. Таким образом:

$H_E - H_D = (H_{E''} - H_D) / h$ (реальная мощность компрессора)

Зная (от изготовителя) значение h и значения $H_{E'}$ и H_D (из диаграммы), можно вычислить H_E. Кроме того, зная конечное давление (из диаграммы) находим температуру хладагента на выходе из компрессора.

E-F. Перегретый пар выходит из компрессора при довольно высокой температуре. Он несет энергию, слишком ценную, чтобы ее терять. Перегрев можно устранить в специальном теплообменнике, а полученное тепло использовано для производства горячей воды или для отопления помещений.

F-A. Наконец, пар поступает в конденсатор, возможно слегка перегретым (чуть правее точки F), и конденсируется. Конденсат обычно выходит из конденсатора не насыщенным, а немного переохлажденным, и процесс возвращается в начальную точку A с давлением 15,33 бар (40 ˚C) и температурой 35 ˚C.

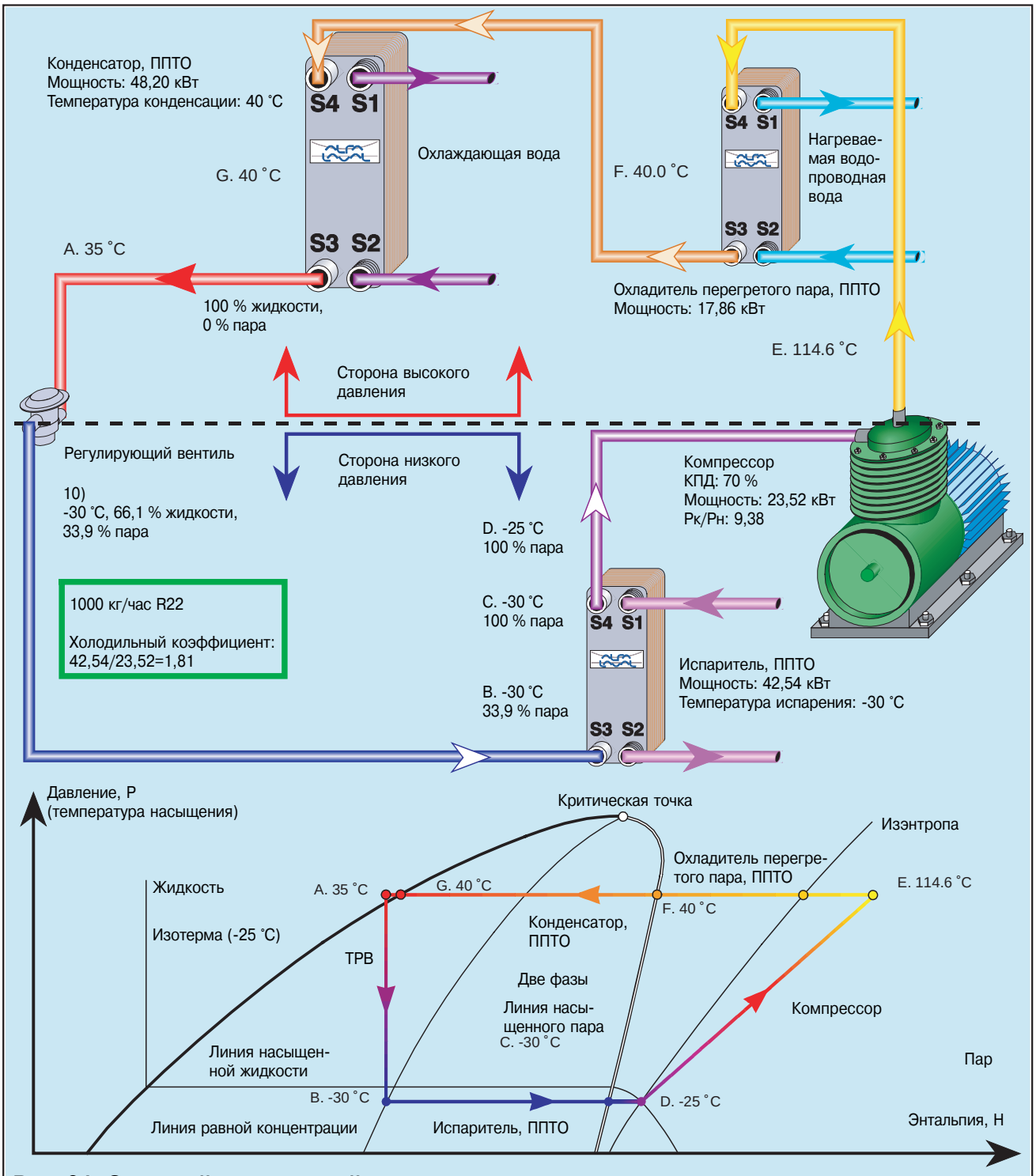


Рис. 01. Основной холодильный цикл

Задача холодильной установки – отвести теплоту от имеющей низкую температуру технологической жидкости или воздуха и передать его другой среде, которой может быть вода или воздух.

На рисунке показана схема холодильной установки, состоящей из испарителя, компрессора, конденсатора, расширительного устройства и соединительных труб. Это минимальный набор компонентов, необходимый для реализации основного компрессионного холодильного цикла.

Давление представлено как функция от энтальпии жидкости и пара. Область слева от линии насыщенной жидкости соответствует жидкому состоянию, а справа от линии насыщенного пара – парообразному. Между этими линиями находится область двухфазного состояния. Указанные линии пересекаются в критической точке. Остальные свойства хладагента могут быть представлены как параметры, например, изотермы (линии постоянной температуры). На рисунке показана изотерма -25 °C. Это почти вертикальная линия в области жидкости, поскольку удельная теплоемкость жидкости слабо зависит от давления. В области пара это наклонная кривая, поскольку удельная теплоемкость пара сильно зависит от давления (и температуры).

На рисунке также приведена изэнтропа, линия, отражающая изменение агрегатного состояния без теплообмена между хладагентом и окружающей средой. Идеальное сжатие должно идти по линии D-E', но из-за неизбежного тепловыделения при трении реальное сжатие идет по линии D-E, то есть до более высокой конечной температуры.

3. Промежуточные охладители и переохладители.

Очень часто на месте расположения холодильных установок имеется доступ к артезианской воде. Как правило, непосредственное использование такой воды слишком дорого, однако ее можно применять в дополнение к градирням. Поскольку температура артезианской воды обычно значительно ниже, чем оборотной, непосредственное использование артезианской воды для охлаждения приводило бы к потере возможного источника холода. Такую воду рационально применять во вспомогательных охлаждающих устройствах, требующих максимально низкой температуры теплоносителя.

Два таких возможных применения показаны на рис. 02. Для удобства сравнения этой системы с основным холодильным циклом предполагается, что температуры конденсации и испарения, а также количество хладагента в обеих системах одинаковы.

В этой системе применяется испаритель непосредственного охлаждения (глава 4, «Испарители и отделители жидкости», §5), но мог бы применяться и термосифонный испаритель (глава 4, «Испарители и отделители жидкости», §3). С точки зрения термодинамики процесс в обоих случаях протекает одинаково с одним исключением: из термосифонного испарителя обычно выходит не перегретый, а насыщенный пар. Чтобы иметь возможность сравнивать две системы, мы предположим, что пар на своем пути к компрессору перегревается на 5 K, а необходимая для этого теплота поступает от охлаждаемой жидкости.

Для правильной работы регулирующего вентиля необходимо поддерживать требуемое давление в ресивере жидкого хладагента (ЖР). См. гл. 5, «Конденсаторы и ресиверы жидкого хладагента», рис. 10.

Заметим, что система с термосифоном должна быть оснащена маслоотделителем. Такая система обсуждается в гл. 8, «Масла и хладагенты».

В состав рассматриваемого контура входят переохладитель конденсата и промежуточный охладитель перегретого пара. Оба устройства охлаждаются артезианской водой.

Применение этих двух устройств приводит к снижению температуры хладагента на выходе из компрессора до 88 °C. Эта температура существенно ниже температуры разрушения масла, но еще достаточно высока для использования хладагента в качестве источника тепла для получения горячей воды, хотя и с более низким теплосодержанием и более низкой температурой. Более того, холодильный коэффициент возрастает примерно на треть, с 1,81 до 2,40. Это достигается благодаря следующим трем эффектам:

- Более низкая температура хладагента перед регулирующим вентилем означает, что для достижения в испарителе температуры –30 °C должно испариться меньшее количество хладагента.
- Соответственно, в испарителе оказывается больше жидкого хладагента и его производительность увеличивается. Возросшая эффективность работы компрессора означает снижение его потребляемой мощности.
- На вторую ступень сжатия поступает более холодный пар, что приводит к дальнейшему снижению нагрузки компрессора.

В рассматриваемых примерах принято, что в контуре циркулирует хладагент R22 с расходом 1000 кг/час. В этом случае холодопроизводительность возрастает от 42,54 кВт до 48,53 кВт, в то же время суммарная потребляемая мощность уменьшается с 23,52 кВт до 20,2 кВт.

Эти термодинамические эффекты могут применяться двояко:

- сохранить неизменной производительность испарителя, но уменьшить нагрузку на компрессор
- сохранить неизменной нагрузку компрессора, но увеличить производительность испарителя.

Реальные характеристики, как основного цикла, так и любого из улучшенных циклов, зависят от требуемой суммарной холодопроизводительности, КПД компрессоров в реальных рабочих условиях, типов конденсаторов и испарителей, доступности охлаждающей воды, площадей и т.д.

Компоненты холодильного контура

Процесс расширения хладагента и применяемые устройства

Во всех типах холодильных циклов имеется переход, при котором жидкий хладагент расширяется от давления конденсации до давления испарения, от точки A до точки B на рис. 01. Хладагент испаряется и одновременно охлаждается до температуры испарения.

Для расширения хладагента может быть использовано любое сужающее (дросселирующее) устройство, в котором падение давления будет равно разности давлений конденсации и испарения для фактического расхода хладагента.

Из законов гидродинамики известно, что перепад давлений

возрастает с	Увеличением	длины трубы шероховатости поверхности трубы количества поворотов потока изменений скорости потока
	Уменьшением	гидравлического радиуса площади поперечного сечения трубы

Теоретически, каждый из этих параметров может быть использован для управления перепадом давления. Однако трудно себе представить устройство, которое использовало бы для этого шероховатость поверхности трубы. Кроме того, количество поворотов потока и длина трубы непосредственно связаны друг с другом, так же как гидравлический радиус, поперечное сечение и изменение скорости потока.

Для регулирования перепада давления применяются три устройства:

- **Вентиль**. Существует множество конструкций, но основной изменяемый параметр - это поперечное сечение, а следовательно, скорость потока. Одновременно с этим изменяется гидравлический диаметр, поток слегка меняет направление и ускоряется. Энергия, затраченная на ускорение потока, в дальнейшем полностью не восстанавливается при торможении потока.

  Длина и шероховатость канала в вентиле слабо влияют на перепад давления.

- **Диафрагма**. Тот же принцип, что у вентиля, но все параметры фиксированы.
- **Капиллярная трубка**. Это тонкая длинная трубка, которую для экономии места обычно сворачивают в спираль. Все вышеперечисленные параметры влияют на перепад давления и должны быть согласованы друг с другом.

  Капиллярная трубка может иметь большее сечение, чем диафрагма, так как длина трубки является существенным фактором, определяющим потерю давления. Это важно для устройств небольшой мощности, поскольку в них пришлось бы устанавливать диафрагму с отверстием столь малого диаметра, что оно легко засорялось бы в результате износа элементов холодильного контура.

  Капиллярные трубки являются стандартным решением для небольших систем, например для холодильников.

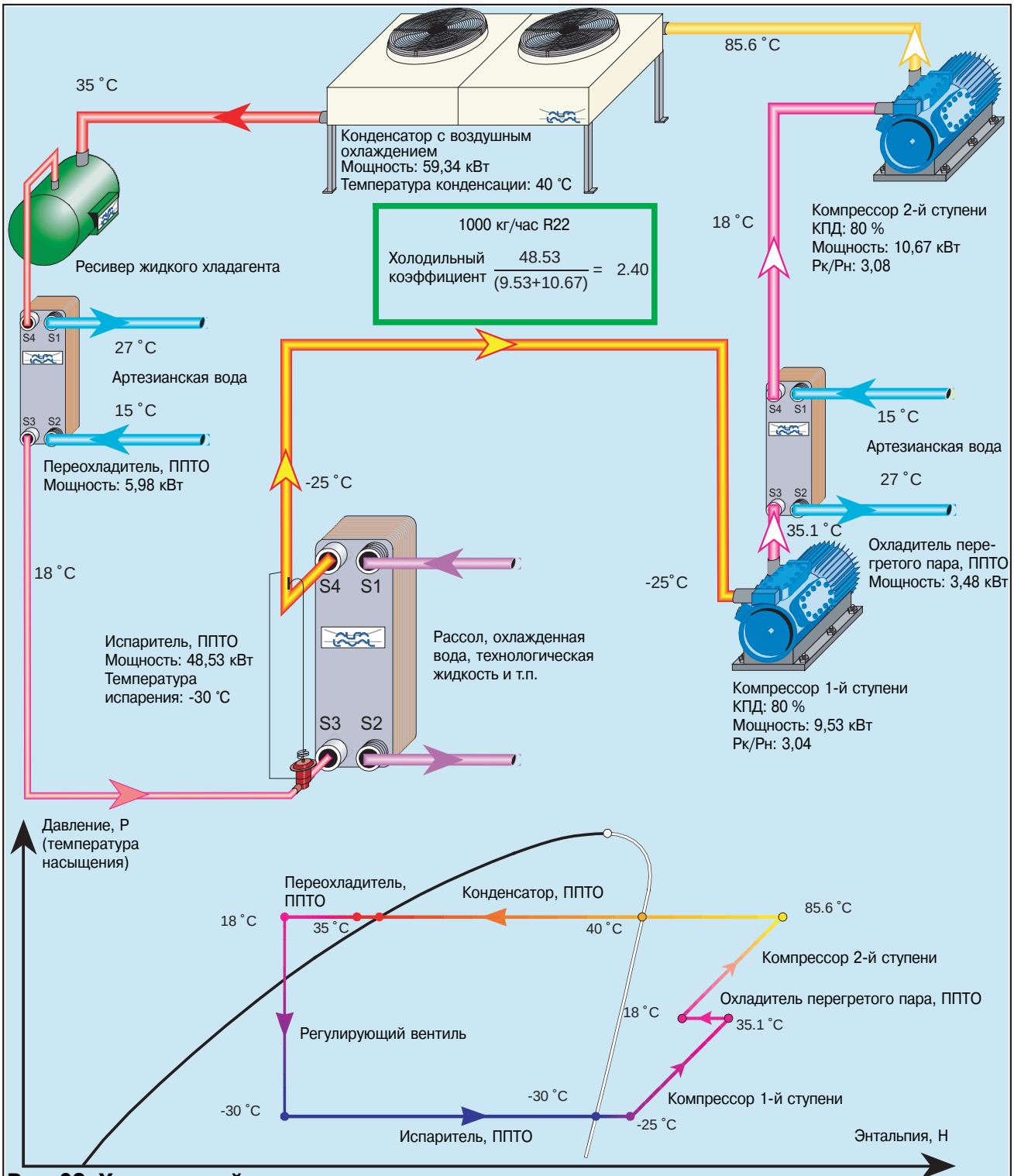


Рис. 02. Холодильный контур с охладителем перегретого пара и переохладителем

Фактически, это - основной холодильный контур, но с установкой переохладителя в дополнение к конденсатору и промежуточного охладителя между компрессорами первой и второй ступеней. Использование этих дополнительных охладителей увеличивает холодильный коэффициент и обеспечивает более высокую холодопроизводительность при том же количестве хладагента.

Для устранения перегрева и конденсации паров хладагента применяется конденсатор с воздушным охлаждением. Хладагент выходит из конденсатора переохлажденным до 35 °C. После этого он переохлаждается артезианской водой до 18 °C в ППТО.

Дальнейшее усовершенствование состоит в применении двухступенчатого сжатия, реализуемого либо с помощью двух последовательно соединенных компрессоров, либо с помощью двухступенчатого компрессора. Включение промежуточного охладителя между компрессорами можно реализовать только тогда, когда пар выходит из компрессора первой ступени и затем входит в компрессор второй ступени, возможно, вместе с паром, имеющим промежуточное давление. Другими словами, включение промежуточного охладителя невозможно, если компрессор имеют только один вход для промежуточного пара.

Оптимальное промежуточное давление обычно принимается равным среднему геометрическому между давлениями испарения и конденсации и в данном примере приблизительно соответствует 0 °C

Пары хладагента выходят из первой ступени примерно при 35 °C и охлаждаются артезианской водой в ППТО до 18 °C. Чем выше плотность пара, тем большее количество хладагента поступает в компрессор второй ступени, т.е. тем выше мощность. Аналогично, чем выше плотность пара, тем меньше объем хладагента в компрессоре второй ступени, т.е. тем компактнее компрессор.

После прохождения расширительного устройства хладагент представляет собой двухфазную смесь жидкости и пара. Жидкость должна испариться в испарителе и обеспечить, тем самым, холодильный эффект. Осуществить этот процесс можно двумя способами.

- **Испаритель непосредственного охлаждения**. Вся смесь поступает в испаритель. Жидкость испаряется, хладагент выходит из испарителя только в виде пара, который затем поступает в компрессор. Необходимо принять меры, чтобы ни одна капля жидкости не попала в компрессор, поскольку это могло бы стать причиной гидравлического удара и, следовательно, разрушения деталей компрессора. Для этого пары, выходящие из испарителя, перегревают. Кроме того, температура перегретого пара является очень удобным параметром для управления работой регулирующего вентиля.

Особое значение имеет терморегулирующий вентиль, который управляет процессом по температуре выходящего из испарителя перегретого пара. От него в большой степени зависит работа испарителя непосредственного охлаждения, поэтому он будет подробно обсуждаться в главе, посвященной испарителям.

Сейчас все большее применение находят электронные регулирующие вентили. Простота изменения параметров регулирования, а также возможность дистанционного управления сделали эти вентили популярными в супермаркетах с их многочисленными кондиционерами и холодильными установками, работающими в разных температурных режимах. Самые надежные вентили оснащены термоэлектрическим приводом. Применяются также импульсные и шаговые электродвигатели.

- **Испаритель, работающий только на жидкой фазе хладагента (flooded flow)**. Пар отделяют от жидкости в сосудах, достаточно больших, чтобы капли успевали оседать под действием силы тяжести. Иногда для этого используют центробежный сепаратор.

Жидкость из регулирующего вентиля вместе с жидкостью из отделителя поступает в испаритель, где частично испаряется. Выходящая из испарителя смесь жидкости и пара снова поступает в отделитель, где происходит разделение жидкости и пара.

Циркуляция жидкости между отделителем и испарителем может происходить либо самотеком –термосифон, либо с помощью насоса – принудительная циркуляция.

В отделителе жидкости пар смешивается с паром, образовавшимся после расширения в регулирующем вентиле, и поступает в компрессор, а жидкость смешивается с жидкостью, поступившей из регулирующего вентиля, и возвращается в испаритель.

Пар, выходящий из испарителя, не является ни сухим, ни перегретым. Следовательно, отсутствует такой параметр, как температура перегретого пара, который можно было бы использовать для управления подачей хладагента в испаритель. Вместо этого процесс расширения управляется по уровню жидкости в отделителе. Если уровень понижается, то регулирующий вентиль открывается, и большее количество хладагента поступает в контур отделитель-испаритель. См. главу 4, «Испарители и отделители жидкости», рис. 02.

4.2. Компрессор

Пар, выходящий из испарителя, сжимается от давления испарения до давления конденсации. Компрессор имеет сложную конструкцию, однако его работа проста и легко контролируется. Как правило, это надежное устройство. Обычно, самое плохое, что может с ним случиться, это гидравлический удар, напоминающий детонацию в двигателях.

Различные компрессоры по-разному ведут себя при гидравлическом ударе. Наиболее чувствительными являются поршневые и спиральные компрессоры. Наименее чувствительными являются винтовые компрессоры, скорее всего из-за большого количества масла.

4.3. Испарители, конденсаторы и промежуточные охладители

В данном руководстве речь идет исключительно о пластинчатых теплообменниках, особенно о паяных пластинчатых теплообменниках. В этих теплообменниках одна среда представляет собой одно- или двухфазный хладагент, а другая среда - это охлаждаемая или нагреваемая жидкость или хладагент.

В холодильной технике применяются три типа пластинчатых теплообменников - паяные (ППТО), сварные (СПТО) и полусварные (ПСПТО). Они имеют очень сходные тепловые и гидравлические свойства, Поэтому, все, что говорится в данном руководстве, в основном применимо ко всем трем типам.

Различия касаются, главным образом, коррозионных свойств материалов, которыми являются: разные марки нержавеющей стали, титан и резина для ПСПТО, нержавеющая сталь или титан для СПТО и нержавеющая сталь, медь или никель для ППТО. Кроме того, со стороне жидкости ПСПТО доступны для осмотра и очистки, что невозможно для СПТО и ППТО.

4.4. Соединительные трубопроводы

Соединительные трубопроводы вместе с арматурой зачастую обходят вниманием в процессе проектирования холодильных систем. Этот факт заслуживает сожаления, поскольку недостаточно продуманная трубопроводная обвязка может испортить самую сложную конструкцию.

Труба между терморегулирующим вентилем (ТРВ) и испарителем, а также труба между конденсатором и ресивером жидкого хладагента могут оказаться слабым местом конструкции. Они обсуждаются подробнее в главе, посвященной испарителям и конденсаторам.

Точно также, неправильно подобранные запорные клапаны могут явиться причиной неисправности термосифонной системы.

5. Цикл с экономайзером мгновенного испарения

Хладагент, участвующий в основном цикле, может быть разделен (мысленно) на две части:

1) Одна часть расширяется и испаряется, ее давление изменяется от давления конденсации до давления испарения, в нашем примере эти давления соответствуют температурам 40 °C и –30 °C.

2) Вторая часть хладагента остается в жидком состоянии и охлаждается испарившейся частью от 35 °C (хладагент уже охладился на 5 K в конденсаторе) до –30 °C на стадии испарения.

Испарившаяся часть хладагента, хладагент 1), имеет температуру –35 °C и постоянно охлаждает жидкую часть, хладагент 2), от высокой температуры 35 °C до низкой температуры -30 °C.

С точки зрения термодинамики, здесь имеет место излишняя затрата энергии на охлаждение высокотемпературной части хладагента низкотемпературным паром, так как пар затем должен быть снова сжат от низкой температуры –35 С до высокой 40 С. Предпочтительнее мгновенно испарить часть хладагента 1) при промежуточном давлении, скажем, соответствующем температуре 0 °C, а затем использовать полученный пар для охлаждения высокотемпературной части хладагента 2).

Вместо того, чтобы сжимать весь пар 1) от –35 °C до 40 °C, теперь часть пара нужно будет сжимать лишь от 0 °C до 40 °C. Таким образом экономится энергия. Холодильный коэффициент возрастает, а температура пара на выходе из второго компрессора уменьшается. Этот цикл и его диаграмма представлены на рис. 03.

Такое промежуточное охлаждение с температурой испарения 0 °C осуществляется в экономайзере. Оно может происходить непосредственно в отделителе жидкости – экономайзер с мгновенным испарением, см. рис. 03, или в специальном теплообменнике – экономайзер-испаритель, рис. 04.

Частично влажный пар, выходящий из экономайзера, см. рис. 3, поступает в промежуточную ступень двухступенчатого компрессора, где смешивается с паром, выходящим из первой ступени компрессора, и охлаждает его.

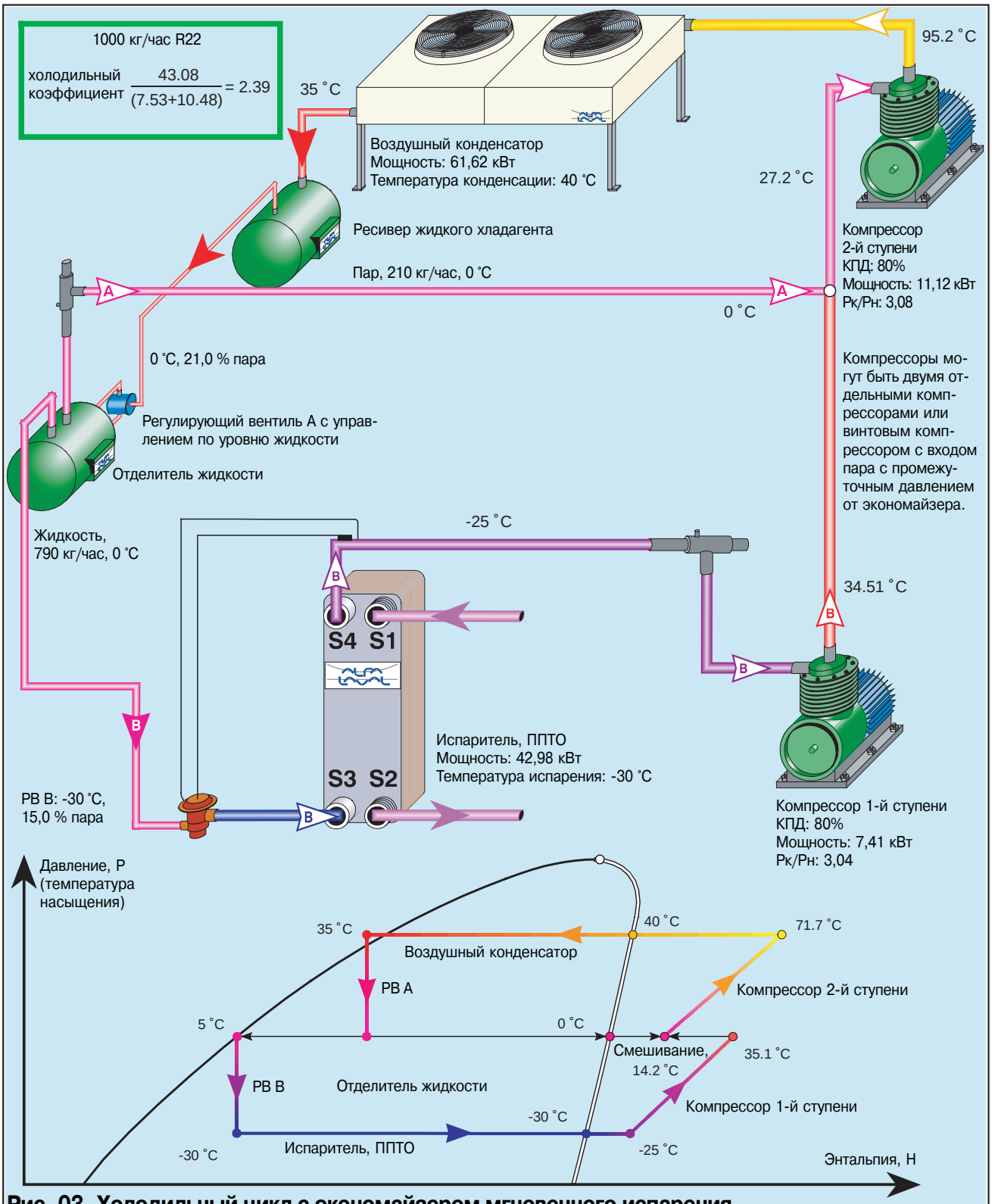


Рис. 03. Холодильный цикл с экономайзером мгновенного испарения

Весь хладагент поступает в экономайзер-сепаратор, где происходит мгновенное испарение части хладагента и разделение газообразной и жидкой фаз. Затем пар из экономайзера смешивается с паром из компрессора первой ступени, но поскольку пар из сепаратора сухой и потому имеет меньшую охлаждающую способность, температура после смешивания оказывается выше, чем в случае испарителя-экономайзера.

Основное отличие от схемы с экономайзером-теплообменником, показанной на рис. 04, стр. 9, состоит в том, что здесь охлаждение жидкости происходит за счет мгновенного испарения в отделителе жидкости, а не в теплообменнике. Соответственно отличаются и стоимости установок. Следовательно, при сравнении необходимо учитывать разность в стоимости отделителя жидкости и теплообменника.

Такой отделитель жидкости должен быть довольно громоздким, поэтому чаще применяют более компактные испарители-экономайзеры. Как показано на рис. 04 компактный и эффективный ПТО может заменить сепаратор-экономайзер.

С точки зрения термодинамики оба цикла работают по одному принципу. Предпочтительнее охладить высокотемпературный конденсат с помощью пара высокого давления, который затем будет проще сжать. Подробнее этот вопрос обсуждается в п. 5 «Цикл с экономайзером мгновенного испарения», стр. 6.

6. Цикл с испарителем-экономайзером

См. рис. 04.

7. Сравнение реального и идеального холодильных циклов

Приведенное здесь описание процесса относится к идеальному холодильному циклу, за исключением стадии сжатия, на которой обычно учитывают реальную мощность на валу.

В реальной установке всегда существуют потери давления в различных участках системы. Расширение происходит до температуры, немного превышающей –30 ˚С, допустим, до –29 ˚С. Хладагент с этой температурой поступает в испаритель, расширяется и покидает его при давлении, соответствующем –30 ˚С.

Аналогично, происходят потери давления в конденсаторе, соединительных трубах, арматуре и т.д. Все это снижает реальную производительность установки.

Указанные потери давления могут минимизированы. В некоторых случаях они не имеют значения, например, безразлично, произойдет ли расширение полностью в терморегулирующем вентиле, или же частично оно произойдет в испарителе (но перед зоной нагрева хладагента).

8. Определение производительности и холодильного коэффициента

При определении производительности и показателей эффективности важно различать производительность идеального цикла (на самом деле, полуидеального, поскольку обычно учитывается реальная мощность на валу компрессора) и производительность реальной установки, для которой учитываются потери давления, энергии, затраты электроэнергии на различное вспомогательное оборудование и т.д.

Обычно в расчетах не учитываются затраты энергии на работу насосов, обеспечивающих циркуляцию охлаждающей воды или раствора гликоля, поскольку эти затраты зависят от внешних факторов, не имеющих отношения к оценке производительности установки. Однако необходимо учитывать потребление энергии агрегатами установки (в конденсаторе, испарителе и трубопроводах).

При сравнении производительности важно точно определить, какие именно факторы учитываются и в каких условиях работает установка. Очевидно, что агрегат кондиционирования воздуха, установленный на открытом воздухе без защиты от солнечных лучей где-нибудь в Саудовской Аравии, будет иметь показатели производительности, отличающиеся от показателей агрегата установленного в Японии в помещении, даже если в обоих случаях охлажденная и охлаждающая вода имеют одинаковые температуры.

Холодо(тепло)производительность: количество теплоты, отведенной (подведенной) от какой-либо среды, например, от раствора гликоля.

Холодо(тепло)производительность нетто: количество теплоты, поглощенное (отданное) самим хладагентом. Отличие от первого показателя может быть обусловлено теплообменом с окружающей средой, дополнительным подводом тепла от вспомогательного оборудования и т.д.

Холодильный коэффициент. Различают следующие коэффициенты:

Холодильный коэффициент (полуидеальный): холодопроизводительность нетто испарителя или теплопроизводительность нетто конденсатора, деленная на мощность на валу компрессора (для герметичных компрессоров иногда берут электрическую мощность, потребляемую двигателем) при заданных условиях. Заданные условия включают в себя давления всасывания и нагнетания, значения перегрева, переохлаждения, КПД компрессора, тип цикла.

Полуидеальный холодильный коэффициент используется разработчиками для оценки новых хладагентов, влияния на производительность установки переохладителя конденсата, экономайзера и т.д. В настоящей главе при обсуждении циклов применяется именно этот показатель. С помощью данного показателя легко увидеть, к чему приведет добавления экономайзера или переохладителя конденсата.

Холодильный коэффициент (коэффициент преобразования) установки: холодо- или теплопроизводительность нетто установки, деленная на величину полной энергии, подведенной к установке при заданных условиях. Все величины выражаются в согласованных единицах измерения.

Холодильный коэффициент (или коэффициент преобразования) установки применяется пользователями установки. Потенциальный покупатель теплового насоса для жилого помещения, сравнивая различные модели, интересуется, скорее всего, только количеством теплоты, которое подведет к помещению насос при данной температуре, данном источнике тепла и потреблении электроэнергии.

Для него не очень важно, какими средствами обеспечено данное значение коэффициента преобразования теплового насоса – за счет добавления экономайзера, отдельного переохладителя или более мощного испарителя.

Индикаторный КПД компрессора: отношение мощности сжатия пара в идеальном адиабатическом процессе (определяется из диаграммы) к внутренней мощности, которая определяется фактической работой, произведенной поршнем или ротором компрессора.

Механический КПД компрессора: отношение внутренней мощности к эффективной мощности компрессора.

9. Способы повышения производительности циклов и применение в них ПТО

В приведенном выше примере температура пара на выходе из компрессора в основном холодильном цикле приблизительно равна 115 ˚С. Эта температура очень удобна для утилизации теплоты, однако при ней начинается разрушение масла. Кроме того, в этих условиях получаем низкий холодильный коэффициент - отношение мощности испарителя к мощности компрессора, и низкий коэффициент преобразования - отношение мощности конденсатора к мощности компрессора.

Отдельного рассмотрения заслуживает движение масла в системе. Масло уходит из компрессора вместе с паром хладагента, его требуется вернуть в компрессор и, зачастую, охладить.

Третья проблема - защита компрессора. На вход компрессора следует подавать несколько перегретый пар. С другой стороны, перегрев нагнетаемого пара желательно уменьшить.

Основной цикл может быть улучшен различными способами. Мы уже видели, к чему приводит простое добавление переохладителя конденсата и охладителя перегретого пара.

ППТО могут использоваться как следующие компоненты холодильного контура:

- испарители непосредственного охлаждения или испарители, работающие только на жидкой фазе хладагента;
- промежуточные испарители, охлаждающие рассол, используемый для охлаждения воздуха;
- конденсаторы;
- промежуточные конденсаторы, охлаждаемые водой, поступающей из чиллера, где и происходит настоящий отвод теплоты;
- охладители масла и испарители,
- охладителей перегретого пара и переохладители.

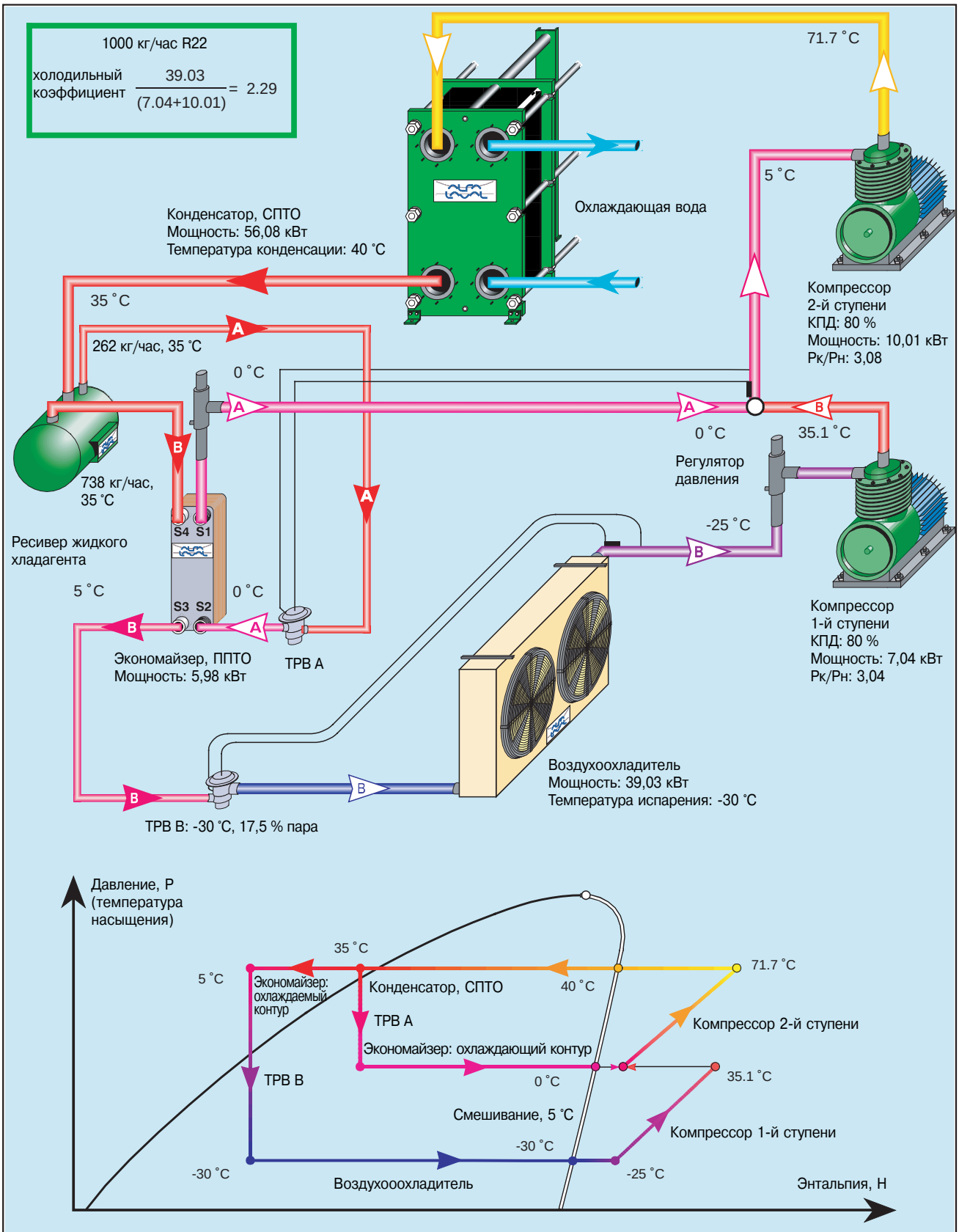


Рис. 04. Холодильный цикл с испарителем-экономайзером

Часть сконденсированного хладагента мгновенно испаряется в экономайзере и используется для охлаждения основной массы хладагента. Испарившийся хладагент выходит из экономайзера слегка влажным. Когда он смешивается с хладагентом из компрессора первой ступени, оставшиеся капли хладагента испаряются, одновременно охлаждается пар из компрессора первой ступени. Следствием этого являются более низкая температура пара на выходе из компрессора и повышенный холодильный коэффициент.

Улучшение происходит как за счет использования более эффективного термодинамического процесса, так и за счет повышения эффективности компрессора. Конечно, ТРВ А может управлять процессом только по температуре пара после смешивания, если это позволяет конструкция компрессора. Эффект подобен тому, который производит охладитель перегретого пара с водяным охлаждением, установленный между ступенями компрессора, но с тем преимущество, что данная установка не требует внешнего источника холодной воды.

- переохладители-перегреватели для низкотемпературных систем;
- экономайзеры;
- конденсаторы и испарители для каскадных систем;
- теплоутилизаторы общего назначения;
- разнообразные прочие компоненты, прямо не связанные с холодильными установками.

10. Цикл с переохладителем-перегревателем

Что произойдет при увеличении перегрева выходящего из испарителя пара, то есть увеличении температуры всасывания?

- Плотность пара уменьшится, и для компрессоров с фиксированным рабочим объемом, т.е. для большинства типов компрессоров, уменьшится массовый расход хладагента. Как следствие, уменьшится производительность установки.
- Если весь перегрев происходит в испарителе, то производительность увеличится.

Какой из этих двух эффектов будет преобладать, зависит от скрытой теплоты парообразования и удельной теплоемкости хладагента.

- В случае высокой удельной теплоемкости пара увеличение производительности за счет повышенного перегрева перекрывает потери из-за уменьшения расхода циркулирующего хладагента. Сухое тепло и, следовательно, производительность, возрастают с ростом температуры всасывания.
- В случае высокой скрытой теплоты и низкой удельной теплоемкости увеличение перегрева не может возместить потери производительности из-за уменьшения расхода хладагента. С увеличением температуры всасывания скрытая теплота и производительность уменьшается.

Если температура испарения близка к 0 °C, то при увеличении перегрева

- в случае аммиака производительность снижается;
- в случае R22 производительность не изменяется;
- в случае пропана, пропена, бутана, R134a, R410, R407C производительность несколько возрастает;
- в случае R404a и R507a производительность существенно возрастает.

Изготовители компрессоров иногда указывают производительность при перегреве 25 K. Эта величина будет только тогда характеризовать более высокую производительность, **если весь перегрев происходит в испарителе**. Перегрев пара после выхода из испарителя нужно относить к чистым потерям. К тому же, всегда ли можно достичь в испарителе перегрева пара на 25 K? Поэтому вызывает интерес другой способ перегрева. Он представлен на рис. 05.

Вместо перегрева пара в испарителе, пар перегревают в отдельном теплообменнике, охлаждая при этом конденсат. Более холодный конденсат будет меньше испаряться регулирующем вентиле. Термодинамически эти два способа эквивалентны, но есть и некоторые важные различия.

- Испаритель теперь может работать с обычным перегревом от 5 до 10 K.
- Необходим дополнительный теплообменник. Потери давления в нем могут перекрыть положительный эффект от перегрева-переохлаждения.
- Испаритель работает с хладагентом, имеющим более низкую концентрацию пара на входе и более низкий массовый расход, что может снизить коэффициент теплопередачи.
- Появляется возможность регулировать подачу хладагента в испаритель по перегреву в промежуточном теплообменнике. В этом случае испаритель может работать с гораздо более низким перегревом и даже с влажным паром на выходе без опасности гидравлического удара. Средняя разность температур и коэффициент теплопередачи также возрастают. Однако такое регулирование должно осуществляться с помощью электронного регулирующего вентиля. Обычные ТРВ в таком цикле часто работают нестабильно.
- ППТО, для которых характерна малая разность температур, хорошо подходят для применения в качестве промежуточного теплообменника. **Однако если требуется перегрев всего лишь на несколько градусов, такой теплообменник будет слишком большим.**

Общими для обоих способов являются следующие закономерности.

- Уменьшается количество циркулирующего хладагента, что важно для холодильных контуров с длинными линиями.
- Компрессор работает при значительно более высоких температурах, чем испаритель. В двухступенчатых системах это позволяет избежать проблем с маслом. Масло, подходящее для ступени с высоким давлением, при низких температурах, характерных для ступени низкого давления, становится слишком вязкими и теряет свойства смазки. Кроме того, при очень низких температурах могут стать хрупкими материалы, из которых изготовлен компрессор.
- Капли масла эффективно освобождаются от содержащегося в них хладагента. В противном случае масло со слишком большим содержанием хладагента могло бы ухудшить смазку компрессора. Эта проблема характерна для хладагентов, хорошо растворяющих масла. К ним относятся бутан, пропан, пропен и полностью хлорзамещенные углеводороды.

Температура пара на выходе из компрессора возрастает. Это может быть достоинством для теплового насоса, который нагревает водопроводную воду за счет охлаждения пара хладагента, однако может привести и к нежелательному повышению температуры нагнетания. В этом случае пар следует охлаждать в промежуточном теплообменнике либо с помощью воды, либо впрыском жидкого хладагента, либо комбинацией обоих способов. Такой теплообменник показан на рис. 05.

Пример. Пусть компрессор с рабочим объемом 1 м^3/с сжимает пропен, имеющий температуру насыщения 3,5 °C и перегретый на 5 K. Температура конденсации равна 43,5 °C, а температура на выходе из конденсатора – 40,5 °C. Плотность пара равна 13,291 кг/м^3. Разность энтальпий на входе и выходе испарителя составляет 283,08 кДж/кг, т.е. производительность равна $13{,}291 \times 283{,}08 = 3762{,}4$ кВт.

Теперь пусть испаритель изменен и перегревает пар до 23,5 °C. Плотность пара снижается до 12,332 кг/м^3. Если рабочий объем компрессора остался тем же, то массовый расход хладагента уменьшится и составит 12,322/13,291 = 92,7% от прежнего. Перегрев хладагента увеличивается на 15 K, а разность энтальпий составляет 308,33 кДж/кг, т.е. увеличивается на 8.9%. Несмотря на более низкий массовый расход паров, производительность возрастет с 3762,4 кВт до $12{,}322 \times 308{,}33 = 3799{,}2$ кВт.

Так как испаритель обычно не может обеспечить перегрев 20 K, следует применить перегреватель-переохладитель. В нем пар перегревается от температуры 8,5 °C до 23,5 °C, на что затрачивается 25,25 кДж/кг. Соответственно, конденсат поступает в ТРВ с энтальпией, меньшей на 25,25 кДж/кг, и, следовательно, требует менее сильного расширения. Содержание жидкой фракции на входе в испаритель увеличивается на 0,0678 кг/кг.

В итоге это приведет к такому же увеличению холодопроизводительности, но не за счет увеличенного нагрева пара – от 8,5 до 23,5 °C, – а за счет испарения большего на 0,0678 кг/кг количества хладагента.

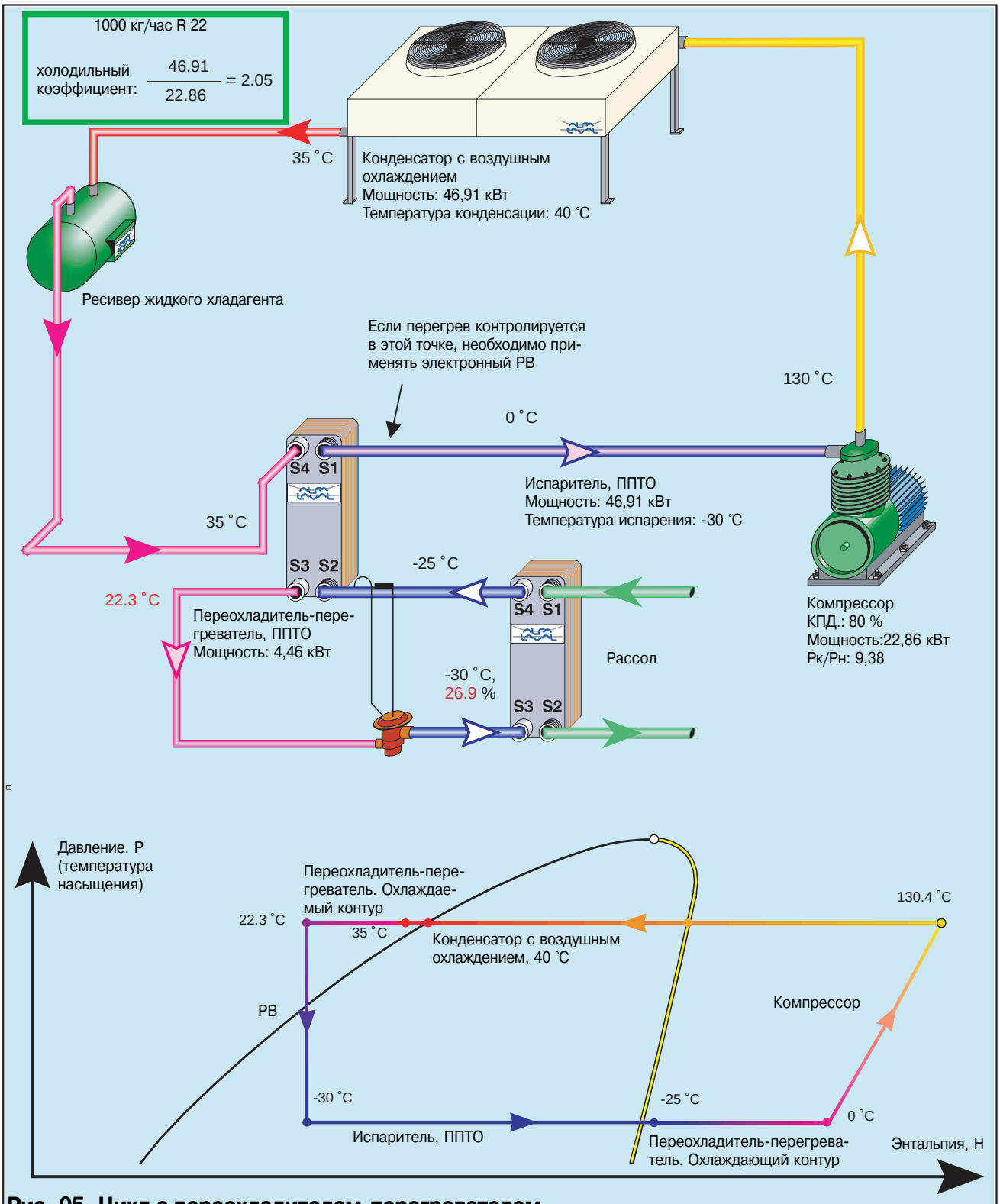


Рис. 05. Цикл с переохладителем-перегревателем

Установка переохладителя конденсата является эффективным способом модернизации старой системы. Таким путем можно получить увеличение производительности до 20 %, если для охлаждения используется внешний источник, например, вода из градирни.

На представленной здесь схеме охлаждение конденсата осуществляется за счет перегрева пара, поступающего из испарителя. В зависимости от вида хладагента такая модификация цикла может привести как к увеличению, так и к снижению производительности, см. текст.

Сильный перегрев пара может привести к чрезмерно высокой температуре нагнетания. Эта температура может быть снижена с помощью промежуточного теплообменника вода-хладагент или путем впрыска жидкого хладагента.

Система с переохладителем-перегревателем нестабильна. Когда производительность испарителя падает, снижается и расход пара. Температура конденсата при этом остается некоторое время неизменной. Переохладитель-перегреватель станет теперь слишком большим для малого расхода пара. Пар на выходе из этого устройства будет перегреваться сильнее. В том случае, если управление ТРВ происходит по перегреву на выходе из переохладителя-перегревателя, вентиль открывается в ответ на это повышение перегрева, хотя расход через испаритель следовало бы сократить. Поэтому здесь требуется электронный вентиль.

11. Каскадный цикл

Многоступенчатые циклы можно сделать термодинамически эффективными, но они обладают некоторыми отрицательными качествами.

- При высоких температурах давление хладагента может быть очень большим, что потребует применения дорогого оборудования.
- При низких температурах давление может быть низким, возможно, отрицательным. Поскольку в контуре всегда есть утечки, пусть и маленькие, в систему будет подсасываться воздух, и производительность конденсатора уменьшится. Объем пара увеличивается, что опять-таки потребует применения дорогого оборудования.
- Масло неравномерно распределяется между ступенями, особенно если при высоких температурах оно растворяется в хладагенте, а при низких – нет. Это может ухудшить смазку компрессоров или потребовать дорогой системы управления смазкой.

Эти проблемы преодолеваются применением каскадной холодильной машины, где ступени разделены на два самостоятельных контура – две ветви. В таком цикле испаритель верхней ступени служит конденсатором для нижней ступени. ППТО могут работать при малой разности температур и превосходно подходят для применения в этом цикле, см. рис. 06.

В разных ветвях каскадной машины можно применять разные хладагенты, наилучшим образом отвечающие рабочим условиям в данной ступени.

Эффективность системы возрастает с уменьшением разности температур между средами в конденсаторе-испарителе. И в этом случае превосходно подходит ППТО.

В примере на рис. 06 производительности ступеней точно соответствуют друг другу, но это не является обязательным. Обычно высокотемпературная ступень имеет более высокую производительность и обслуживает различных потребителей холода, включая конденсатор-испаритель низкотемпературной ступени.

Существует одна проблема, связанная с конденсатором-испарителем. Перепады температур между двумя сторонами могут быть очень велики. Если система запускается слишком быстро, в теплообменнике могут возникнуть термические напряжения, что ведет к повреждению паяных соединений пластин (и крепления труб в КТТО - кожухотрубных теплообменниках). Замечания о системе управления, необходимой для решения данной проблемы, приведены в гл. 4. «Испарители и отделители жидкости», п. 6.7.

12. Абсорбционный цикл

12.1. Теория

В холодильном цикле есть этап, на котором пар хладагента, имеющий после выхода из испарителя низкие температуру и давление, преобразуются в пар с высокими температурой и давлением, после чего для охлаждения пара можно применять воду с достаточно высокой температурой.

В парокомпрессионном цикле этот этап совершается в компрессоре. Однако сжатие паров хладагента стоит дорого. Эксплуатация, монтаж, контрольно-измерительные приборы, сам компрессор - все это стоит дорого.

Однако существуют и другие способы. В абсорбционном цикле пар, выходящий из испарителя, абсорбируется (растворяется) во вспомогательной жидкости - абсорбенте. Давление этого жидкого раствора затем повышается с помощью насоса. Поднять давление в жидкости с помощью насоса - это более простая и дешевая операция, чем сжатие пара. Другое достоинство абсорбционного цикла заключается в его практически бесшумной работе. Насос производит гораздо меньше шума, чем компрессор.

При высоком давлении хладагент и абсорбент разделяются либо в процессе дистилляции, либо просто в результате испарения. В результате, как и в случае парокомпрессионного цикла, образуется газообразный хладагент высокого давления, который затем конденсируется, после чего подвергается расширению, т.е. протекает обычный цикл.

В процессе дистилляции к генератору (кипятильнику) подводят тепло от низкопотенциального источника. Эта тепловая энергия заменяет механическую при сжатии пара. Кроме пара хладагента высокого давления в этом процессе получается и более или менее восстановленный абсорбент, который снова возвращается в абсорбер.

Существует два основных типа абсорбционных систем: водоаммиачные и бромистолитиевые.

Водоаммиачная система работает при высоком давлении (приблизительно 24 бара) и пригодна для компактных установок. В этой системе аммиак является хладагентом, а вода - абсорбентом. В этом случае нет каких-либо особых проблем с коррозией, за исключением запрета на применение меди и цинка. Обычно применяют низкоуглеродистую или нержавеющую сталь.

Бромистолитиевая система работает при низком давлении (до 1 бара). Вода является хладагентом, а LiBr - абсорбентом. Концентрированный раствор LiBr может вызвать коррозию обычных конструкционных материалов, поэтому требуются специальные меры предосторожности. Из-за большого объема паров эти системы довольно громоздкие.

12.2. Применения

Сравнение экономичности этих двух циклов зависит от доступности того или иного вида энергии. При наличии дешевой электроэнергии парокомпрессионный цикл может быть более выгодным. Если доступны дешевые низкопотенциальные источники тепла (вторичные энергоресурсы), то более экономичным решением может оказаться абсорбционный цикл.

Существует три типа применения пластинчатых теплообменников в абсорбционных циклах. Для большинства применений характерно, что для генератора используется фактически бесплатное тепло, а теплообменники играют ключевую роль в определении экономичности установки.

- **Совместное производство тепла и электроэнергии.** Для молокозавода, бойни, рыбообрабатывающего завода и т.д. необходимы электроэнергия, горячий пар или тепло, охлажденная вода или холодильная установка.

  Электроэнергия вырабатывается дизельными генераторами или с помощью газовых турбин. Образующиеся при этом газообразные продукты сгорания используются для получения горячего пара. Часть этого пара или продуктов сгорания может служить источником тепла в абсорбционной установке.

  Пластинчатые теплообменники промышленного назначения (полностью сварные или полусварные) применяются в качестве всех теплообменников такой абсорбционной установки.

- **Предприятия химической промышленности** зачастую производят большое количество избыточного тепла, которое можно использовать для получения охлажденной воды. Могут применяться полностью сварные или полусварные ПТО.

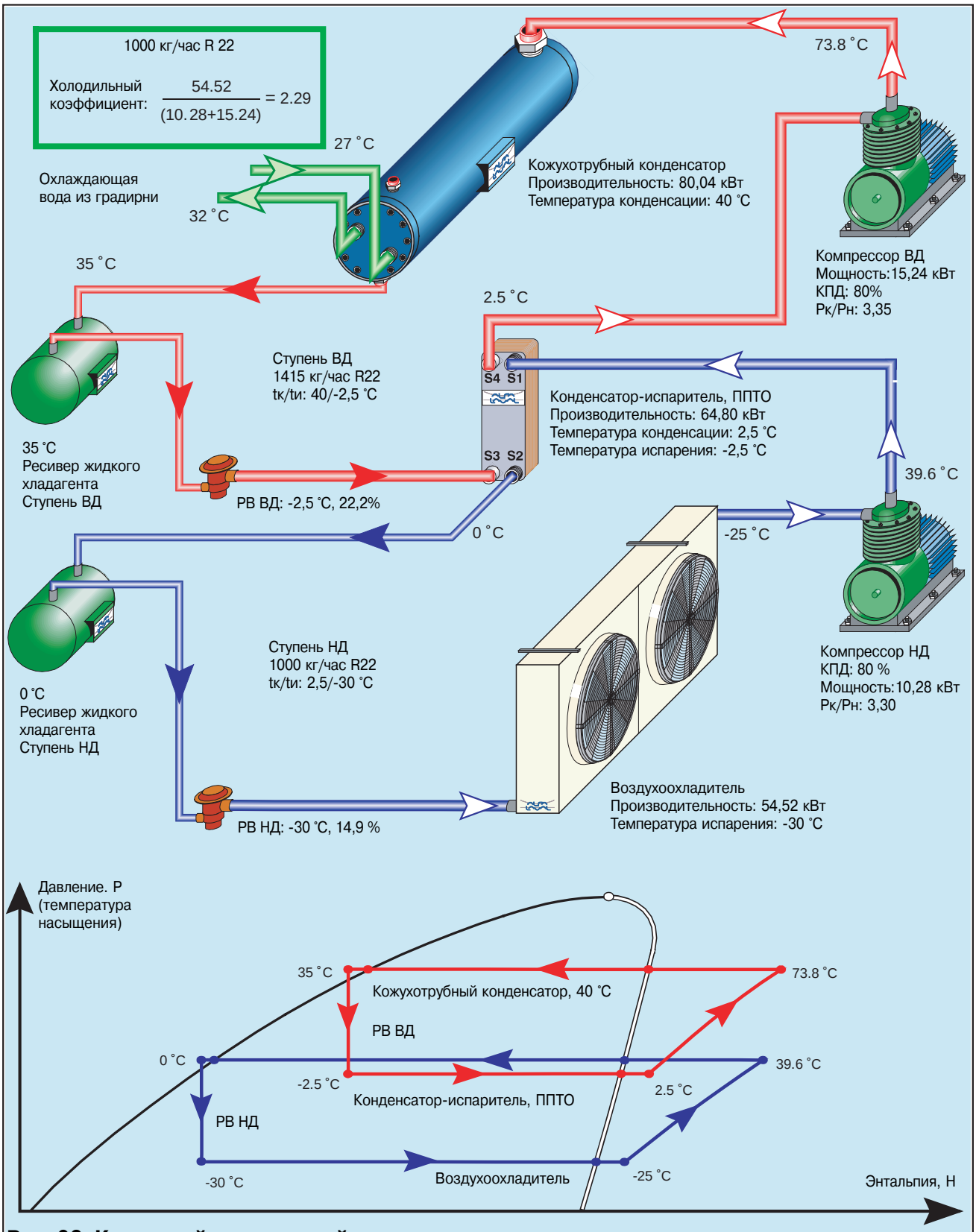


Рис. 06. Каскадный холодильный цикл

Конденсатор-испаритель (К-И) это ключевой компонент каскадной установки. Если производительность цикла НД больше фактической тепловой нагрузки, то К-И будет периодически включаться и выключаться, вероятно, только на стороне НД. Холодный хладагент будет в этом случае поступать в теплый конденсатор, что может вызвать в итоге термическую усталость. Полностью сварные или паяные теплообменники (ПТО и КТТО) чувствительны к таким режимам, полусварные ПТО – нет. Режим непосредственного охлаждения является более опасным, чем работа только на жидкой фазе хладагента.

В такой установке можно использовать те же приемы, что и при охлаждении масла, см. гл. 8. «Масло и хладагенты», рис. 8, т.е. медленный пуск системы или поддержание небольшого постоянного расхода холодного хладагента через теплообменник, чтобы предотвратить резкой возрастание подачи холодного хладагента.

Этот вопрос обсуждается также в гл. 4. «Испарители и отделители жидкости», п. 6.7. См. также гл. 8. «Масло и хладагенты», рис. 16.

♦ **Реверсивные кондиционеры для жилых помещений.** Это развивающаяся область применения абсорбционных машин. Во многих странах, особенно, в Восточной Азии, существует потребность в обогреве жилищ зимой и кондиционировании воздуха летом.

В противоположность большинству северных стран, где пик потребления электроэнергии приходится на зиму, здесь потребление электроэнергии является высоким в течение всего года. Пик потребления природного газа приходится на зиму.

Увеличение числа кондиционеров за последние несколько лет привело к перегрузке электросети летом, в то время как сеть природного газа остается недогруженной. Кроме того, кондиционеры, как и другие бытовые электроприборы, должны работать бесшумно.

Отсюда следует, что абсорбционные реверсивные кондиционеры являются прекрасной альтернативой парокомпрессионным. Однако кондиционеры на базе КТТО были бы слишком тяжелыми (? 250 кг) для практического применения. Такие агрегаты покрывают эмалью, как холодильники, печи и т.д, их доставляют заказчику два грузчика на пикапе.

Подходящим решением могло бы стать применение реверсивных кондиционеров на базе никелевых паяных теплообменников (или ППТО из других стойких к аммиаку материалов). Это вдвое снижает вес установки. Однако такие системы все еще находятся в стадии разработки.

12.3. Водоаммиачная система

В этой системе аммиак является хладагентом, а вода - абсорбентом. На рис. 07 в той части схемы, которая лежит слева от красного прямоугольника, происходит холодильный цикл, в котором применяется переохладитель конденсата - перегреватель пара.

Из этой части установки в другую, обозначенную красным прямоугольником, поступает испарившийся хладагент (в данном случае – аммиак) низкого давления, а оттуда возвращается пар аммиака высокого давления.

Если устройства в красном прямоугольнике заменить компрессором (и пароохладителем), данный цикл превратится в обычный парокомпрессионный цикл.

В абсорбционных системах, вместо того чтобы использовать механическую энергию для повышения давления, преимущественно используется тепло.

Аммиак очень хорошо растворим в воде и, следовательно, легко поглощается в абсорбере. Так как это экзотермический процесс, абсорбер необходимо охлаждать.

После абсорбера насос повышает давление жидкости до давления конденсации. При этом повышенном давлении производят разделение аммиака и воды. Сложность в том, что аммиак и вода являются летучими веществами, т.е. для разделения требуется дистилляция.

Любой инженер-химик узнает в этом оборудовании ректификационную колонну с кипятильником, верхним конденсатором и теплообменником исходного раствора и кубового остатка. Такой набор оборудования является обычным для химической промышленности.

Указанным способом можно получить пары аммиака с чистотой более 99,5%. Из-за высокого сродства аммиака и воды практически невозможно, да и не нужно получать чистую воду в нижней части ректификационной колонны. Этот слабый раствор содержит приблизительно 20-40 % аммиака. После абсорбции получается крепкий раствор, содержащий на 5-30 % больше аммиака, т.е. около 40-50 %.

Наконец, крепкий раствор должен быть подогрет до температуры дистилляции, а слабый раствор охлажден, чтобы облегчить абсорбцию. Это происходит в теплообменнике растворов.

Все теплообменные процессы в аммиачных абсорбционных установках можно проводить в ПТО, от паяных никелевых аппаратов, применяемых в небольших домашних кондиционерах, до сварных или полусварных ПТО, применяемых в больших установках на промышленных или торговых предприятиях.

Связанные с теплообменом проблемы, которые требуется при этом решать, мало зависят от размеров установки. Большинство узлов установки не являются критическими, для них применяются обычные одно- или двухфазные теплообменники. Однако некоторые узлы требуют особого внимания.

♦ **Дефлегматор**. В схеме, показанной на рисунке, присутствует дефлегматор, т.е. парциальный конденсатор. В нем пар частично конденсируется, и этот конденсат – флегма – возвращается в верхнюю часть ректификационной колонны.

Пар, поднимающийся в дефлегматоре, контактирует со стекающим вниз конденсатом, то есть эти фазы движутся в противотоке. Для этого требуется конденсатор с очень низкими потерями давления. Здесь может быть использован пластинчатый теплообменник, но только в том случае, если потери скорости и давления пара не велики, в противном случае конденсатор работал бы в затопленном режиме.

Низкие потери давления практически обеспечены, если конденсатор проектировался в расчете на высокий коэффициент теплопередачи, т.е. на разность температур в несколько градусов.

Если конденсатор проектировался для охлаждения воды, что, как правило, предполагает более значительную разность температур, то в нем меньше пластин и больше перепад давления. В таком конденсаторе может создаться затопленный режим.

Трудно дать точные рекомендации по проектированию дефлегматора. По-видимому, безопасным является расчетное падение давления 0,05-0,1 кПа/м (по длине потока). Это соответствует расходу аммиака 20 кг/час при давлении 20 бар через 2 мм канал.

♦ Возможна такая установка дефлегматора, при которой и поток пара, и поток конденсата направлены вниз. Такая ситуация порождает дополнительные проблемы, так как для преодоления перепада давления потребуется столб жидкости или дополнительный насос. Термодинамически такой вариант менее эффективен, так как при восходящем потоке пара степень ректификации выше.

♦ **Аммиачный испаритель.** Он работает как обычный испаритель для чистого аммиака. Однако в некоторых случаях, особенно в термосифонных испарителях, в образующемся паре содержится меньше воды, чем в поступающем в испаритель конденсате. В таком испарителе накапливается вода, а это приводит к возрастанию температуры испарения.

В таких случаях необходим специальный дополнительный испаритель, подобный тому, который применяется для испарения масла во фреоновых термосифонах, см. гл. 8. «Масла и хладагенты», п. 16.

В связи с этим испаритель непосредственного охлаждения предпочтительнее, особенно если его можно установить так, чтобы выходящие из испарителя капли жидкости попадали прямо в абсорбер, не накапливаясь в каких-либо ловушках. Лучшим решением был бы впрыск жидкости в верхнюю часть никелевого ППТО, однако, до сих пор все конструкции испарителя с верхним впрыском жидкости отличались пониженной на 25-30 % производительностью.

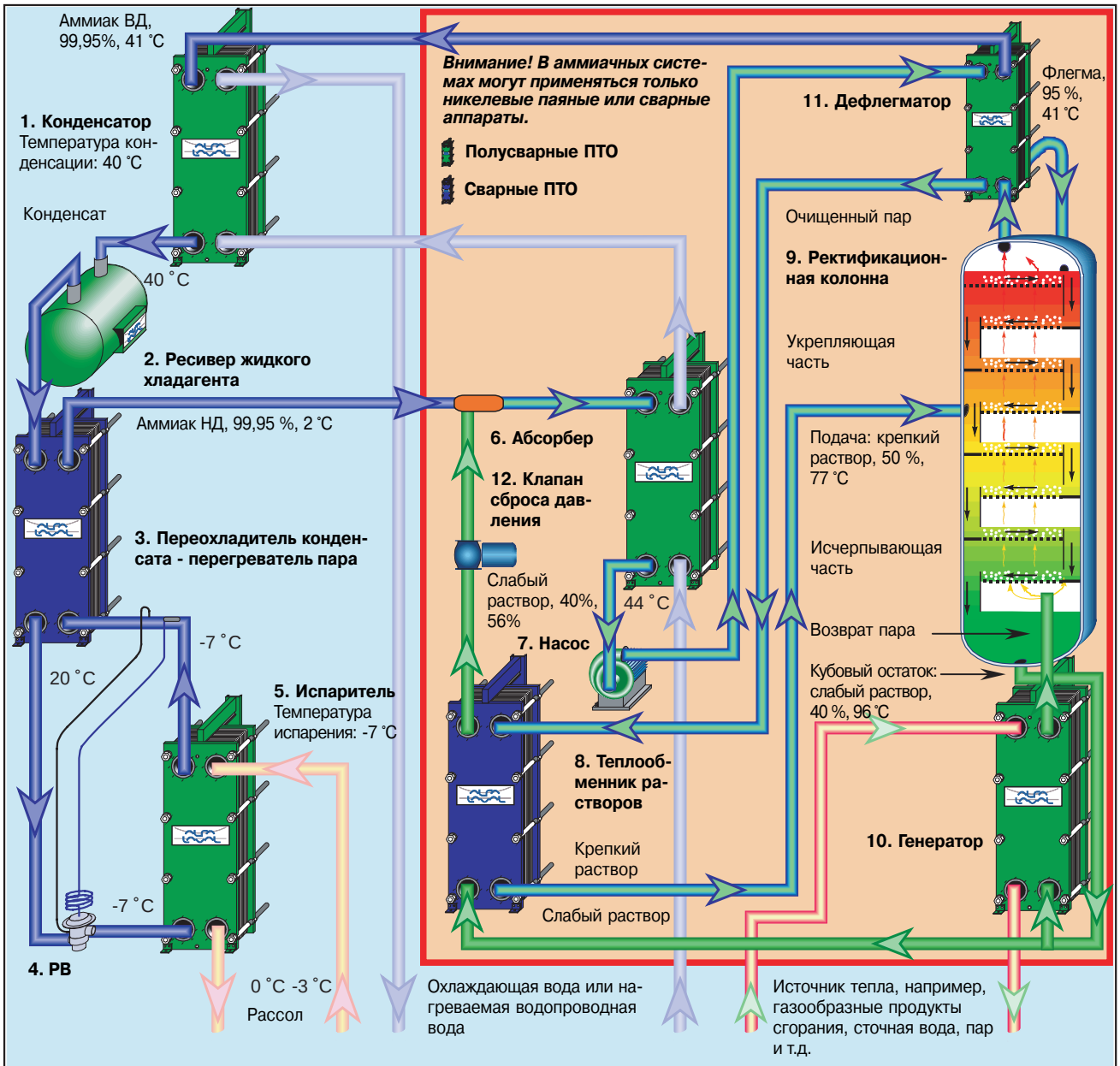


Рис. 07. Водоаммиачный абсорбционный холодильный цикл

Контур хладагента:

1. Конденсатор конденсирует пары аммиака.

2. Ресивер конденсатора выравнивает изменения расхода поступающего хладагента

3. Промежуточный теплообменник переохлаждает конденсат с помощью паров хладагента, увеличивая тем самым эффективность цикла.

4. Регулирующий вентиль, терморегулирующий вентиль для испарителя непосредственного охлаждения

5. Испаритель, в данном случае обычный испаритель непосредственного охлаждения.

Контур абсорбента:

6. Абсорбер состоит из двух частей: инжектора, где в пары аммиака впрыскивается слабый раствор, и установленного за ним охладителя. Аммиак легко растворяется в слабом растворе, чему способствует турбулентность потока в каналах охладителя. Из абсорбера выходит крепкий раствор и поступает в насос.

7. Насос повышает давление от давления испарения до давления конденсации, далее раствор поступает в подогреватель.

8. Подогреватель крепкого раствора. Раствор подогревается до температуры дистилляции слабым раствором, который, в свою очередь, охлаждается. Холодный слабый раствор облегчает абсорбцию в аппарате 6.

9. Ректификационная колонна может быть простой или более сложной, как показано на рисунке. Крепкий раствор течет вниз и контактирует с поднимающимися парами. Высококипящий компонент паров - вода - конденсируется, а низкокипящий компонент - аммиак - испаряется. В результате стекающая жидкость освобождается от аммиака, а поднимающиеся пары постепенно обогащаются аммиаком. Часть колонны ниже точки подачи исходной смеси называется исчерпывающей, в ней раствор освобождается от летучего компонента. Верхняя часть колонны называется укрепляющей, в ней происходит ректификация паров.

10. Генератор является источником поступающего в колонну пара.

11. Дефлегматор служит для частичной конденсации паров, этот конденсат – флегма – возвращается в верхнюю часть колонны.

12. Клапан сброса давления уменьшает давление крепкого раствора

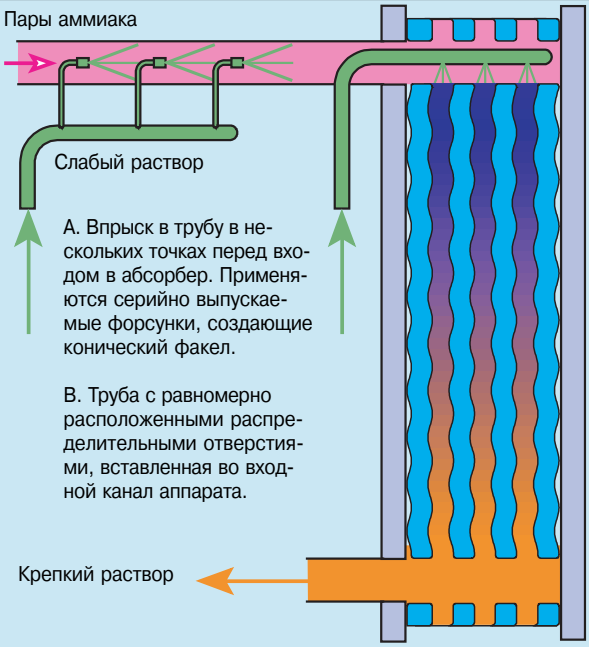


Рис. 08. Система впрыска в аммиачный абсорбер.

- **Абсорбер**. Это сердце абсорбционной установки. ПТО может быть прекрасным абсорбером, благодаря своей способности смешивать жидкости и одновременно охлаждать их.

  Абсорбер состоит из двух частей: инжектора, в котором абсорбирующая жидкость впрыскивается в пар аммиака, и теплообменника, где происходит абсорбция и охлаждение смеси.

  Проблема состоит в распределении смеси по каналам. В каждый канал должна поступать своя порция пара и жидкости. К сожалению, пар и жидкость могут разделиться после участка впрыска. В этом случае жидкость, как правило, поступает преимущественно в ближайшие каналы, а пар – в более удаленные.

  Подобная проблема возникает при распределении двухфазной смеси, поступающей из ТРВ в испаритель.

  Предложены различные методы, обеспечивающие хорошее распределение, большинство из них запатентовано. Здесь можно привести несколько общих правил.

  Не существует полностью надежных методов проектирования, однако такой ПТО можно конструировать как конденсатор, на вход которого поступает частично конденсированный пар. Аммиачно-водяная смесь является хладагентом с очень большим температурным глайдом. Теплота, выделяющаяся при совместной конденсации паров обоих веществ, это не только скрытая теплота конденсации, но и весьма значительная теплота растворения.

  Необходимо избегать изгибов трубопровода (т.е. возникновения центробежных сил) и больших расстояний между точкой впрыска и входом в ППТО, иначе смесь будет разделяться на фазы.

  Слабый раствор требуется впрыскивать в трубу подачи пара аммиака. Для длинных труб (? 100 мм), хорошие результаты достигаются при большом количестве точек впрыска вдоль участка инжекции. Соответствующая иллюстрация приведена на рис. 08, поз. А.

  Для коротких труб хорошие результаты достигаются при подаче, изображенной на рис. 08, поз. В.

  Впрыск с помощью струйного насоса пока нигде не реализован, однако это может оказаться хорошим решением. При высокой скорости истекания из форсунок жидкость распадается на мельчайшие капли.

  Нерешенным остается вопрос о том, где должен быть вход в абсорбер, внизу или вверху. В большинстве установок вход находится вверху. Хорошее распределение, особенно для жидкости, легче получить при подаче снизу, но в этом случае поток неустойчив, по крайней мере, при невысоких мощностях.

- **Генератор**. Выбор конструкции генератора зависит от имеющегося источника тепла. На промышленных предприятиях, где имеется горячий пар, хорошим решением будет сварной ПТО. С точки зрения эксплуатации установки это не критичный узел, который работает, как обычный парогенератор.

  Бытовые тепловые насосы и кондиционеры обычно используют в качестве источника тепла природный газ. В этом случае генератор объединен с горелкой.

- **Переохладитель-перегреватель**. В компрессионном цикле применение этих устройств не является бесспорным (см. п. 10, стр. 10) из-за уменьшения количества циркулирующего аммиака.

  Функционирование абсорбера в меньшей степени зависит от плотности пара. Ее увеличение потребует отвода чуть большего количества энергии. Возможно, для этого потребуется немного увеличить площадь теплообмена и (или) расход охлаждающей воды.

  Кроме того, дополнительный нагрев паров аммиака помогает выпарить из них остатки воды. Присутствие воды значительно увеличивает точку росы, см. **гл. 8. «Масла и хладагенты»,** табл. 3.

12.4. Бромистолитиевая система

Принципиальное устройство системы показано на рис. 09.

Бромистолитиевая система аналогична водоаммиачной по основным принципам работы, но отличается по конструкции. Если для водоаммиачных систем характерно применение высокого давления, но не возникают проблемы с коррозией (при отсутствии медных деталей), то бромистолитиевые системы работают под низким давлением, но с корродирующими веществами.

Чистый раствор бромида лития это агрессивная среда. Его необходимо пассивировать раствором молибдата или хромата, а pH раствора нужно поддерживать по возможности высоким. Содержание кислорода и хлора должно быть как можно более низким.

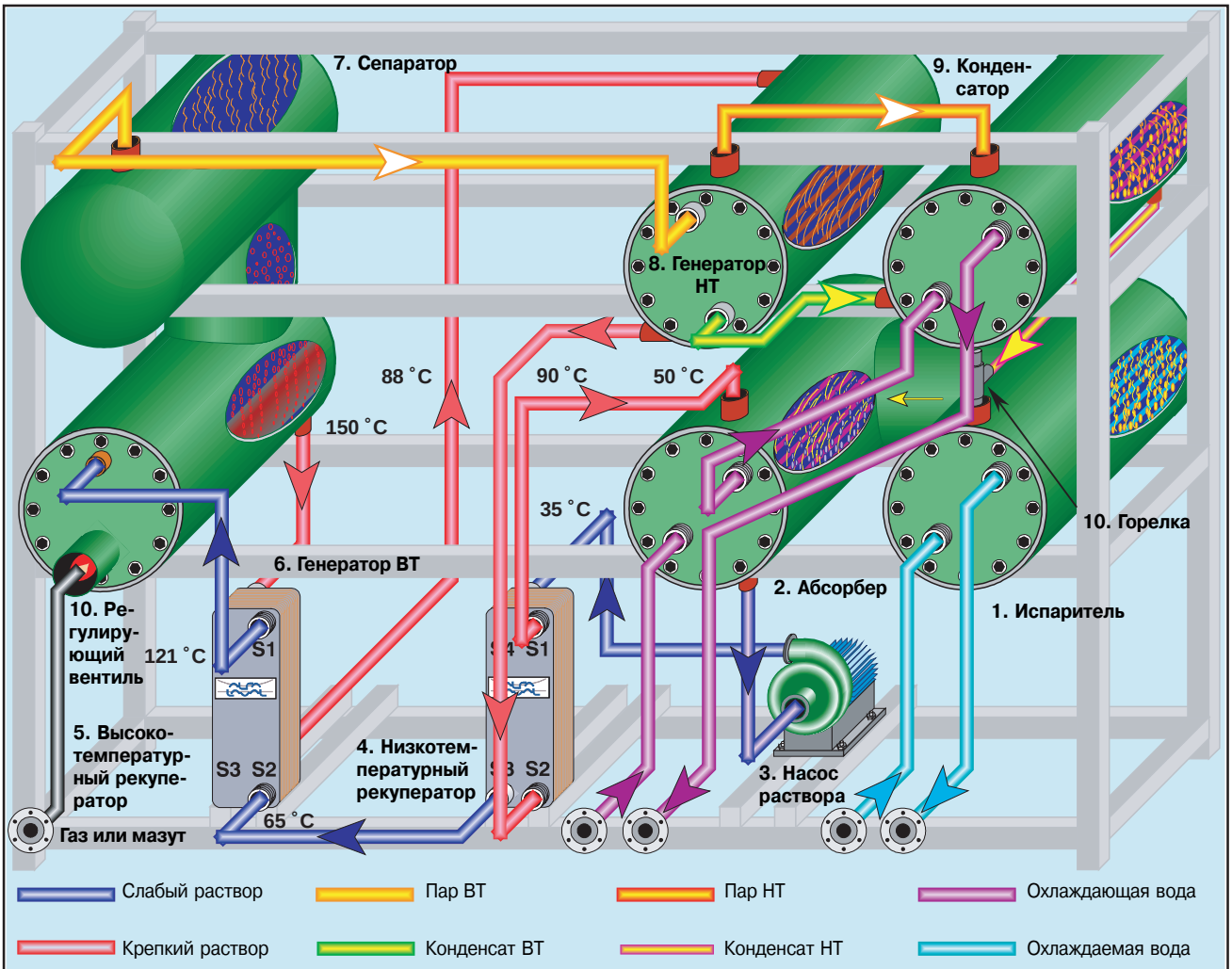
В связи с коррозионным действием LiBr необходимо проверить применимость конкретной конструкции теплообменника из меди и нержавеющей стали, прежде чем приступать к эксплуатации.

В таком теплообменнике возможна точечная и щелевая коррозия и коррозия под напряжением. Эти виды коррозии тесно взаимосвязаны. Стойкость к коррозии зависит не только от используемых материалов, но и от конструкции и исполнения аппарата. См. также главу, посвященную проблеме коррозии.

Применяемые в ППТО пластины из нержавеющей стали – гладкие, почти полированные, что снижает опасность точечной коррозии. Медь эффективно заполняет все щели, что ограничивает опасность щелевой коррозии. Пайка эффективно снимает напряжения и тем самым устраняет коррозию под напряжением, по крайней мере, обусловленную остаточным напряжением.

Наконец, для улучшения смачивания поверхности и, соответственно, увеличения эффективной площади теплопередачи в смесь вводится поверхностно-активный компонент (детергент). Это может быть октиловый спирт или что-нибудь подобное.

Интересно, что гидроксид лития, который используется для повышения pH, является более эффективным абсорбентом, чем LiBr, но не применяется в этом качестве частично из-за наличия устоявшейся традиционной технологии, а частично из-за его еще более выраженных коррозионных свойств.



1. Испаритель. Холодная вода испаряется под вакуумом и охлаждает воду, циркулирующую в чиллере. При данной температуре водяные пары обладают очень низкой плотностью и требуют теплообменников специального типа. ПТО, паяные или снабженные прокладками, обычно не применяются для работы с парами низкой плотности.

После испарения водяные пары поступают в

2. Абсорбер, где они абсорбируются крепким раствором LiBr.

3. Насос подает образовавшийся слабый раствор в:

4 и 5. Низкотемпературный (НТ) и высокотемпературный (ВТ) рекуператоры, в которых слабый раствор нагревается до температур, близких к температурам кипения. Высокая эффективность утилизации тепла это ключевое условие экономичности процесса. Для выполнения этой функции отлично подходят ПТО, особенно двухходовые.

После утилизации тепла слабый раствор поступает в

6. Генератор ВТ. Часть воды выпаривается, обычно в кипятильнике с газовой горелкой. Образовавшийся крепкий раствор отдает теплоту в ВТ и НТ рекуператорах, между которыми расположен генератор НТ, где происходит дальнейшее испарение воды.

Пар ВТ далее следует в

7. Сепаратор, где отделяется и поступает в качестве теплоносителя в:

8. Генератор НТ. Здесь вода выпаривается из крепкого раствора при более низких температуре и давлении, чем в ступени генератора ВТ.

В многокорпусных выпарных установках из соображений экономии часто используют образующийся пар для нагрева ступени с более низкой температурой. Здесь применяется тот же принцип.

9. Конденсатор. Здесь конденсируется пар из обеих ступеней генератора. Как и в случае испарителя, объем пара слишком велик для использования ПТО. Образовавшийся конденсат затем расширяется до температуры испарения в следующих устройствах, которыми являются

10. Регулирующий вентиль и испаритель.

Рис. 09. Абсорбционный бромистолитиевый чиллер

Бромид лития является абсорбентом, а вода выполняет двойную функцию, будучи хладагентом и растворителем абсорбента.

Разделение воды и бромида лития не представляет сложности, поскольку бромид лития является твердым веществом и для его отделения не требуется ректификационная колонна.

Достаточно выпарить воду, но не допускать создания слишком высокой концентрации бромистого лития во избежание его кристаллизации.

Нижний предел температуры устанавливается с учетом опасности замерзания воды и кристаллизации бромида лития.

В такой системе нельзя охлаждать воздух непосредственно в испарителе или использовать воздушное охлаждение для конденсации водяных паров. Это потребовало бы слишком большого объемного расхода водяного пара и воздуха.

Поэтому данные системы не применяются в небольших бытовых кондиционерах и тепловых насосах. Их используют в основном в качестве чиллеров средней производительности.

13. Применение теплообменников в больших супермаркетах

Обратимся к рис. 10. Здесь представлен типичный современный супермаркет. Однако на схеме показаны не все компоненты холодильной установки. В большом супермаркете приходится решать еще много других задач, требующих охлаждения до разных температур.

Так как наша основная цель показать варианты применения теплообменников, то другое оборудование – вентили, насосы, регуляторы, трубы – в дальнейшем упоминается лишь вскользь.

Данная установка имеет следующие характеристики:

- Весь аммиачный цикл совершается в машинном отделении. Это означает, что аммиак отсутствует в помещениях, где находятся посетители супермаркета и персонал, не связанный с обслуживанием холодильной машины.
- Аммиачный испаритель охлаждает рассол, который поступает в различные воздухоохладители (ВО). В данном случае испаритель представляет собой два полусварных ПТО, подсоединенных по схеме термосифона к общему парожидкостному сепаратору.

  Контур «испаритель – рассольный танк» отделен от контура «рассольный танк - ВО». В каждом контуре есть свой насос. Однако рассол из обоих контуров смешивается в танке. Такая конструкция позволяет независимо управлять испарителем и ВО.

  Температура рассола на входе всех ВО одинакова и равна -8 ˚С. Но температура в обратном трубопроводе, -4 ˚С, это результат смешивания рассола разной температуры, выходящего из разных воздухоохладителей.
- На рисунке показан один рассольный контур, обслуживающий несколько ВО. Если температура воздуха в разных холодильных камерах сильно отличается, то необходимо использовать несколько рассольных контуров (т.е. несколько испарителей).
- Аналогично, аммиачный конденсатор охлаждается оборотной водой, которая, в свою очередь, остывает в охладителе жидкости, расположенном на крыше здания. В нашем примере конденсатором служит полусварной теплообменник с отдельной секцией утилизации тепла. Подробнее он обсуждается ниже.
- Вместо охладителя жидкости может применяться градирня, а также одноконтурная либо двухконтурная водяная система охлаждения холодоносителя.

  Последняя очень популярна на Дальнем Востоке. Из-за большой влажности градирни не выгодны, а пресная вода крайне дефицитна.

  Поэтому используется пресная вода, циркулирующая в замкнутом контуре и охлаждаемая морской водой в ПТО с титановыми пластинами и прокладками. Такая схема широко применяет в Гонконге, Сингапуре и других местах для отвода тепла, производимого большими кондиционерами воздуха.
- Для получения низкотемпературного холода возможно использование рассола, но такой вариант тем менее эффективен, чем ниже требуемая температура.

  В нашем примере для создания в холодильной камере низкой температуры применяется каскадная схема. В качестве второй ступени используется холодильная машина с хладагентом R404a, причем конденсатор охлаждается испаряющимся аммиаком основной системы. Таким испарителем-конденсатором может служить небольшой полусварной, или, как в обсуждаемом примере, никелевый паяный теплообменник.
- Если низкотемпературная камера находится далеко от машинного отделения, линии с хладагентом R404a могут оказаться слишком длинными. Было бы лучше поместить холодильную установку вблизи холодильной камеры и охлаждать конденсатор рассолом, поступающим из основной системы. Альтернативой этому является использование тепловых труб с углекислым газом в качестве теплоносителя (холодоносителя). Конденсатором в этом случае может служить медный паяный ПТО.
- Сжатие от температуры испарения -12 ˚С до температуры конденсации 45 ˚С характеризуется низким холодильным коэффициентом. Экономически оправданный коэффициент получился бы при сжатии аммиака до температуры около 160 ˚С. Однако при столь высокой температуре происходит разложение масла и заклинивание компрессора.
- Поэтому установка имеет два последовательно соединенных компрессора (или двухступенчатый компрессор с промежуточным входом хладагента) и экономайзер (см. рис. 3). В нашем примере в качестве экономайзера применяется никелевый паяный теплообменник. Он выполняет двойную функцию: увеличение холодильного коэффициента и уменьшение температуры нагнетания аммиака до более приемлемых 96 ˚С.
- Температура нагнетания аммиака, 96 ˚С, достаточно высока, чтобы использовать это тепло для нагрева воды. В ПТО можно легко нагреть воду до 80-85 ˚С. Поэтому конденсатор оснащается секцией, охлаждающей перегретый пар и одновременно нагревающей воду. От 20 до 25 % энергии может быть утилизировано для получения горячей воды.
- Отделитель жидкости состоит из двух частей. Парожидкостным сепаратором является, в сущности, горизонтальная часть аппарата.

  Определенный уровень жидкого аммиака поддерживается в вертикальной части сосуда. Из-за относительно небольшой площади поперечного сечения этого сосуда по сравнению с горизонтальным сосудом общее количество аммиака в сепараторе может быть относительно небольшим.
- Поверхность жидкости в сепараторе постоянно колеблется. Чтобы стабилизировать положение поплавка, который управляет регулирующим вентилем, поплавок и вентиль помещают в отдельный сосуд сепаратора, сообщающийся с основным сосудом.
- Такие сепараторы с вентилями выпускаются как единый агрегат. Некоторые специально предназначены для установки на выходе полусварного пластинчатого теплообменника.
- Масло не растворяется в аммиаке и тяжелее его. Масло из компрессоров собирается в нижней части каждого термосифонного контура. Оттуда масло стекает через клапаны А по сливным трубам в бак с маслом.

  Небольшое количество аммиака неизбежно попадает в резервуар с маслом. Здесь он испаряется, и бак с маслом снаружи покрывается инеем. Когда бак целиком наполнен маслом, аммиак не может в него проникнуть. Температура возрастает, и иней тает.

  Это служит сигналом, регистрируемым визуально или термометром, что бак с маслом полон. Тогда клапаны А закрываются, и открываются клапаны В. Через один из клапанов В аммиак под большим давлением выдавливает масло из бака, и оно вытекает через другой клапан В во вторичный бак для масла. Оттуда масло поступает в компрессоры.

  Если температура окружающего воздуха недостаточно высока для испарения аммиака в баке для масла, то для улучшения испарения можно установить электрический нагреватель или змеевик с конденсатом. Для перекачивания масла можно вместо аммиака ВД использовать насос.

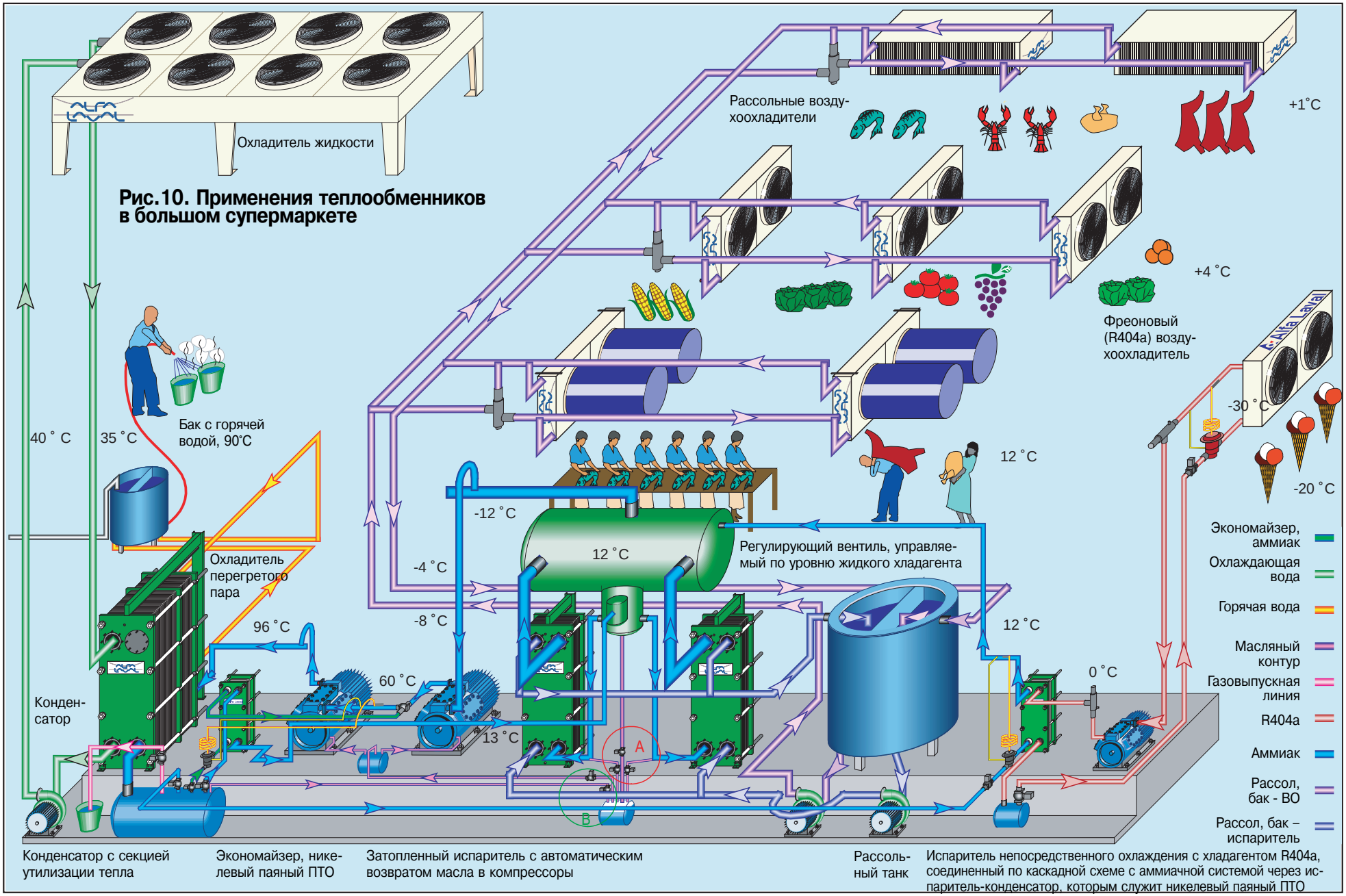


Рис.10. Применения теплообменников в большом супермаркете

Конденсатор с секцией утилизации тепла

Экономайзер, никелевый паяный ПТО

Затопленный испаритель с автоматическим возвратом масла в компрессоры

Рассольный танк

Испаритель непосредственного охлаждения с хладагентом R404a, соединенный по каскадной схеме с аммиачной системой через испаритель-конденсатор, которым служит никелевый паяный ПТО

14. Реверсивные системы

14.1. Применения

В некоторых системах можно реверсировать направление движения хладагента, кроме потока через компрессор, который всегда работает в одном направлении. Для реверсирования потока хладагента от компрессора к другим компонентам холодильного контура используется специальный четырехходовой клапан.

На рис. 13 изображен основной принцип работы таких систем. Здесь используется четырехходовой клапан с пилотным устройством. При реверсировании цикла конденсатор становится испарителем, а испаритель - конденсатором.

Использование теплообменников и ТРВ в таких системах требует специального обсуждения, особенно если один из них является теплообменником воздух-жидкость. Здесь рассматриваются системы, имеющие хотя бы один ПТО.

14.1.1. Холодильные камеры

Конденсатором является ППТО, а испарителем - ВО с температурой испарения меньше 0 °С. В таких ВО образуется иней, поэтому их надо регулярно размораживать.

Это можно осуществить, выключив испаритель и включив вентилятор и электрический нагреватель или подав в ВО горячий газ из компрессора.

Очень эффективным методом размораживания является реверсирование холодильного цикла. Когда ВО работает как конденсатор, теплота конденсации быстро растапливает иней на оребрении теплообменника.

14.1.2. Тепловые насосы

В тепловых насосах, использующих наружный воздух в качестве источника тепла, испарение хладагента происходит в наружном теплообменнике, а конденсатор нагревает воду, которая затем распределяется по разным комнатным воздухонагревателям. Пример такой системы приведен на рис. 13. Зимой, когда температура окружающего воздуха понижается, температура испарения может опуститься ниже нуля, и на испарителе образуется иней, как и в предыдущем случае. И здесь реверсирование холодильного цикла эффективным способом размораживания теплообменника.

Критерии проектирования различны для кондиционеров воздуха и для тепловых насосов. Подробности приведены в таблице 1. Смотрите также гл. 8. «Масла и хладагенты», таблица 6, где указаны свойства хладагентов, которые необходимо учитывать при проектировании тепловых насосов.

14.1.3. Реверсивные кондиционеры

А. Воздух в качестве источника низкой и высокой температуры, комнатный водо-воздушный ППТО. Подобная ситуация уже обсуждалась выше, в п. 2. Еще несколько примеров приведено на рис. 14-16. Цикл теплового насоса теперь используется не только для размораживания, но и для кондиционирования воздуха летом.

Б. Вода в качестве источника низкой и высокой температуры, комнатный теплообменник хладагент-воздух. ППТО служит для передачи теплоты от хладагента к воде или от воды к хладагенту. В комнатном теплообменнике воздух нагревается или охлаждается. Для такой системы применима показанная на рис. 13 схема, возможно, с реверсированием потока воды. Обратите внимание, что размораживание не является обязательным.

В. Водо-водяные теплообменники. Так как теплообмен с воздухом здесь не происходит, иней не образуется и размораживание не требуется.

14.2. Конструкция

14.2.1. Сравнение прямоточных и противоточных теплообменников

При реверсировании цикла направление потока хладагента в испарителе и конденсаторе меняется, но направление потока воды, как правило, остается постоянным. ППТО работает попеременно то по прямоточной, то по противоточной схеме. В таком теплообменнике как ПТО, где каналы расположены параллельно и реальная схема потоков близка к истинному прямотоку или противотоку, реверсирование очень сильно влияет на среднюю разность температур (СРТ).

В воздушных теплообменниках обычно применяется поперечный поток, т.е. реверсирование потока хладагента очень мало сказывается на СРТ хотя может отчасти повлиять на коэффициент теплопередачи.

Итак, выбор прямоточной или противоточной схемы работы ППТО определяется условиями эксплуатации. Как правило, ППТО проектируется так, чтобы обеспечить наиболее эффективную теплопередачу, что требует максимальной СРТ. Обычно, но не всегда, это означает использование противоточной схемы. В этом случае при реверсировании холодильного цикла теплообменник работает по прямоточной схеме.

При реверсировании цикла функции компонентов холодильного контура, например, конденсатора, обычно изменяются. Как правило, при реверсировании цикла изменяются и температурный режим, и производительность.

Поэтому не существует общих правил выбора направления потока теплоносителя в ППТО, решение определяется условиями конкретной установки.

- **Реверсирование потока хладагента только для размораживания.** Поскольку эта операция занимает непродолжительное время, состав оборудования системы определяется основным циклом.

  Пример. ВО охлаждает воздух до –5 °С, температура испарения –10 °С. В качестве конденсатора используется ППТО, температура конденсации 45 °С. Конденсатор охлаждается водой, ее температура изменяется от 27 до 32 °С.

  В цикле размораживания в ВО конденсируется хладагент с начальной температурой конденсации 45 °С. В ППТО испаряется хладагент с начальной температурой –10 °С.

  Температура хладагента изменяется, но при этом разность температур остается достаточно большой для эффективного теплообмена при любом направлении потока хладагента в ППТО.

Обратите внимание на приведенный ниже раздел, посвященный проблеме замораживания

- **Реверсивные тепловые насосы/воздухоохладители (ТН/ВО).** Для таких установок невозможно определить, какой цикл является основным. В регионах с теплым климатом представляют интерес только ВО. В местности с более холодным климатом требуется ВО с некоторыми функциями ТН, в еще более холодных регионах – ТН с некоторыми функциями ВО, и, наконец, только ТН. Тепловой насос также нуждается в размораживании, но реверсирование цикла в этом случае не всегда имеет преимущества по сравнению с другими методами.

  На рис. 11 А и 11 Б показаны типичные температурные режимы и функции теплообменников в реверсивных сплит-системах, заправленных R22 либо R407C. Из рисунков ясно видно, что испаритель не может работать по прямоточной схеме в температурном режиме, необходимом для нормального охлаждения воздуха. В особенности это относится к хладагентам с температурным глайдом, таким как R407C. Отсюда следует, что в цикле теплового насоса, когда теплообменник выполняет функцию конденсатора, он должен работать по прямоточной схеме. Дополнительные сведения о хладагентах с температурным глайдом приведены в гл. 8. «**Масла и хладагенты**».

  Из сказанного можно сделать следующий вывод: **если ППТО применяется в качестве испарителя, работающего в обычном для воздухоохладителя температурном режиме (12/7/2 °С), то необходимо использовать противоточную схему.**

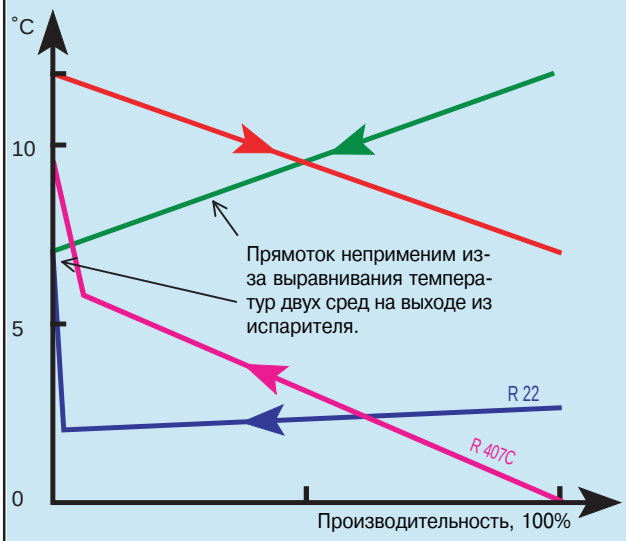
  Этот вывод справедлив для всех типов сплит-систем независимо от того, является ли основным тепловой или холодильный цикл.

  Заметим, что в тех случаях, когда цикл охлаждения имеет меньшее значение, например, в местности с холодным климатом, можно повысить температуру охлажденной воды. Это позволит ППТО работать в качестве испарителя по прямоточной схеме в цикле охлаждения и по противоточной схеме в качестве конденсатора в цикле теплового насоса, когда требуется максимальная эффективность.

- **Реверсивная система ТН/ВО с двухходовыми теплообменниками.** Интересная новая разработка показана на рис. 12.

Компонент	Системы кондиционирования воздуха	Тепловые насосы
Лучший компрессор	Открытый, для наружной установки	Герметичный, для внутренней или наружной установки
Худший компрессор	Герметичный, для внутренней или наружной установки	Открытый, для наружной установки
Хладагенты	См. ниже п. В	←
ТРВ и испаритель	Как можно меньший перегрев	←
Лучший испаритель	Непосредственное охлаждение	Вода или рассол предпочтительнее воздуха
Температура испарения	Как можно более высокая	←
Конденсатор	Как можно большего размера	Как можно большего размера
Лучший конденсатор	Водяное охлаждение артезианской водой	Нагрев воды на этажах, непосредственный был бы лучше, но он невозможен
Температура конденсации	Как можно более низкая за счет экономайзера, водяного переохладителя конденсата или переохладителя – перегревателя пара.	Поддерживается на достаточном уровне регулятором давления, что особенно важно зимой. Этот уровень должен быть как можно ниже (большой конденсатор), чтобы достичь высокого холодильного коэффициента. Имейте в виду, что применение различных методов переохлаждения конденсата обычно не оправдано.
Холодильный коэффициент	Зависит от соотношения функцией ВО/ТН Важен на юге США, в азиатско-тихоокеанском регионе. Не очень важен в Европе	← Важен в Европе Не очень важен на юге США, в азиатско-тихоокеанском регионе.

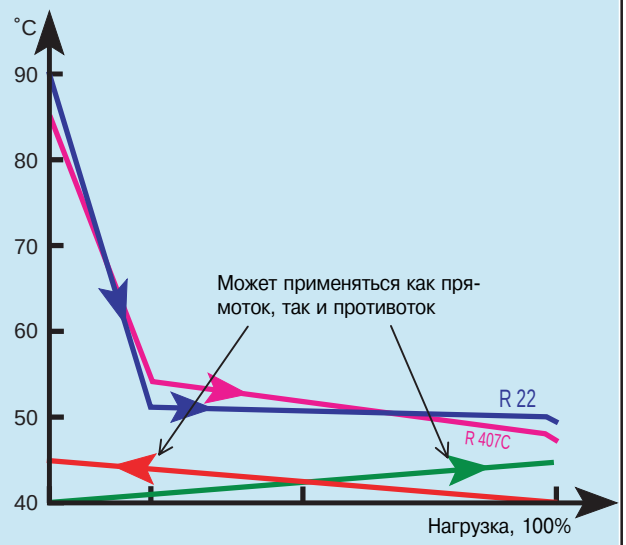
Таблица 1. Сравнение систем кондиционирования воздуха с тепловыми насосами



ППТО (испаритель) 20,6 кВт

Вода 12	→7 °C	Воздушный теплообменник (конденсатор)	25,9 кВт
R 22 2 °C + 5 K	←2°C	R 22 45 °C + 35 K	→ 42 °C
		Воздух 35 °C	← 30 °C

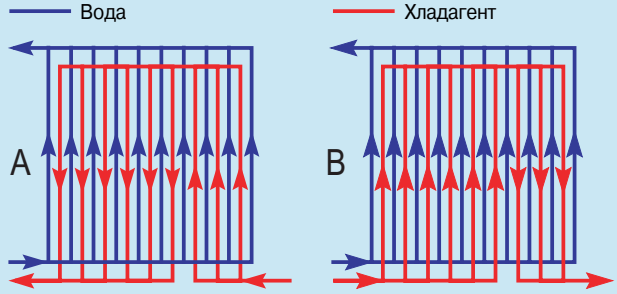
Рис. 11А. Температурный режим ППТО в цикле охлаждения.



ППТО (испаритель) 23,1 кВт

R 22 50 °C + 39 K	→47°C	Воздушный теплообменник (конденсатор)	25,9 кВт
Вода 45	←40 °C	Воздух 10 °C	→ 7 °C
		R 22 0 °C + 5 K	← 0 °C

Рис.11Б. Температурный режим ППТО в цикле нагрева



Хладагент подается таким образом, что в последней секции он всегда движется в противотоке с водой.

А. Конденсатор. Пар подается снизу и остывает до меньшего значения перегрева. Затем он поступает во второй ход, где конденсируется, двигаясь вниз в противотоке с водой.

В. Испаритель. Хладагент течет в противоположном направлении, и испарение происходит в режиме прямотока. Критически важный перегрев происходит в последней секции, где хладагент теперь движется в противотоке.

- Преимущество такой схемы особенно заметно для хладагентов с о температурным глайдом, например, R 407C. Из-за глайда температуры хладагента и воды могут сблизиться в параллельных потоках, что нежелательно.
- Вода всегда подается снизу, что гарантирует заполнение теплообменника водой даже при низких перепадах давления.

Рис.12. Реверсивная установка ТН/ВО с двухходовыми теплообменниками

14.2.2. Опасность замораживания системы при реверсировании

При реверсировании потока хладагента давление в конденсаторе падает приблизительно с 15 бар до давления испарения, около 5 бар. В испарителе давление, соответственно, увеличивается. В переходный период при реверсировании цикла давления в этих двух теплообменниках сблизятся, затем станут равными, а потом уже давление в испарителе начнет превышать давление в конденсаторе.

Таким образом, давление в испарителе растет очень быстро и становится значительно выше, чем в обычном режиме работы. Требуемая мощность на валу компрессора пропорциональна давлению всасывания. В результате возрастания давления всасывания электродвигатель не может справиться с нагрузкой, и его обмотка сгорает.

Для предотвращения этого в реверсивных системах применяются, как правило, ТРВ типа МРД (максимальное рабочее давление). Такой вентиль закрывается, если давление превышает определенное значение, независимо от перегрева пара. В этот момент, когда перепад давлений на ТРВ - движущая сила для хладагента - становится малым или нулевым, и МРД-вентиль закрыт, через него не проходит хладагент или проходит в минимальном количестве. В результате производительность компрессора значительно превышает пропускную способность вентиля. Это ведет к падению давления в испарителе, из-за чего температура в нем может опуститься ниже нуля, а вода – замерзнуть.

Осложняет ситуацию наличие большого количества конденсата в конденсаторе в тот момент, когда он становится испарителем. Если длина трубопровода между ППТО и ТРВ (см. рис.13) велика, в нем может находиться значительное количество жидкого хладагента. Этот хладагент и тот конденсат, который присутствует в конденсаторе, должен испариться после реверсирования, когда ППТО становится испарителем. Эффект аналогичен тому, который наблюдается при откачке. В результате температура опускается ниже точки замерзания воды.

Если это количество жидкого конденсата достаточно велико, а компоненты установки не согласованы между собой, жидкость может попасть в компрессор и повредить его в результате гидравлического удара. Кроме того, этот жидкий хладагент может уменьшить или даже предотвратить перегрев пара. Это приведет к закрытию ТРВ и еще большему уменьшению потока хладагента.

- **Температуры хладагента ниже точки замерзания воды** обычно не вызывают больших проблем, если они не слишком низкие и не держатся слишком долго, поскольку **температура воды достаточно высока, и она обеспечивает ППТО достаточным запасом теплоты**. Если же водяной контур будет перекрыт или по какой-либо причине прекратится проток в части теплообменника, то вода, оставшаяся в замкнутом пространстве, может при замерзании разрушить ППТО.
- **Применение МРД-вентилей** означает, что ради защиты компрессора, подвергается опасности испаритель. Целесообразность такого решения не бесспорна с инженерной точки зрения. Такие вентили должны открываться при температурах существенно выше нуля, однако возможные запаздывания могут стать причиной разрушения теплообменника. Существует лучшее решение...
- **Регулятор давления всасывания**. Он решает проблему, поскольку устанавливается после компрессора. Регулятор дросселирует поток, пока давление не опускается ниже заданного значения. Однако высокая стоимость препятствует его повсеместному применению. Кроме того, этот регулятор нельзя применять совместно с МРД-вентилем.
- **Образование инея на ППТО** обычно не происходит благодаря высокой температуре воды. Если на наружной поверхности образуется иней, это может указывать на нарушение протока воды на данном участке, скорее всего, из-за засорения канала.
- **Ресивер жидкого хладагента** не следует устанавливать между ТРВ и испарителем, см. ниже.
- **Длинные трубы,** в которых находится жидкий или двухфазный хладагент, означают, что при реверсировании цикла потребуется испарить большую массу хладагента.
- **Четырехходовой клапан** может залипнуть из-за обледенения, механического повреждения или засорения. В результате увеличится время замораживания.
- **Системы с одним ТРВ.** ТРВ в таких системах имеет для обратного направления потока более низкую пропускную способность, что может продлить время замораживания, см. рис. 13.
- **Системы с двумя ТРВ**, такие, как показаны на рис. 14, имеют свой недостаток – более сложную систему трубопроводов и большее количество обратных клапанов, то есть, в результате, большее количество хладагента в трубах.
- **Установка ТРВ.** Этот вопрос обсуждается ниже в этой главе и, более подробно, в главе, посвященной испарителям.
- **Байпас.** Можно применить небольшой электромагнитный клапан, установленный параллельно ТРВ. Этот клапан открывается на некоторое время и пропускает в испаритель - компрессор определенное количество хладагента, когда перепад давлений на ТРВ мал или когда ТРВ закрыт.

  Существуют ТРВ, которые пропускают хладагент при нулевом перегреве. Как правило, такие ТРВ имеют встроенный байпас. Их можно применять в данных системах.

14.2.3. Отделители жидкости в линии всасывания.

Соответствующие рисунки приведены в главе, посвященной испарителям. Наличие капель жидкости в выходящем из испарителя паре может привести к гидравлическому удару (см. выше). Во избежание этого в линии всасывания устанавливают отделитель жидкости.

Обратите внимание, что отделитель жидкости в системах непосредственного охлаждения не должен работать в качестве аккумулятора. Эту функцию должен выполнять жидкостный ресивер. Он эффективно предотвращает жидкостное голодание ТРВ. Существует также опасность, что накопленная в сепараторе жидкость вскипит и попадет в компрессор, что приведет к его повреждению.

14.2.4. Переохладитель конденсата

Жидкий хладагент на выходе из конденсатора обычно переохлажден на несколько градусов. Как правило, этого достаточно, однако иногда требуется более низкая температура.

- Конденсат снова нагревается в жидкостном ресивере (ЖР). В результате давление в ЖР возрастает, и конденсат выталкивается обратно в конденсатор. Подробнее об этом ниже в описании жидкостных ресиверов.
- Регулирующий вентиль работает при более низких давлениях, чем ЖР. В результате хладагент испаряется в трубопроводе.

Пониженную температуру конденсата можно получить с помощью:

- Экономайзера, рис. 03 и 04 этой главы.
- Переохладителя с водяным охлаждением, рис. 02 этой главы.
- Переохладителя с охлаждением всасываемыми парами, рис. 5 и 15.

14.2.5. Маслоотделитель, смотровое стекло и фильтры-осушители.

Маслоотделитель следует устанавливать сразу за компрессором в линии L3, как показано на рис. 14 и 15. Смотровое стекло, а лучше два - одно для наблюдения, другое для подсветки - следует установить в линиях L1 - L3. Существуют фильтры-осушители как для пара, так и для жидкости. Они могут работать как в одном направлении, так и в двух направлениях. Их также следует устанавливать в линиях L1 - L3.

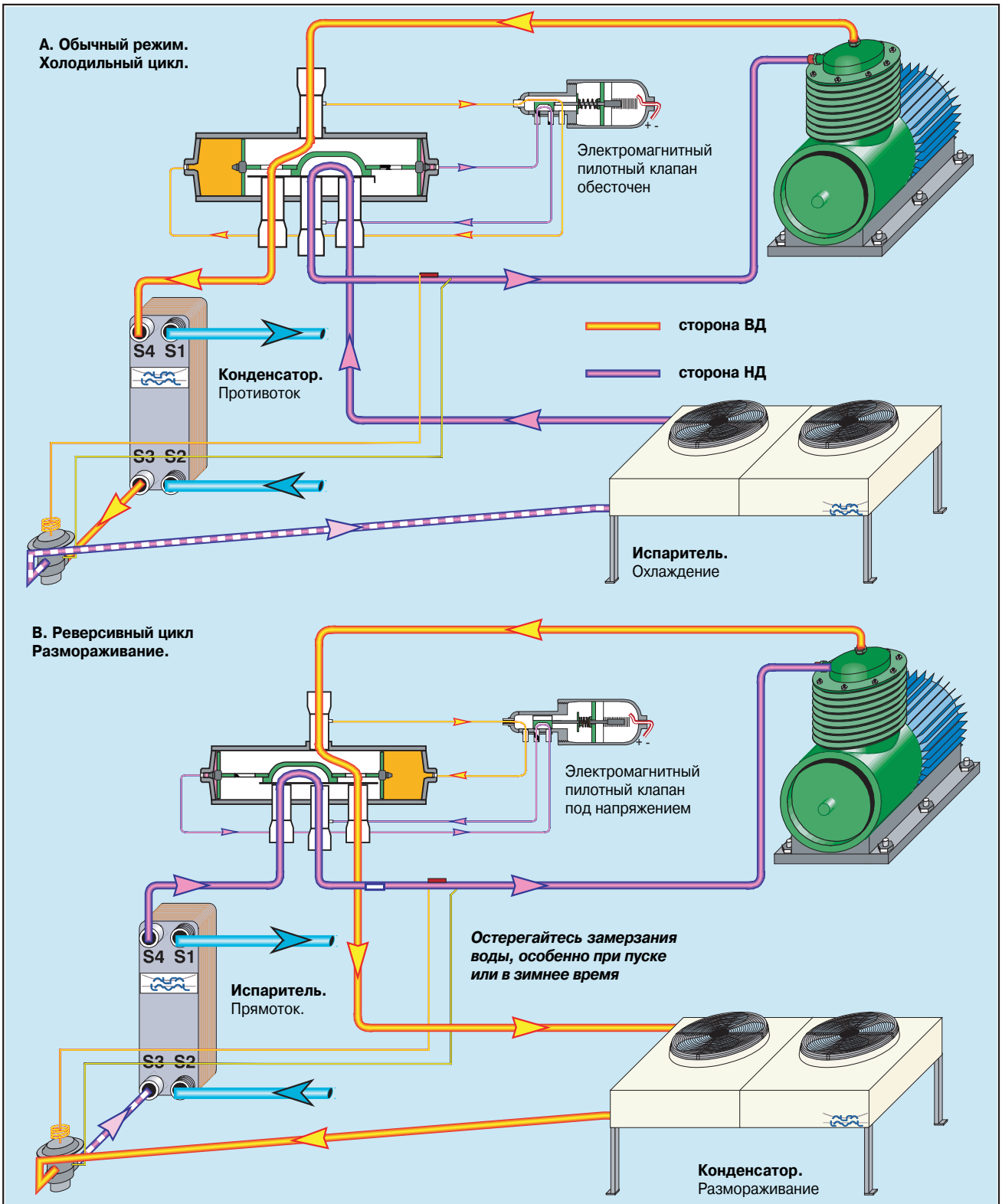


Рис.13. Принцип действия четырехходового клапана с пилотным устройством в реверсивных холодильных установках.

Конструкция и работа пилотного и основного клапанов сходны. Пилотный клапан приводится в действие с помощью электромагнита, основной клапан – с помощью поршней, на которые действуют давления со стороны всасывания и со стороны нагнетания. Приложение этих сил определяется положением пилотного клапана.

Когда электромагнит обесточен, пилотный клапан соединяет левую полость основного клапана с нагнетающей трубой компрессора, а правую полость - с трубой всасывания. Золотник (обозначен зеленым цветом) передвигается вправо.

Когда на электромагнит подается напряжение, пилотный клапан соединяет правую полость основного клапана с нагнетающей трубой компрессора, а левую полость со всасывающей трубой. Золотник (обозначен зеленым цветом) передвигается влево и меняет направление потока на противоположное.

14.2.6. Жидкостные ресиверы в реверсивных системах

- **Типы**. Существуют два типа ресиверов: проходной и буферный. Здесь мы будем иметь дело исключительно с проходным ЖР.
- **Емкость для хранения хладагента**. Во время проведения профилактических и ремонтных работ хладагент хранится в ЖР. В особенности это относится к большим установкам. При обслуживании небольших установок хладагент можно временно хранить в любых подходящих резервуарах.
- **Демпфирующее устройство**. Ресивер гасит возмущения в потоке хладагента.
- **Емкость для хранения хладагента при реверсировании цикла**. Теплообменник содержит различное количество хладагента, в зависимости от того, является ли он конденсатором или испарителем. Точно также, в системе трубопроводов содержится разное количество хладагента в зависимости от того, находится ли он там в виде пара, жидкости или двухфазной смеси.

  Теплообменник хладагент-воздух, установленный на крыше здания вдали от компрессора и конденсатора, содержит существенно разное количество хладагента в зависимости от того, работает ли он в режиме испарителя или в режиме конденсатора. Для ППТО, размещенного вблизи компрессора, различие в количестве хладагента несущественно. Избыток жидкого хладагента хранится в ЖР.
- Питание ТРВ обеспечивается запасом жидкого хладагента, накопленного в ЖР. Этот резерв гасит колебания расхода хладагента в процессе работы установки и обеспечивает постоянное наличие жидкости в ТРВ.

14.2.7. Установка жидкостного ресивера

- На некоторых участках системы, возможно, потребуется установить электромагнитные запорные клапаны. Эти клапаны здесь не показаны.
- ЖР следует устанавливать ниже конденсатора. Соединяющая их труба не должна содержать каких-либо устройств, заметно ограничивающих поток хладагента. Примеры расположения компонентов установки приведены на рис. 14 и 15.
- ЖР не должен нагреваться, например, из-за размещения в теплом помещении или вблизи тепловыделяющих машин. Если ресивер нагреется, то жидкость начнет испаряться и пар через конденсационную трубу будет поступать на выход конденсатора. Это может блокировать расход хладагента через каналы и нарушить конденсацию. Данная проблема может быть решена с помощью установки уравнительной линии от ЖР к входу конденсатора, но при этом могут возникнуть другие проблемы, см. ниже.
- Для того чтобы вернуть испарившийся хладагент из ЖР обратно в конденсатор, ЖР и нагнетательная труба компрессора могут быть соединены уравнительной линией. В этом случае давление нагнетания поднимает конденсат в конденсатной трубе, и если конденсатор недостаточно высоко поднят над ресивером, он может быть затоплен и проток хладагента через него будет затруднен.

Отсюда вытекает следующая рекомендация: не устанавливайте уравнительную линию **в реверсивной системе**.

- **При реверсировании потока ЖР не должен находиться между ТРВ и испарителем**. В противном случае весь содержащийся в ресивере жидкий хладагент должен будет испариться, что грозит замораживанием воды, протекающей через испаритель. Если же хладагент испарится не полностью, попадание жидкости в компрессор приведет к гидравлическому удару и повреждению компрессора. Проблема замерзания воды обсуждалась в предыдущем параграфе.
- Две конденсационные трубы, показанные на рис. 14 и 15, могут быть соединены до подключения к ЖР. Этот прием упрощает монтаж, поскольку дает возможность применять стандартные ЖР.

С помощью тщательного подбора компонентов, а также длины и диаметра труб можно так спроектировать установку, по крайней мере, небольшую, что разница в количестве хладагента для различных режимов работы будет невелика. Тогда избыток хладагента может храниться в полостях ППТО у входного или выходного отверстий или в соединительных трубах. В таком случае отпадает необходимость в ЖР. Такой вариант приведен на рис. 16.

14.2.8. Системы с одним или двумя ТРВ.

При установке ТРВ совместно с ПТО, независимо от того, являются ли они паяными, сварными или полусварными, необходимо соблюдать следующие основные требования:

- Труба между испарителем и вентилем должна быть прямой.
- На этой трубе не должно быть изгибов, фитингов, арматуры, сосудов и прочих устройств, где могло бы происходить разделение фаз. Распространенной ошибкой является установка нескольких колен на трубе между вентилем и испарителем.
- Диаметр трубы не должен быть больше выходного диаметра ТРВ.
- Допускается установка промежуточного клапана при отсутствии изгибов трубы после клапана. Встроенный клапан, например, обратный клапан, может даже улучшать работу системы, повторно смешивая разделившиеся пар и жидкость.
- Сторона ВД должна быть всегда заполнена жидкостью.

14.2.9. Системы с жидкостным ресивером

Для того чтобы жидкостный ресивер не оказался между ТРВ и испарителем в одном из режимов работы системы, можно использовать либо два ТРВ и два обратных клапана, как показано на рис. 14, либо один ТРВ и четыре обратных клапана, как показано на рис. 15.

Системы с двумя вентилями. На рис. 14 показана система с двумя ППТО, которая удовлетворяет всем вышеперечисленным требованиям. Обратите внимание на следующее:

- Наличие двух ТРВ означает, что каждый из них может быть выбран и установлен так, чтобы наилучшим образом соответствовать требуемой производительности и типу испарителя.
- При реверсировании цикла конденсат должен идти в обход ТРВ, который работает в нормальном режиме. Это осуществляется с помощью параллельно установленного обратного клапана, который открывается при реверсировании. Когда поток снова пойдет в прямом направлении, обратный ТРВ будет закрыт, и поток пойдет через запорный клапан, соответствующий прямому направлению потока.
- Термобаллон и уравнительные линии неактивного ТРВ теперь соединены со входом теплообменника, который стал конденсатором. Если поступит сигнал о большом значении перегрева, то вентиль будет пытаться открыться. Следовательно, вентиль должен быть типа МРД. Такой вентиль закрывается, если давление превысит определенное значение. Другим решением является установка в линию непосредственного расширения второго запорного клапана.

Активная линия ВД

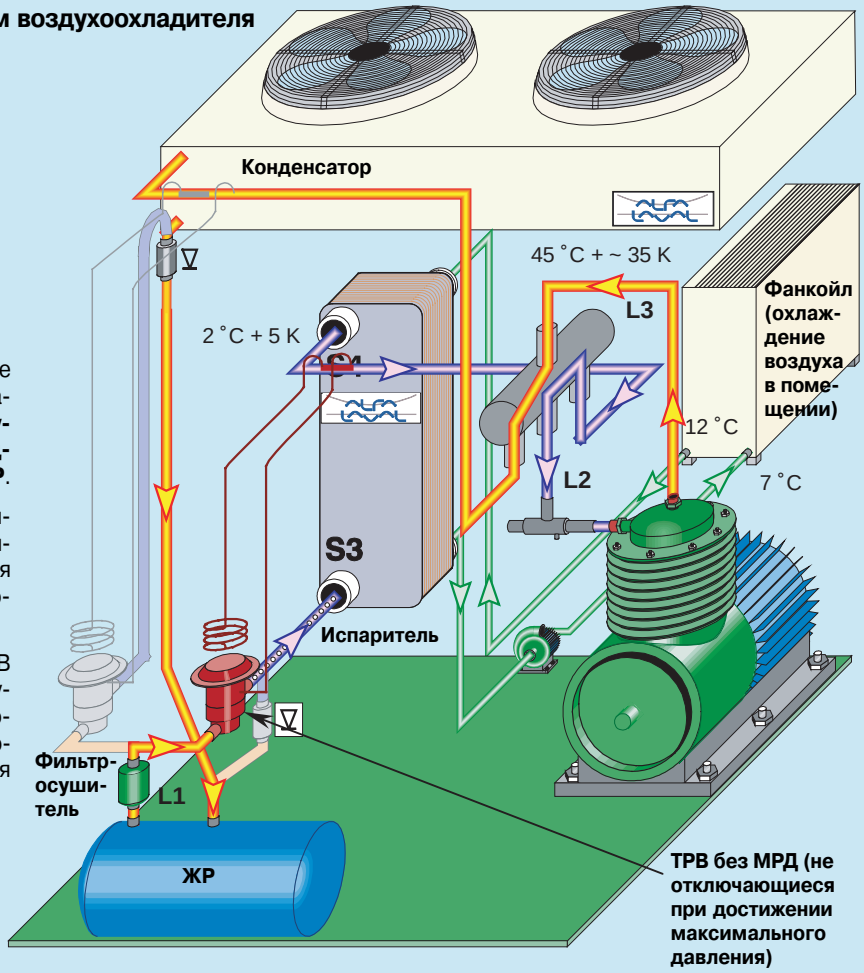
Активная линия НД

Неактивная линия ВД

Неактивная линия НД

Закрытые вентили непосредственного расширения и обратные клапаны.

A. Режим воздухоохладителя

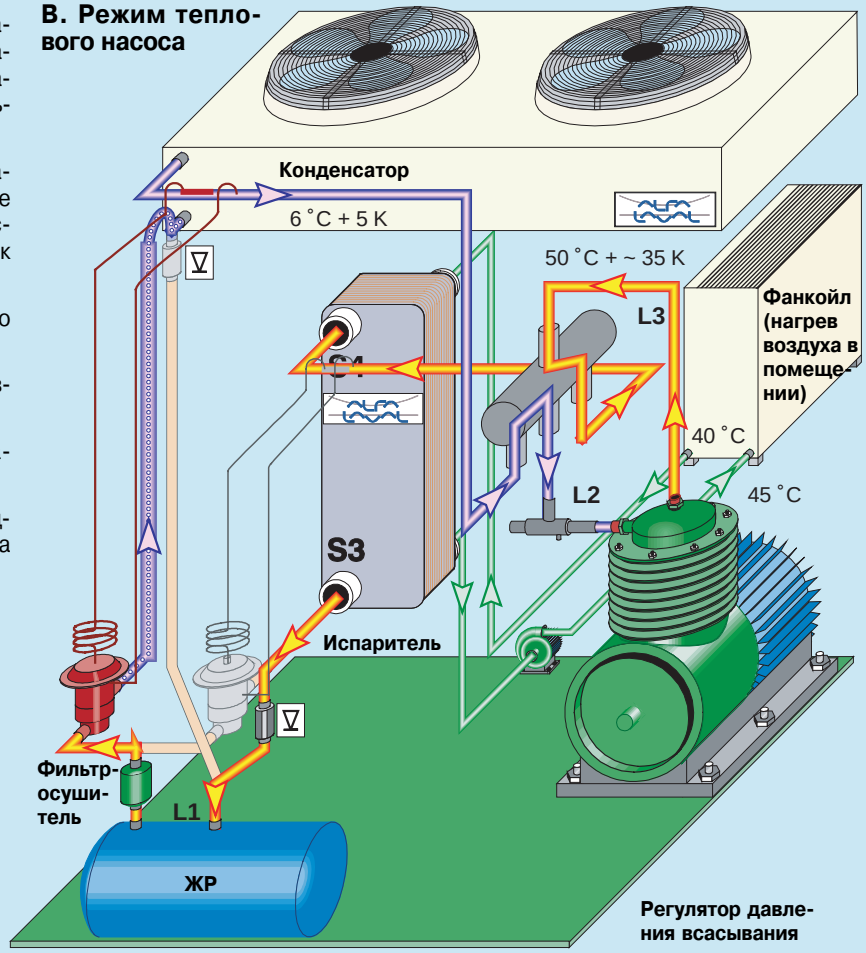


Данная схема удовлетворяет наиболее важным требованиям, определяющим надежность системы, а именно: **прямая труба между ТРВ и ППТО,** а также **свободный проток между конденсатором и ЖР**.

Кроме того, труба от ТРВ к теплообменнику хладагент-воздух входит в трубу конденсата сверху. Поэтому она не заполняется конденсатом, когда теплообменник работает как конденсатор.

Аналогичная труба, идущая от другого ТРВ к ППТО, сделана короткой и входит в трубопровод горизонтально. Небольшое количество конденсата, которое может накопиться в этой трубе, не оказывает влияния на работу установки.

B. Режим теплового насоса



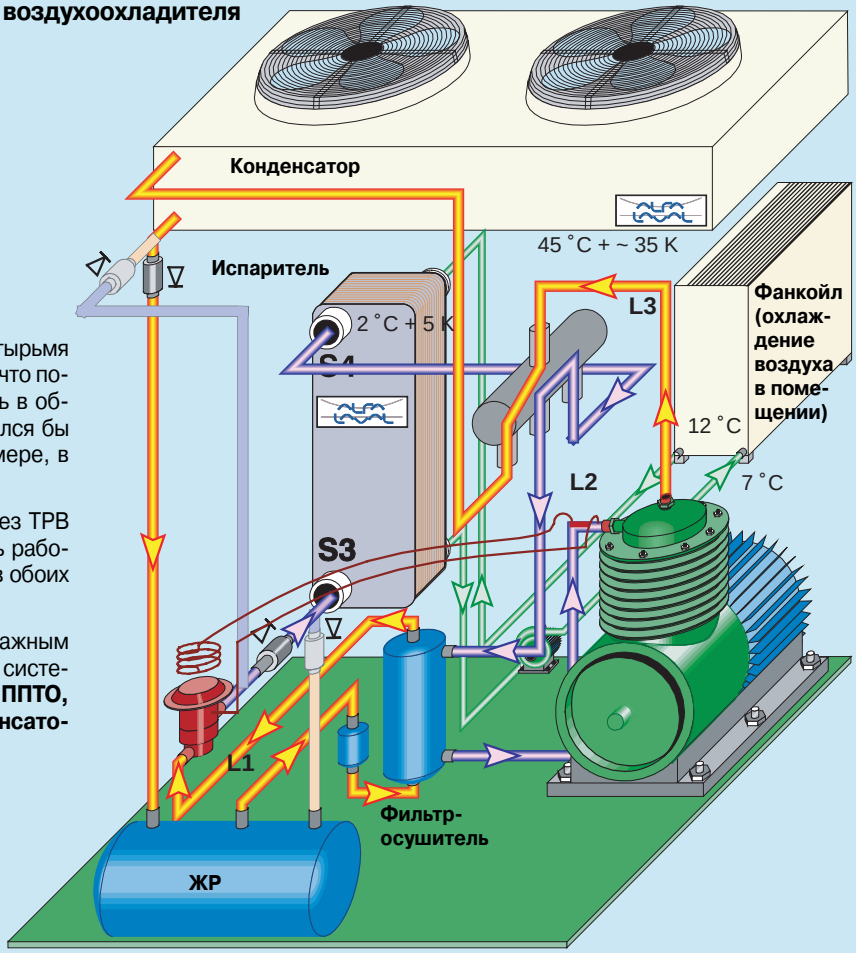
На участках трубопровода L1, L2 и L3 направление потока не изменяется. Эти участки могут быть использованы для монтажа устройств, которые должны применяться в обоих режимах.

- Фильтр-осушитель в этой схеме установлен на участке L1. В данном случае он работает в обоих режимах, так как устанавливается на участке, где поток всегда направлен вверх.
- Здесь же может быть установлено смотровое стекло.
- Маслоотделитель может быть установлен на участке L3.
- Сепаратор в линии всасывания устанавливается на участке L2.
- Охладитель конденсата охлаждает жидкость на участке L1 и нагревает пар на участке L2.

Рис.14. Система с двумя ТРВ и жидкостным ресивером.

A. Режим воздухоохладителя

Активная линия ВД
Активная линия НД
Неактивная линия ВД
Неактивная линия НД
Обратные клапаны закрыты

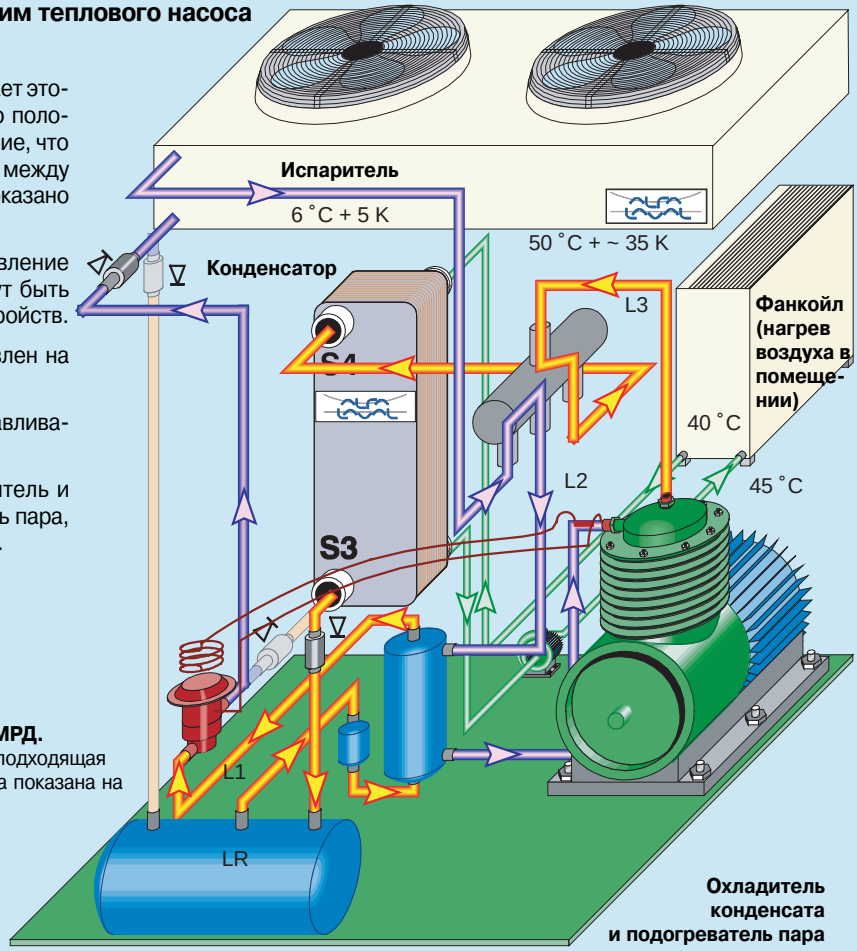


Эта установка оснащена одним ТРВ и четырьмя дополнительными обратными клапанами, что позволяет направлять испаряющуюся смесь в обвод ЖР. Без этих клапанов ресивер оказался бы между ТРВ и испарителем, по крайней мере, в одном из режимов.

В этой схеме хладагент всегда течет через ТРВ только в одном направлении, т.е. вентиль работает с полной пропускной способностью в обоих режимах.

Данная схема удовлетворяет наиболее важным требованиям, определяющим надежность системы, а именно: **прямая труба между ТРВ и ППТО,** а также **свободный проток между конденсатором и ЖР**.

B. Режим теплового насоса



Промежуточный обратный клапан не мешает этому потоку, он может даже оказать на него положительное воздействие. Обратите внимание, что трубы конденсата могут быть соединены между собой перед присоединением к ЖР, как показано на рис.14.

На участках трубопровода L1 - L3 направление потока не изменяется. Эти участки могут быть использованы для монтажа различных устройств.

- Маслоотделитель может быть установлен на участке L3.
- Сепаратор на линии всасывания устанавливается на участке L2.
- Здесь же установлены фильтр-осушитель и охладитель конденсата - подогреватель пара, использующие потоки в линиях L1 и L2.

ТРВ с МРД.
Более подходящая система показана на рис.14.

Рис.15. Система с одним ТРВ и жидкостным ресивером.

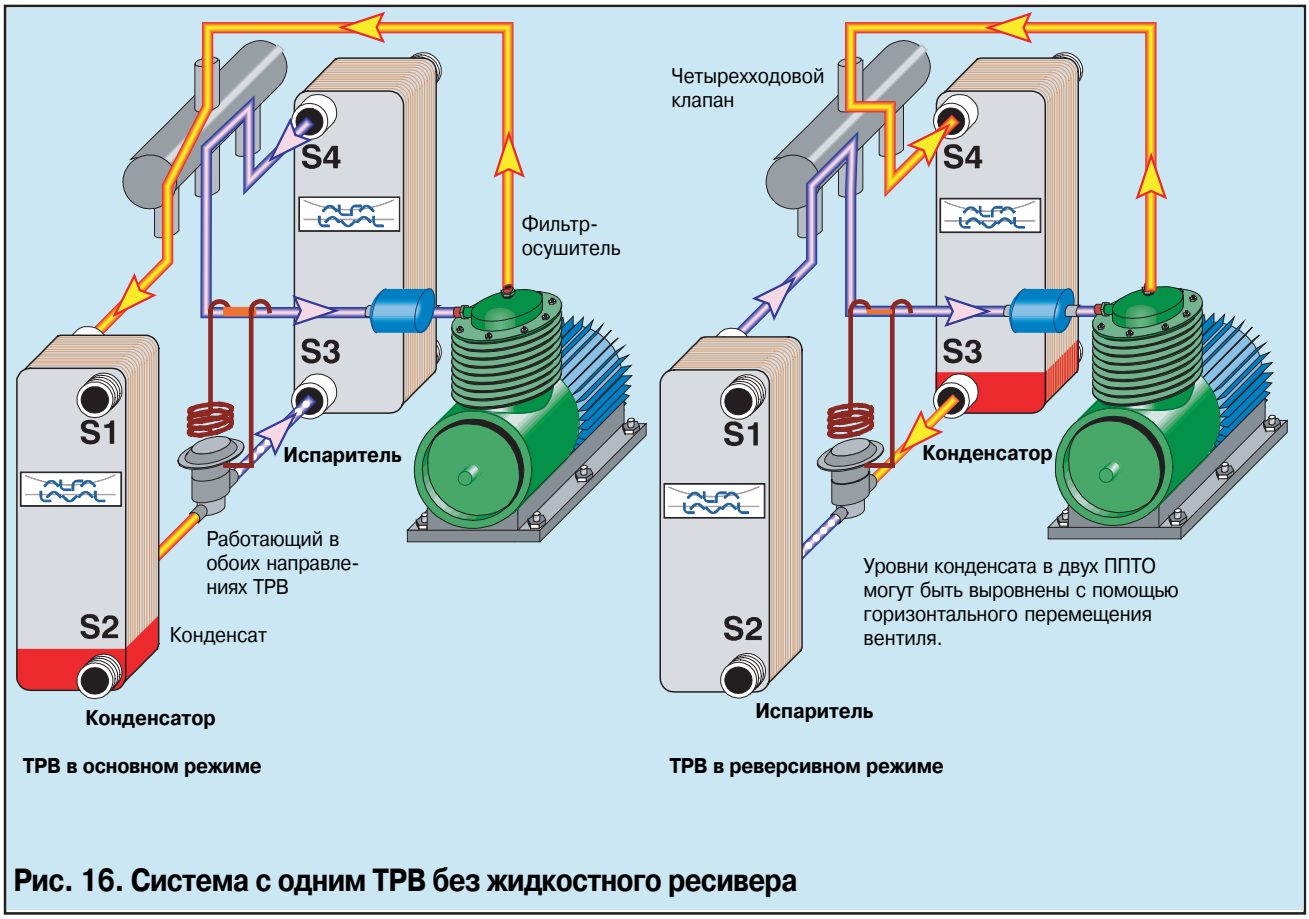


Рис. 16. Система с одним ТРВ без жидкостного ресивера

Система с одним вентилем. Вместо системы с двумя ТРВ можно спроектировать систему с одним ТРВ, добавив два обратных клапана для изменения направления потоков. Хитрость в том, чтобы не создать при этом многочисленных изгибов трубы между ТРВ и испарителем ППТО. Один из возможных вариантов такой системы показан на рис. 15. Обратите внимание, что направление потока через ТРВ не изменяется при реверсировании цикла.

14.2.10. Системы без жидкостного ресивера

Системы с двумя вентилями. Если уровень конденсата в ЖР на рис. 14 и 15 остается постоянным, то такой ресивер можно исключить из состава установки и заменить соединительной трубой. В результате получится схема с одним (или двумя) ТРВ.

Системы с одним вентилем. На рис. 16 показана система с двумя ППТО, которая удовлетворяет всем вышеприведенным требованиям. Обратите внимание на следующее:

- В ППТО, как в конденсаторе, так и в испарителе, содержится небольшой объем хладагента. Если оба теплообменника примерно одинаковы по размерам, то разница в объемах хладагента в холодильном цикле и цикле теплового насоса невелика и легко может быть компенсирована выбором положения вентиля на горизонтальной трубе, соединяющей теплообменники.
- Единственная жидкостная труба соединяет конденсатор и вентиль. Эта труба короткая и содержит лишь небольшое количество хладагента.
- Если вентиль не является встроенным, то необходимо предусмотреть в соединительной трубе небольшое колено, а лучше установить ППТО на разной высоте. Обратите внимание! Во встроенном вентиле поток может достаточно круто менять свое направление, что нежелательно.
- Обычно, пропускная способность ТРВ немного меньше в обратном направлении, чем в прямом. Это связано с тем, что поток в прямом направлении стремится открыть вентиль, а в обратном – закрыть.

  Поэтому вентиль необходимо устанавливать так, чтобы в основном режиме системы, будь это холодильный цикл или цикл теплового насоса, поток проходил через него в прямом направлении.
- Заправка системы и выбор положения вентиля должны быть выполнены со всей тщательностью, чтобы к вентилю поступало достаточное количество жидкости в обоих направлениях. Это легче сделать, если установка спроектирована максимально симметричной.

  На рис. 13 показана другая система с одним вентилем и тоже без ЖР. Система содержит ППТО и теплообменник хладагент-воздух. Этот теплообменник может находиться далеко от ТРВ. В этом случае неизбежны длинные трубы с коленами и фитингами. К счастью, теплообменники хладагент-воздух менее чувствительны к месту установки ТРВ.
- ППТО расположен в соответствии со сделанными выше рекомендациями. Когда он работает как конденсатор, жидкость должна полностью заполнять весь объем входной полости. При этом линия от вентиля до испарителя с воздушным охлаждением заполнена двухфазной смесью.
- При реверсировании потока возрастает объем жидкости, но этот избыток жидкости легко находит себе место в трубе между вентилем и конденсатором с воздушным охлаждением.

Внимание! Системы с одним ТРВ без жидкостного ресивера в случае применения разных теплообменников и значительной асимметрии, т.е. когда объемы жидкого хладагента в жидкостных линиях заметно меняются при переходе с одного режима на другой, требуют тщательной балансировки и подгонки оборудования, даже если используются безупречно работающие ППТО.

15. Системы, охлаждаемые морской водой

На рис. 17 показана система SECOOL, в которой охлаждающая конденсаторы вода в свою очередь охлаждается морской водой в специальном ПТО. Охлажденная пресная вода поступает по трубам к различным системам кондиционирования воздуха.

В схеме, показанной на рис. 18, морская вода непосредственно охлаждает ПТО-конденсатор центрального чиллера. Вода, охлажденная центральным чиллером, поступает к фанкойлам напрямую или через промежуточные устройства развязки по давлению.

В этом разделе обсуждаются преимущества и недостатки вторичного контура с морской водой по сравнению с системами, непосредственно использующими морскую воду для охлаждения конденсаторов.

Здесь дается также краткое описание оборудования и способов использования морской, солоноватой и речной воды в качестве охлаждающей среды в системах кондиционирования. Термин «морская вода» (MB) здесь применяется для обозначения всех видов воды, если тип воды не оговаривается особо. В главе, посвященной оптимизации, обе системы рассматриваются с точки зрения наиболее эффективного достижения требуемого перепада температур комнатного воздуха и морской воды. В этой же главе обсуждаются вопросы оптимизации SECOOL.

15.1. Что такое система SECOOL?

Название происходит от первых букв английского термина SEcondary COOLing (вторичное охлаждение). Этот термин придуман фирмой Alfa Laval для обозначения метода охлаждения пресной воды в первичном контуре с помощью вспомогательного водяного контура, обычно с морской или речной водой. Вода в первичном контуре затем используется для охлаждения оборудования на промышленных предприятиях, например, на химических, сталелитейных, нефтеперерабатывающих заводах, электростанциях, на морских судах и т.д.

Особый интерес специалистов по холодильной технике вызывает возможность охлаждения воды для водоохлаждаемых конденсаторов холодильных установок. Во многих регионах, особенно в Гонконге, Сингапуре, Шанхае, Японии и других странах Дальнего Востока, лето жаркое и влажное, а запасы пресной воды ограничены. Такие условия не благоприятны для охлаждения воды в градирнях. Морская вода, зачастую, легко доступна и очень удобна для сброса тепла. На рис. 17 и 18 показаны типичные установки для кондиционирования высотных зданий.

Циркулирующая пресная вода охлаждается в двух ПТО с прокладками и титановыми пластинами и затем используется для охлаждения конденсаторов кондиционеров воздуха.

Такая система имеет много преимуществ. Не расходуется пресная вода, как это происходит в градирнях. Пресная или, чаще, деминерализованная вода заполняет замкнутый контур. В ней отсутствуют кислород и другие вещества, вызывающие коррозию. Оборудование установки находится в контакте только с неагрессивной и незагрязненной пресной водой. Агрессивная и засоренная морская вода присутствует только в разборных теплообменниках контура SECOOL.

Единственным недостатком такой системы является требование доступности морской или речной воды. Если такой водоем расположен рядом, система осуществима, если же он находится в километре от установки, то, по всей видимости, такая система не практична.

15.2. Сравнение систем с зависимым и независимым присоединением конденсаторов к контуру морской воды

В высотных зданиях давление в столбе воды от цокольного этажа до крыши может быть большим, значительно превышающим безопасный предел эксплуатации фанкойлов. Такое здание делится по высоте на зоны, в фанкойлы каждой зоны подается охлажденная вода от подстанции на ближайшем техническом этаже. Технические этажи расположены через одинаковые интервалы, обычно, начиная с 13-го (например, в лифтах отелей отсутствует соответствующая кнопка). Существует много вариантов таких систем.

- Самым простым и наиболее эффективным использованием разности температур комнатного воздуха и морской воды является охлаждение морской водой конденсатора центрального чиллера, расположенного на среднем этаже здания. Один контур пресной воды обслуживает верхнюю часть здания, другой - нижнюю. Недостатками являются, во-первых, поступление агрессивной и засоренной морской воды в машинное отделение, во-вторых, ограничение на высоту здания.
- В системе, изображенной на рис. 17, циркулирующая пресная вода охлаждается морской водой. В свою очередь, пресная вода охлаждает конденсаторы зональных кондиционеров, находящихся на технических этажах. В такой системе контур пресной воды должен выдерживать полное давление столба воды от верха здания до цоколя. Кроме того, уменьшается перепад температур, так как в конденсаторы поступает вода с температурой на 3-7 K выше, чем у морской воды.
- Общий для всего здания чиллер располагается в цокольном этаже. Контур пресной воды проходит от цокольного этажа до верхнего и гидравлически изолирован от фанкойлов с помощью ПТО (развязка по давлению). Такой ПТО представляет собой небольшое устройство, которое может быть установлено в служебном помещении на каждом этаже или в каждой зоне. Преимущество такой системы очевидно. Машинное отделение расположено на цокольном этаже. По зданию распределяется только охлажденная вода. Недостаток данной системы в том, что чиллер должен охлаждать воду на 3-7 °C сильнее, чем в предыдущем случае, чтобы фанкойлы работали в том же температурном режиме. С другой стороны, в конденсатор поступает вода с более высокой температурой.

15.2. Компоненты.

Водозабор. В схеме на рис. 17 вода подводится по короткому каналу к цокольному этажу здания, где расположены насосы для подачи морской воды. Преимуществом такой системы является низкая стоимость капитального строительства.

Недостатком является высокое содержание мусора в воде вблизи берегов. В таком случае можно брать воду с помощью башенного водозабора на некотором расстоянии от берега и в нескольких метрах от дна. Дальше вода по трубам поступает к насосной станции. В этом случае вода, как правило, гораздо чище, чем на поверхности, на дне или у берега.

Кроме того, насосная станция может находиться на некотором расстоянии от берега, не занимая полезную площадь побережья.

Фильтр или решетка. Решетка или самоочищающийся фильтр препятствуют попаданию крупного мусора в насосную станцию.

Насосы для подачи морской воды. В схеме на рис.17 насосы расположены ниже поверхности воды, т.е. имеют положительное давление на входе, так что не требуется никакой специальной системы для заливки насоса.

Их можно расположить выше поверхности воды, но тогда потребуется система заливки насоса.

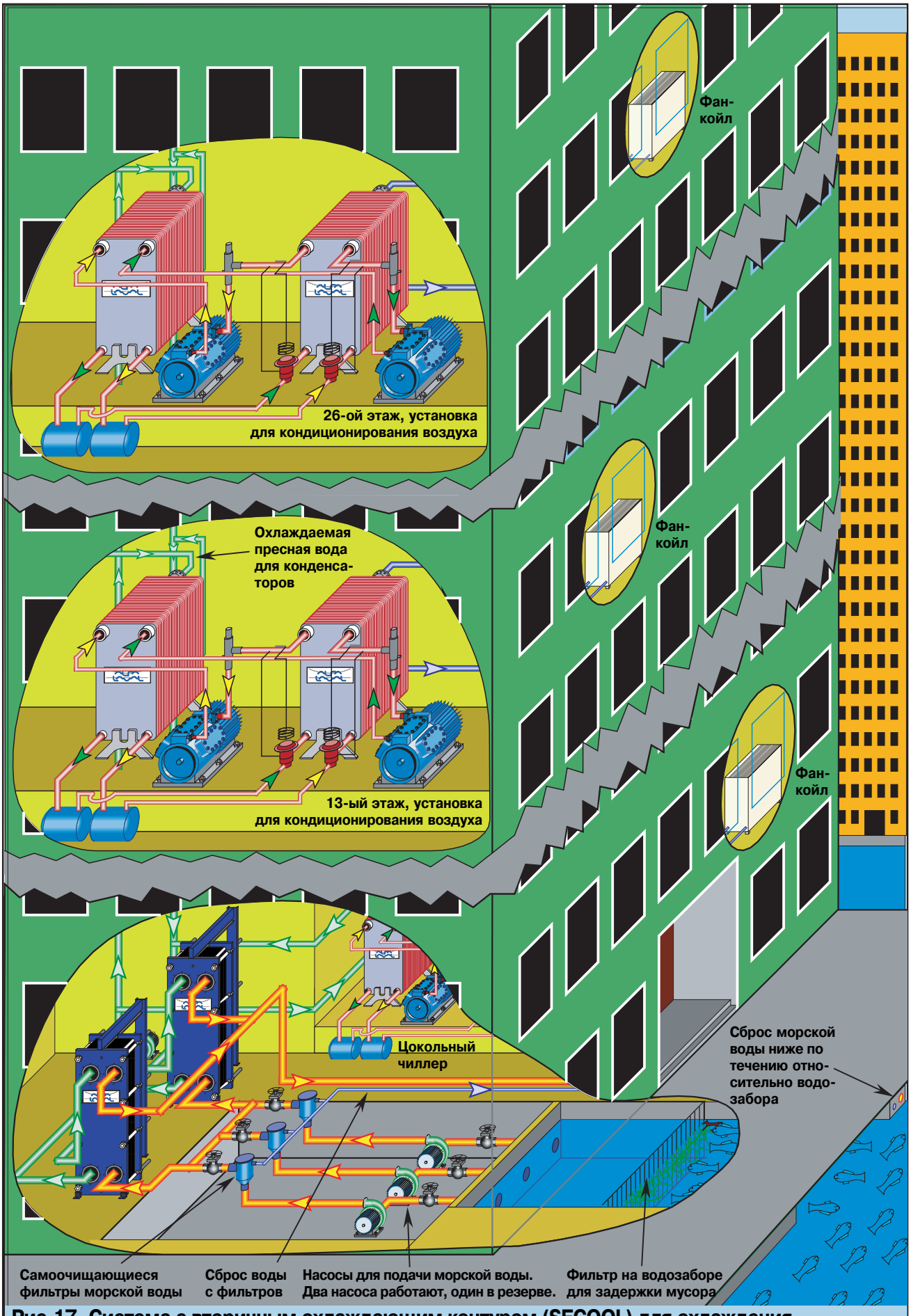


Рис.17. Система с вторичным охлаждающим контуром (SECOOL) для охлаждения циркулирующей пресной воды с помощью морской воды. Пресная вода применяется для охлаждения конденсаторов в высотном здании

Насос для морской воды обычно имеет бронзовое рабочее колесо, вал из нержавеющей стали и бронзовый или чугунный корпус. Большие насосы должны иметь двойной подвод, т.е. морская вода поступает к рабочему колесу с двух сторон. На рис. 18 показан насос с односторонним подводом.

Самоочищающиеся фильтры. Обратимся к рис. 17. Существуют разные типы таких фильтров. Alfa Laval разработала фильтр, специально предназначенный для работы с ПТО, использующими морскую или речную воду. Подробнее фильтр описан в специальной документации. Корпус изготовлен из покрытой резиной низкоуглеродистой стали, сетка - из нержавеющей стали. Фильтр минимального типоразмера имеет присоединительный размер 100 мм. Это стационарный фильтр, в котором очистка производится частично путем реверсирования потока воды, частично за счет сдвигающего усилия, возникающего при течении воды вдоль поверхности сетки. Очистка производится автоматически через заданные промежутки времени либо по уровню падения давления. Отсутствие движущихся частей (кроме используемых для реверсирования потока) делает такой фильтр высоконадежным.

При реверсировании потока мусор смывается в небольшую сточную трубу, которую желательно присоединить к основной линии морской воды после ПТО.

Существуют непрерывно очищающиеся вращающиеся фильтры. Однако некоторые модели таких фильтров часто выходят из строя в результате заклинивания мусором.

Очистка противотоком. Мелкий мусор, водоросли, рыба и прочие загрязнения, попадающие на вход насосов при отсутствии фильтра, застревают на входе ПТО. Простой путь очистки от такого мусора заключается в пропускании потока воды через ПТО в обратном направлении. На схеме, показанной на рис. 18, применяется именно такой способ. Очистка производится автоматически, обычно четыре или шесть раз в день, процедура занимает от 15 до 30 минут.

Замечание 1. При реверсировании потока режим течения в теплообменнике обычно меняется с противотока на прямоток. В этом случае временно снижается производительность установки.

Замечание 2. За исключением некоторых, очень специальных случаев, нет необходимости устанавливать одновременно и фильтр и систему очистки противотоком.

Замечание 3. Система очистки противотоком не требует специальной сливной трубы, что упрощает монтаж, правда, не с юридической точки зрения.

Замечание 4. Конденсатор с непосредственным охлаждением должен оснащаться более совершенной системой очистки, чем конденсатор вторичного контура. Это связано с тем, что демонтаж его пластин связан с разгерметизацией контура хладагента, что требует больших затрат времени и средств на обслуживание.

Хлорирование. В морской и солоноватой воде содержится множество морских организмов: водорослей, грибков, рачков, бактерий и т.д, в пресной воде их несколько меньше. Более крупные организмы задерживаются фильтром, но мелкие проходят в систему. Личинки балянусов и мидий могут проходить практически через любые сита. Они оседают на стенках, растут и, в конце концов, отрываются и засоряют конденсатор. В теплообменнике из мягкой стали, охлаждаемом пресной водой, могут поселиться разрушающие железо бактерии. В зимнее время теплый конденсатор представляет собой особенно удобное место обитания.

Эффективным способом борьбы с нежелательными биологическими обрастаниями - там, где это позволяет законодательство, - является хлорирование, особенно ударное хлорирование через неодинаковые промежутки времени, поскольку, например, балянусы могут запоминать периодичность воздействия и закрываться на это время. Продолжительность хлорирования трудно определить точно, поскольку активность биологических процессов в морской воде зависит от региона, времени года, времени суток и т.д. В качестве начального значения можно принять обработку четыре или шесть раз в день продолжительностью 15 минут с концентрацией хлора **на выходе** из ПТО 1-2 млн$^{-1}$. Точка впрыска должна находиться непосредственно перед ПТО. Если впрыскивать препарат на большом расстоянии от ПТО, то все микроорганизмы, присутствующие в трубе между точкой впрыска и ПТО, отделятся от стенок и забьют теплообменник.

Применяются три основных метода хлорирования:

- Непосредственный впрыск жидкого хлора. Чаще всего используется в химической промышленности, где персонал обладает необходимыми знаниями и навыками в обращении с хлором (по-видимому, больше нигде таких специалистов нет).
- Впрыск водного раствора гипохлорита кальция или натрия. Этот способ хлорирования более легкий и безопасный, но требует специальных мер защиты оборудования, так как раствор обладает высокой коррозионной активностью.
- Наиболее изящным методом является электролиз морской воды. В результате электролиза раствора NaCl образуется хлор и водород, причем в воде, именно там, где нужен хлор. Это способ дорог, но зато не требует хранения агрессивной и (или) опасной жидкости.

Химическая чистка. Морская вода содержит не только микроорганизмы, но и другие загрязнители, такие как нефтепродукты, частицы дыма, мертвая органическая материя. Все это может скапливаться на поверхности теплообменника и подлежит удалению. Очистку необходимо проводить и в том случае, когда хлорирование, по тем или иным причинам, невозможно.

В системах безразборной мойки (CIP) подача морской вода в ПТО на некоторое время прекращается, а вместо нее в аппарате циркулирует моющий раствор. Alfa Laval выпускает два вида моющих растворов, специально разработанных для ПТО. Подробнее их свойства описаны в специальной документации.

Один из них представляет собой промышленный детергент, эффективный препятствующий органическим обрастаниям. Второй раствор - это кислота, которая растворяет отложения карбоната кальция и магния, чаще всего встречающиеся в трубах с охлаждаемой водой.

Ручная чистка. Обычно рекомендуется один раз в год демонтировать разборный ПТО для осмотра и ручной очистки. Конечно, периодичность осмотра может быть разная, от нескольких раз в год до одного раза в десять лет. Если такая работа проводится раз в году, это следует делать непосредственно перед началом самого теплого времени года, так чтобы в период максимальной нагрузки конденсатор был чистым.

Пластинчатые теплообменники. Для морской воды применяются только сварные (СПТО) и разборные (РПТО) теплообменники. ПТО, работающие на морской воде, будь-то конденсаторы (СПТО) или ПТО SECOOL (РПТО), изготавливаются из титана, поскольку этот материал абсолютно устойчив действию морской воды и большинства химических веществ. Исключение составляют фторсодержащие вещества, находящиеся либо в растворе, либо входящие в состав прокладок, например, из фторполимера - вайтона. Такие прокладки нельзя применять в титановых ПТО. Существуют некоторые высококачественные марки нержавеющей стали, например, Avesta 254 (и 654) SMO, стойкие к воздействию солоноватой воды, **но не в сочетании с хлором**. Этот вопрос обсуждается в гл.6., «Засорение и коррозия».

Примечание 1! ПСПТО для R22 не могут работать с паром, температура которых в течение длительных периодов превышает 90 ˚C. При работе с аммиаком температура паров длительное время может быть выше 120 ˚C.

Примечание 2! CuNi разрушается при взаимодействии с загрязненной морской водой, взятой в районе портов или промышленных зон. ПТО из этого материала могут применяться на кораблях, проводящих большую часть времени в открытом море.

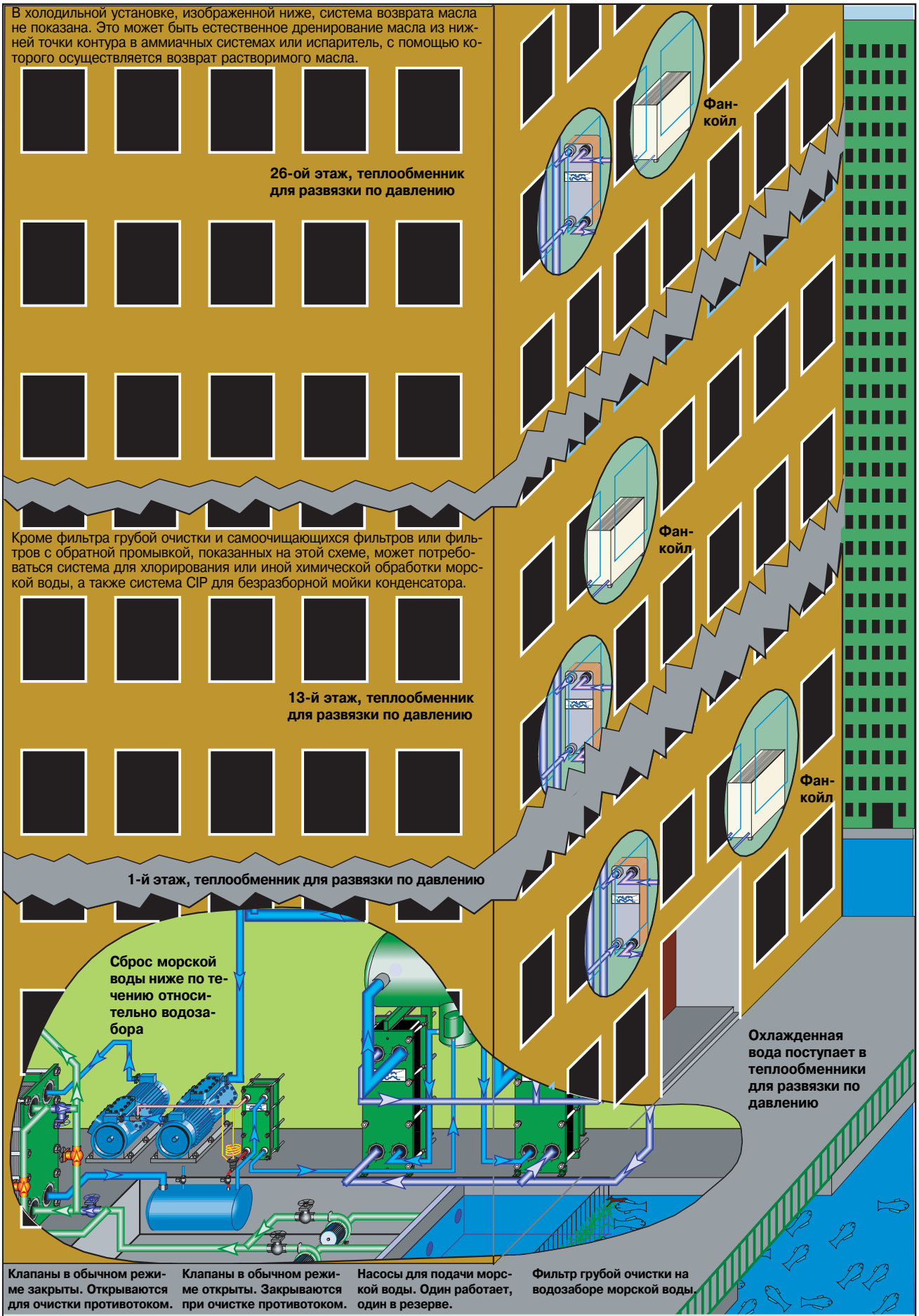


Рис. 18. Система кондиционирования с конденсатором, охлаждаемым морской водой. Охлажденная вода поступает в теплообменники для развязки по давлению, которые обслуживают фанкойлы на каждом этаже или в зоне, включающей несколько этажей.

16. Растворимое масло в затопленных системах

16.1. Испаритель масла

Парожидкостная смесь поступает из испарителя в сепаратор, где пар отделяется от жидкости, и, возможно, затем дополнительно осушается в туманоуловителе. Данный процесс отделяет от пара не только жидкий хладагент, но и масло.

При таком устройстве в компрессор поступает только сухой пар, а масло, фактически, улавливается в контуре испаритель - сепаратор. Если не принять специальных мер, то концентрация масла в испарителе постепенно увеличится, а в компрессоре - уменьшится.

Поэтому, во-первых, необходимо после компрессора установить эффективный маслоотделитель, см. рис. 19.

Однако этого недостаточно. Даже высокоэффективный маслоотделитель не может задержать все масло. Какая-то его часть неизбежно пройдет через маслоотделитель и, в конечном счете, сконцентрируется в контуре испаритель - сепаратор.

Вторым необходимым шагом является установка испарителя возврата масла, см. рис. 19.

В этот испаритель подается часть жидкого хладагента из контура испаритель – сепаратор. Здесь жидкий хладагент как можно полнее испаряется. Пары хладагента увлекают с собой капельки масла, содержащие хладагент, но в столь малом количестве, которое не представляет опасности гидравлического удара в компрессоре.

В качестве нагревающей среды обычно используется конденсат линии высокого давления.

Подача хладагента в испаритель возврата масла должна быть подобрана так, чтобы скорость поступления масла в сепаратор равнялась скорости его отвода. Отсюда следует, что концентрация масла в контуре испаритель - сепаратор во много раз больше, чем в поступающем сюда конденсате.

Пример. Пусть из конденсатора или жидкостного ресивера в контур испаритель - сепаратор поступает 5000 кг/час раствора R 22 - масло, причем масла поступает с этим раствором 5 кг/час, т.е. 0,1 %.

Чему будет равна концентрация масла на участке сепаратор - испаритель?

В сепаратор вводится 5000*0,001 = 5 кг/час масла. Все это масло должно уйти из сепаратора с поступающим в испаритель возврата масла раствором R 22 – масло, расход которого равен 1000 кг/час. Таким образом, концентрация масла в нем составит:

100×5/1000=0,5 %.

Из поступающей в испаритель возврата масла жидкости 99,5 % испаряется, т.е. оставшиеся 0,5 % являются маслом. Таким образом, концентрация масла в контуре испаритель - сепаратор в пять раз выше, чем в жидкости, поступающей сюда из конденсатора или жидкостного ресивера.

Испаритель возврата масла аналогичен испарителю непосредственного охлаждения в том отношении, что перед выходом хладагент должен полностью испариться. Отличие заключается в том, что концентрация масла в нем намного выше, а допустимое падение давления обычно намного меньше.

Это создает определенные трудности при проектировании испарителя, поскольку среда изменяется от почти чистого хладагента до почти чистого масла, соответственно меняются и физические свойства, особенно вязкость. Испаритель должен быть разделен по длине на несколько зон, конструкция которых отвечает физическим свойствам присутствующей в них среды. К сожалению, это очень кропотливая задача.

Однако после испарения 95 % жидкости концентрация масла увеличивается до 10 %, до этого момента повышение вязкости остается сравнительно небольшим.

Оставшаяся часть разделения, при которой концентрация масла должна повыситься от 10 до 100 %, представляет наибольшую сложность. К счастью, количество этой жидкости невелико, процесс испарения протекает на поверхности капель жидкости, взвешенных в газе, т.е. физические свойства жидкости не имеют большого значения. На практике можно спроектировать аппарат для среды со средними физическими свойствами или в расчете на чистый хладагент, но с большим запасом (20 – 50 %).

Конструкция испарителя возврата масла не критична для системы. Пусть производительность аппарата составляет 50 % от требуемой. Это означает, что концентрация масла будет равна 0,75 %, т.е. вполне допустимой для работы основного испарителя.

Итак, из 5000 кг/час смеси, поступающей в контур испаритель-сепаратор, 1000 кг/час уходит в испаритель возврата масла. Снизит ли это производительность установки?

Нет, так как теплота, необходимая для испарения хладагента, отбирается у конденсата, температура которого уменьшается, а охлаждающая способность увеличивается.

На рис.19 изображена схема установки с испарителем возврата масла. Хладагент, поступающий из сепаратора, испаряется, и масляный туман возвращается в компрессор. Таким образом, к данному испарителю предъявляются следующие основные требования:

- Максимально полное испарение раствора масла в хладагенте.
- Возврат масла в линию всасывания компрессора только в виде масляного тумана.
- Движущей силой, создающей поток через испаритель, может быть статическое давление, как в обычном термосифоне.
- Статическое давление может оказаться недостаточным для того, чтобы заставить масляный туман поступать в линию всасывания. Если линия от испарителя возврата масла входит в линию всасывания после клапана, создающего падение давления, то такое дополнительное давление должно быть подано на испаритель в качестве движущей силы.
- Вход в линию всасывания может быть выполнен как эжектор, что создаст некоторую дополнительную движущую силу.
- Входом в испаритель масла может быть нагнетательная труба насоса в схеме с принудительной подачей жидкого хладагента.
- Подача хладагента в испаритель масла регулируется по значению перегрева, но без мгновенного испарения хладагента, как это происходит в обычном ТРВ. Регулирующий вентиль просто регулирует подачу жидкости так, чтобы ее поступало в аппарат не больше, чем может испариться. Допустимое падение давления невелико, т.е. распределитель для ППТО здесь, вероятно, будет неприменим. Однако могут использоваться другие устройства, обычно применяемые в системах непосредственного охлаждения.

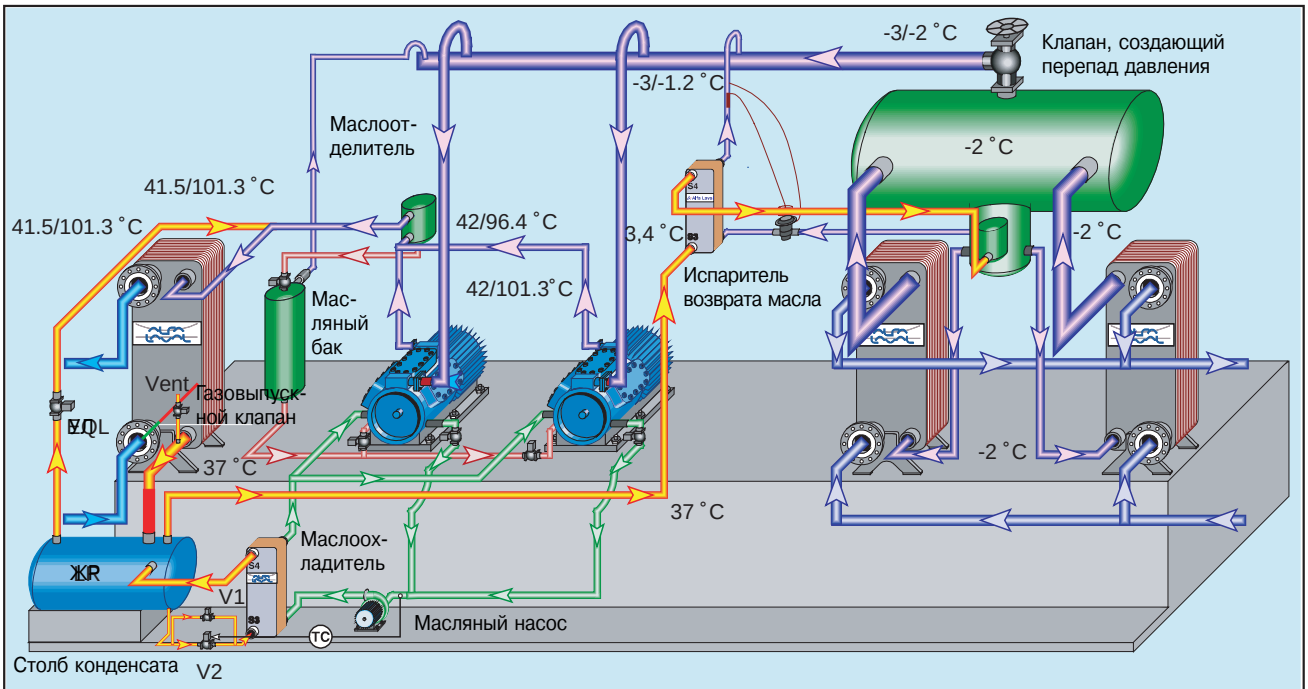


Рис. 19. Маслоохладитель и испаритель возврата масла в затопленной системе с растворимым маслом

16.2. Маслоохладитель.

Эта система одинакова для растворимого и для нерастворимого масла. Масло охлаждается за счет испарения теплого конденсата. Другие способы – охлаждение низкотемпературным хладагентом или водой - приводят к большим тепловым ударам.

После испарения пар снова конденсируется в конденсаторе. Он попадает в конденсатор одним из следующих способов:

А) через ЖР и уравнительную линию (УЛ), см. рис. 19;

Б) подается непосредственно на вход конденсатора;

В) подается обратно через конденсационную трубу на выход конденсатора и в нижнюю часть его каналов.

В случаях А) и Б) хладагент движется по замкнутому контуру. Чтобы это стало возможным в конденсаторе с довольно высоким падением давления, должны выполняться следующие условия:

- Давление в ЖР должно быть выше давления на входе конденсатора, иначе пар не пойдет обратно в конденсатор. Сделать это просто, конденсат нагревается в маслоохладителе до тех пор, пока давление не возрастет настолько, чтобы пар прошел до входа конденсатора.
- Пар не должен попадать в трубу конденсата. Для этого необходимо опустить трубу ниже минимального уровня конденсата в ЖР.
- Для преодоления гидравлического сопротивления конденсатора необходимо создать достаточный перепад высот между уровнем жидкости в ЖР и нижней частью конденсатора. Тогда образуется столб жидкости, который и создаст нужный напор.

Что происходит при пуске охладителя масла? Предположим, УЛ закрыта.

- Когда УЛ открывается, входное давление конденсатора передается на ЖР. Оно выдавливает конденсат в конденсационную трубу. Когда давление столба конденсата становится равно падению давления в конденсаторе, поток через УЛ прекращается. Давления в ЖР и на входе конденсатора равны.
- Вентиль на входе хладагента в маслоохладитель открыт. Хладагент испаряется в маслоохладителе и давление в ЖР повышается настолько, чтобы пар прошел через УЛ на вход конденсатора. Соответственно увеличивается столб жидкости в конденсационной трубе.
- В хладагенте могут присутствовать неконденсирующиеся газы, поэтому в верхней части конденсационной трубы (но не в ЖР) необходим газовыпускной клапан.

Если пар попадает в конденсатор по варианту В), то УЛ не нужна, и конденсационная труба должна находится выше уровня конденсата в ЖР. Пар движется навстречу конденсату и входит в нижнюю часть каналов конденсатора.

- **Столб жидкости, необходимый для преодоления гидравлического сопротивления каналов, образуется в самих каналах. Следовательно, часть каналов затопляется, и их поверхность не участвует в процессе конденсации.**
- **Сложно или невозможно устроить выпуск газа из конденсатора, поскольку возможная точка выпуска должна находиться внутри каналов.**

Для уменьшения опасности возникновения теплового удара поток масла должен быть непрерывным. Небольшой количество хладагента постоянно подается в охладитель по линии V1, обеспечивая минимальные потребности в охлаждении. Если тепловая нагрузка возрастет (контролируется с помощью термопары), откроется параллельно установленный клапан (V2) и пропустит количество хладагента, соответствующее максимальной потребности в охлаждении. Полное включение/отключение подачи хладагента вызвало бы большие механические напряжения в системе.

2. Оптимизация пластинчатых теплообменников в холодильных системах

1. Что такое оптимизация?

Представим себе простую холодильную систему. Рассол поступает в нее с некоторой температурой и выходит с более низкой температурой. В то же время охлаждающая вода входит в систему с низкой температурой и выходит с более высокой температурой. Система имеет определенную производительность. Хотя у нас есть некоторая свобода выбора входной температуры рассола, выходной температуры охлаждающей воды и расходов этих жидкостей, все-таки три параметра, как правило, должны оставаться фиксированными - это выходная температура рассола, входная температура доступной охлаждающей воды и производительность установки.

Наша цель состоит в проектировании оптимальной системы с учетом данных ограничений. Возникает вопрос, что есть оптимальная система, и можно ли такую систему реализовать на практике. К сожалению, термин «оптимальный» не имеет строго количественного определения. Ниже приведено несколько произвольное определение.

- **Полная оптимизация**. Ее можно определить как создание такой системы, которая характеризуется низкими, насколько это возможно, эксплуатационными затратами при данной стоимости оборудования. В этом случае необходимо минимизировать сумму годовых амортизационных отчислений и эксплуатационных расходов. Оптимальной в этом смысле обычно является дешевая в эксплуатации система, но требующая довольно больших капитальных затрат. Однако на практике владельцы установок предпочитают снижать капитальные затраты в ущерб расходам на эксплуатацию.

  Проведение полной оптимизации требует значительных затрат времени и средств. Как правило, отсутствуют исчерпывающие данные о том, как изменение одного параметра влияет на другие. Это обстоятельство делает точную полную оптимизацию практически невозможной.

- **Оптимизация цикла**. Разработчик системы выбирает тип хладагента, решает, нужно ли установить экономайзер, двухступенчатый компрессор, переохладитель и т.д.

- **Оптимизация оборудования.** Стоит ли сделать испаритель чуть меньше, а конденсатор чуть больше? Можно ли использовать компрессор меньшей мощности, зато с ТРВ и испарителем большей производительности? Можно ли уменьшить размеры испарителя, если увеличился перепад давлений хладагента? На эти вопросы, зачастую, можно ответить без особых проблем. Они и составляют содержание этой главы.

1.1. Оптимизация оборудования

Оптимизация заключается в изменении параметров какого-либо компонента для лучшего согласования его с другим компонентом или со всей системой в целом. Для проведения точного анализа системы необходимы хорошие расчетные методики для каждого вида оборудования: теплообменников, компрессоров, трубопроводов, арматуры и т.д.

Следует решить, какие компоненты нужно оставить без изменения, а какие изменять. Рассмотрим с этой точки зрения основные компоненты: компрессоры, вентили и другие регулирующие устройства, насосы, трубы и арматуру, теплообменники.

- **Компрессоры**. Они выпускаются определенных типоразмеров. При переходе от одного типоразмера к другому скачок в стоимости может быть значительным. Если рассматривать все имеющиеся компрессоры, выпускаемые всеми фирмами, то мощности компрессоров можно было бы считать изменяющимися непрерывно. Но обычно возможности выбора ограничены. Каждый конкретный компрессор может работать в неком диапазоне условий. Но максимальная производительность достигается лишь в том случае, если требуемое давление нагнетания соответствует фактическому давлению нагнетания данного компрессора без применения дроссельных устройств.

  Следовательно, выбор компрессора ограничен несколькими номинальными значениями мощности и заданными требованиями к установке. Фактически, невозможно сказать, как увеличение мощности компрессора отразится на характеристиках установки.

- **Регулирующие устройства**. После того как выбрана производительность установки и определен ее состав, нет необходимости менять регулирующие устройства при небольших изменениях условий работы установки. Другими словами, не нужно заменять регулятор давления при каждом изменении давления.

- **Насосы, трубы и арматура**. То же самое справедливо и для насосов, труб и арматуры. Небольшое изменение расхода жидкости означает лишь изменение нагрузки на насос. Чтобы возникла необходимость в изменении диаметра трубы, давление должно измениться весьма существенно.

- **Теплообменники**. Небольшое изменение давления испарения не имеет большого значения для труб, ТРВ или регулятора давления. Но оно может коренным образом повлиять на размеры испарителя.

  К счастью, ПТО очень хорошо подходят для оптимизации. Особенно удобными с этой точки зрения являются полусварные ПТО. Их размеры можно увеличивать, добавляя по одной пластине, т.е. практически непрерывно. Более того, такое увеличение размеров можно выполнить на уже существующей установке, как только возникнет в этом необходимость. Полностью сварные ПТО и паяные ПТО имеют неизменяемые размеры. Однако есть возможность индивидуально задать их размеры при заказе, причем тоже с точностью до одной пластины.

1.2. Заключение

Стоимость вентилей и другие регулирующих устройств, насосов, труб и арматуры не изменяется при малых изменениях параметров работы установки, следовательно, они не подлежат оптимизации. Компрессоры разного типоразмера обычно существенно отличаются по номинальной мощности. ПТО можно изменять практически неограниченно. Следовательно, именно их нужно приспосабливать к компрессору, но не наоборот. Изучение проблемы разделено на три этапа:

- Термические и гидравлические характеристики ПТО. Их можно оптимизировать без учета другого оборудования установки, в том числе и других ПТО. Эти характеристики представляют собой основу для выполнения следующих шагов.

- Оптимизация вторичного контура охлаждения SECOOL для тех прикладных задач, для которых исходно разрабатывалось это техническое решение.

- Взаимодействие ПТО с другим оборудованием системы, особенно с другими теплообменниками, которые уже оптимизированы.

2. Термические и гидравлические характеристики ПТО

2.1. Цель изучения

Чтобы понимать, каким образом можно модифицировать ПТО для оптимизации производительности при заданных условиях, важно знать его термические и гидравлические свойства. Очевидно, нет смысла обеспечивать более высокий перепад давлений в ПТО, если нельзя этим воспользоваться, т.е. если нельзя уменьшить размеры ПТО или увеличить его производительность.

Прекрасный способ наглядно показать свойства ПТО заключается в изучении зависимости общей площади поверхности теплообмена от расхода жидкости. Расход жидкости будем изменять от нуля до бесконечности, как показано ниже в примере.

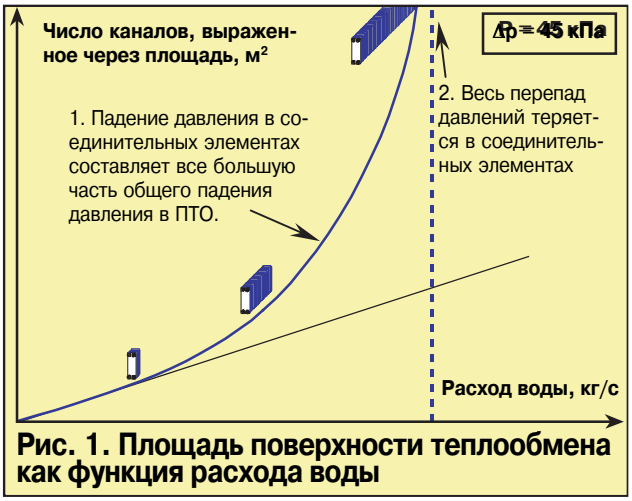


Рис. 1. Площадь поверхности теплообмена как функция расхода воды

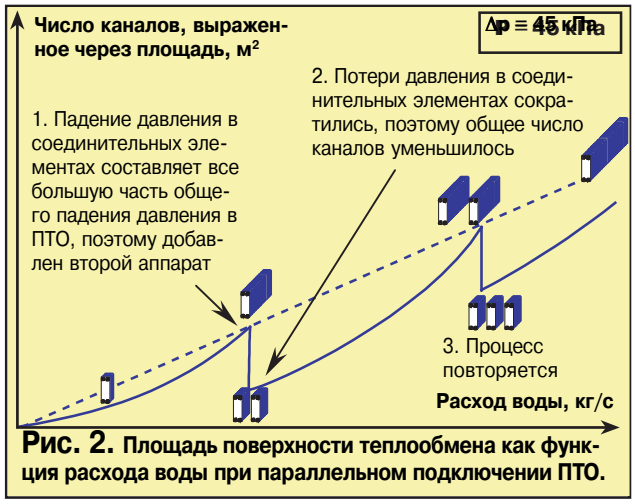


Рис. 2. Площадь поверхности теплообмена как функция расхода воды при параллельном подключении ПТО.

2.2. Тепловая нагрузка

Конкретные значения тепловой нагрузки, запаса площади поверхности теплообмена или перепада давлений не имеют большого значения, однако, рассуждения легче проводить с реальными числами, чем с абстрактными символами. Хотя здесь говорится о теплопередаче в системе «вода - вода», те же рассуждения справедливы для конденсатора, испарителя, для системы с гликолем и т.д.

Q = 156,2 кВт	Запас площади поверхности теплообмена M ≥ 5 %		
1: Вода	10 кг/с	12 → 7 °C	Δp: любое
2: Вода	G2 кг/с	7 ← 2 °C	Δp ≤ 45 кПа
Номинальное значение	10 кг/с		

2.3. Оптимально спроектированный ПТО

Это означает следующее:

- Запас площади поверхности теплообмена, M, точно равен заданному значению 5 %. Другими словами, фактическая площадь поверхности теплообмена на 5 % больше расчетного значения.
- Перепад давлений должен быть полностью использован, т.е. равен заданному значению 45 кПа.

Ниже мы увидим, можно ли выполнить эти требования, и каким образом. Такой теплообменник будет лучшим для заданных условий. Однако сами условия могут оказаться не оптимальными для установки в целом. Далее мы узнаем, как оптимизировать подобные условия.

2.4. Изменение расхода воды

Теперь выясним, как изменяется общая площадь поверхности теплообмена при изменении расхода воды, X, от нуля до бесконечности. Мы рассмотрим эту зависимость при двух условиях - при постоянном перепаде давления или при постоянном запасе площади поверхности теплообмена.

2.5. Перепад давлений

Перепад давлений не должен превышать 45 кПа при изменении расхода воды от нуля до бесконечности. Какие-либо требования к значению теплопередачи отсутствуют. Обратимся к рисунку 1. Зависимость очень простая. Если расход воды равен нулю, то число пластин - и площадь - равны нулю. Если расход увеличивается, необходимо добавлять новые пластины, точнее - новые каналы. Вначале площадь приблизительно линейно зависит от расхода. Приблизительно, поскольку увеличение поверхности происходит, конечно же, дискретно, по одному каналу за один шаг.

График должен быть ступенчатой линией, но здесь для простоты картины будем считать эту линию непрерывной.

По мере возрастания расхода появляется новый эффект: падение давления в соединительных элементах. В результате этого эффекта уменьшается перепад давлений, приходящийся на каналы теплообменника. В соответствии с этим уменьшением потребуется пропорционально увеличивать число каналов. Кривая отклоняется вверх от прямой линии.

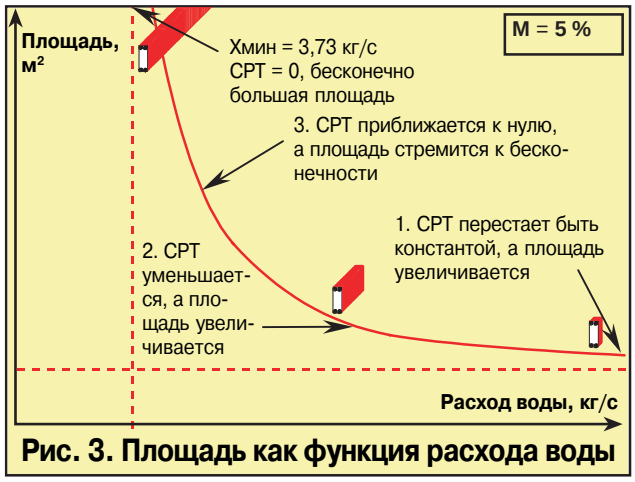


Рис. 3. Площадь как функция расхода воды

При некотором значении расхода воды весь имеющийся перепад давлений будет теряться в соединительных элементах, и ничего не останется на каналы. Другими словами, потребуется бесконечное число каналов, чтобы пропустить этот расход воды. На графике это выражается в появлении вертикальной асимптоты.

Однако задолго до того как это произойдет, скорее всего, будет добавлен второй теплообменник. Добавление второго аппарата снизит потери давления в соединительных элементах, значит, большая часть перепада давления останется на каналы. Число каналов при этом скачкообразно уменьшится, как показано на рис. 2.

Будем увеличивать теперь расход дальше и добавим третий ПТО, при этом снова скачком уменьшится число каналов. Так будет повторяться в четвертый, пятый… раз. Кривая постепенно становится все более гладкой, приближаясь к прямой линии по мере увеличения расхода и добавления блоков.

Внимание! Охлаждаемая сторона теплообменника преднамеренно не рассматривается на этом этапе. Мы вернемся к этому позже.

2.6. Запас площади поверхности теплообмена

Запас должен быть не меньше 5 %. Какие-либо ограничения на перепад давления отсутствуют. Обратимся к рис. 3.

Нам удобнее будет начать рассмотрение с бесконечного расхода воды, а затем его уменьшать.

Внимание! В предыдущем обсуждении мы добавляли **каналы** для поддержания определенного перепада давлений. Здесь мы должны увеличивать **площадь** поверхности теплообмена, чтобы обеспечить требуемую тепловую нагрузку.

В случае бесконечного расхода температура воды на выходе равна температуре на входе, т.е. средняя разность температур (СРТ) максимальна. Это соответствует малой площади повер-

хности теплопередачи, большой скорости воды в каналах и высокому коэффициенту теплопередачи K.

Уменьшение расхода воды сопровождается двумя эффектами, каждый из которых приводит к увеличению площади:
- CPT уменьшается, сначала медленно, затем быстрее.
- Расход воды через каждый канал уменьшается, а значит, уменьшается и коэффициент K.

Очевидно, существует минимально возможное значение расхода воды. При еще меньшем расходе воды температура воды на выходе была бы выше входной температуры на охлаждаемой стороне теплообменника. Чему же равно это минимальное значение?

В бесконечно большом теплообменнике вода нагрелась бы до 12 °C, т.е. температура воды возросла бы на 10 K. Это соответствует расходу воды

$X = 156{,}2/(4{,}186 \times 10) = 3{,}73$ кг/с.

В том случае, когда поддерживался постоянный перепад давлений, мы могли уменьшать площадь за счет добавления новых блоков. Можем ли мы сделать что-нибудь подобное сейчас?

Главная причина, вынуждающая увеличивать поверхность теплообмена, заключается в падении CPT. Мы не имеем возможности увеличить CPT при заданных расходах и температурах. Напротив, теплообменник может ухудшить CPT по сравнению с режимом противотока, даже если ПТО хорошо спроектирован в этом отношении.

Однако другая причина, вынуждающая увеличивать площадь, – снижение коэффициента K из-за уменьшения скорости потока в каналах. Разделим необходимую площадь поверхности теплообмена между двумя аппаратами и соединим их последовательно. Скорость потока в каналах удвоится, что увеличит значение K и позволит уменьшить площадь. См. рис. 4.

Для еще меньших расходов площадь может быть поделена между тремя, четырьмя…последовательными аппаратами. Это несколько замедлит рост площади, но с приближением разности температур к нулю площадь стремится к бесконечности.

2.7. Полный тепловой и гидравлический расчет

Конечно же, мы не можем проектировать блок, принимая во внимание только перепад давления или только запас площади поверхности теплообмена. Мы обязаны выполнить одновременно оба требования.

Для этого поместим на одном графике кривую для фиксированного перепада давления с рис. 2 и кривую для фиксированного запаса площади поверхности теплообмена с рис. 4. Результат приведен на рис. 5.

В точке пересечения этих кривых перепад давления равен 45 кПа, а запас площади 5 %. Этой точке соответствует оптимальный ПТО с минимальной поверхностью теплообмена. Кроме того, указанные условия выполняются для теплообменников, которым соответствуют обозначенные жирными линиями участки кривых. Тусклым цветом обозначены участки кривых, которые не удовлетворяют одновременно обоим условиям: перепад давлений ≥ 45 кПа, а запас площади ≤ 5 %. Давайте теперь подробнее изучим эти кривые. Расчет паяных теплообменников для заданных нагрузок дает следующие значения:

а). Номинальная нагрузка:

Вода	10 кг/с	12 → 7 °C	Δp1: любое
Вода	10 кг/с	7 ← 2 °C	Δp2 ≤ 45 кПа
Два аппарата (CB76-64H; 6,2 м²), M = 54 %,			Δp1/2 = 41/43 кПа

Запас площади поверхности теплообмена в этом случае значительно выше необходимого.

б). Уменьшенный расход охлаждающей воды:

Вода	10 кг/с	12 → 7 °C	Δp1: любое
Вода	6,25 кг/с	10 ← 2 °C	Δp2 ≤ 45 кПа
Два аппарата (CB76-96H; 9,4 м²), M = 5 %,			Δp1/2 ≤ 20/9 кПа

Падение давления значительно ниже допускаемого.

в). Оптимальная конструкция. Получена методом подбора:

Вода	10 кг/с	12 → 7 °C	Δp1: любое
Вода	7,7 кг/с	8,5 ← 2 °C	Δp2 ≤ 45 кПа
Два аппарата (CB76-48H; 4,6 м²), M = 6 %,			Δp1/2 ≤ 68/45 кПа

Запас площади поверхности теплообмена и перепад давления отвечают требованиям.

2.8. Обсуждение результатов

Обратимся к рис. 6. В принципе, это тот же самый рис. 5, но расход воды на второй стороне теплообменника выражен теперь в долях расхода на первой стороне. В таком виде кривые имеют более общий характер. На кривых отмечены три типичных случая от а) до с). Для каждого из них мы можем сформулировать следующие утверждения:

- На правом отрезке кривой - он отмечен голубым цветом - перепад давлений равен 45 кПа, в то время как запас площади больше требуемого. Это случай а). Для него характерны очень высокий расход и (или) низкий перепад давлений на одной или на обеих сторонах.
  Площадь поверхности, а точнее, число каналов, определяется требованием к перепаду давлений.
- На левом отрезке кривой - он отмечен красным цветом - запас площади остается постоянным, в нашем случае - это 5 %. Перепад давлений меньше, чем заданный уровень в 45 кПа. Это случай в). Для него характерны большая теплопередача или малый расход воды, т.е. малая разность температур.
  Площадь поверхности определяется условиями теплопередачи.
- В одной точке - это случай с) - перепад давлений и запас площади равны заданным значениям.
  Функция площади имеет минимум, когда выполняются оба условия.
- В реальных расчетах для случаев от а) до с) получаемые значения близки к заданным 5 % и 45 кПа, но не равны им. Увеличение площади происходит не непрерывно, а дискретно. Например, когда добавляется одна пластина, запас площади может измениться скачком от значения, меньшего 5 %, до значения, большего 5 %.
- Минимальная площадь не обязательно достигается в режимах с равными расходами на теплой и холодной сторонах теплообменника.
  Это часто встречающееся заблуждение, что в оптимальном ПТО оба расхода должны быть равны.

2.9. Другие свойства, представленные на графиках

Рассмотренный выше пример действителен практически для всех типов теплообмена. Однако возникают некоторые вопросы:
- Как влияет значение перепада давлений на охлаждаемой стороне?
- Что произойдет при изменении значений перепада давлений и запаса площади?
- Как физические свойства теплоносителя влияют на график?
- Как влияет на кривую разность температур?
- Как влияет на кривую форма пластин?

2.10. Ограничение на перепад давлений на стороне 1

Продолжим изучения нашего примера и обратимся к рис. 7. Предположим, что предельное значение перепада давлений равно 20 кПа, т.е. мы имеем дело со случаем в). Нам понадобится 2×96 пластин (или, точнее, 2×48 каналов на охлаждаемой стороне) для поддержания перепада давлений на охлаждаемой стороне. При увеличении расхода охлаждающей воды необходимая площадь уменьшится, но нам по-прежнему нужно 2×48 каналов на охлаждаемой стороне. То же самое относится и к случаям а) и с). В итоге получим постоянное значение площади, которое показано на рисунке черной горизонтальной линией, идущей от точки в) к пересечению с кривой гораздо правее точки а), где понадобится параллельное подключение трех аппаратов.

2.11. Изменение перепада давлений

На рис. 8 показано, как изменятся площадь поверхности теп-

Рис. 4. Площадь как функция расхода воды при последовательном подключении ПТО.

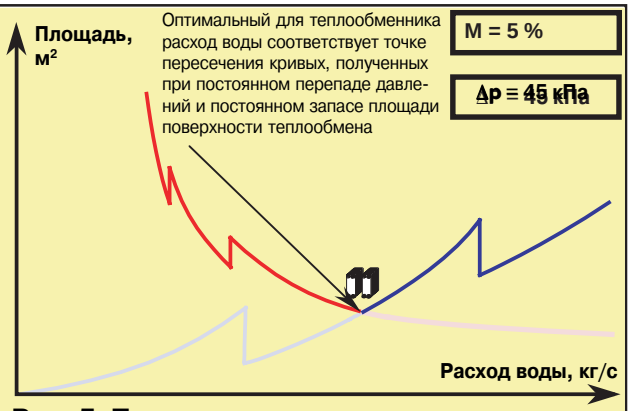


Рис. 5. Тепловые и гидравлические характеристики соответствуют требованиям

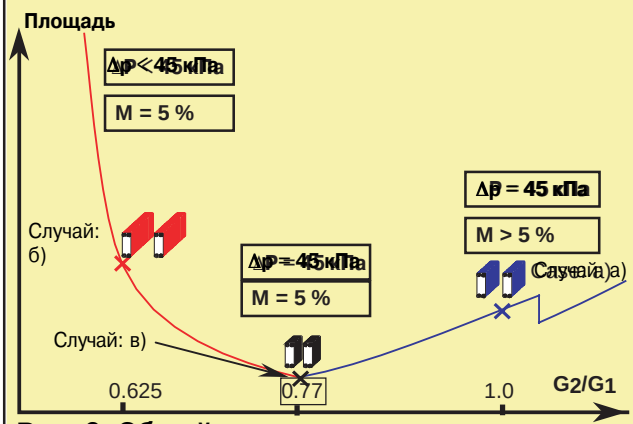


Рис. 6. Общий вид зависимости площади от расхода.

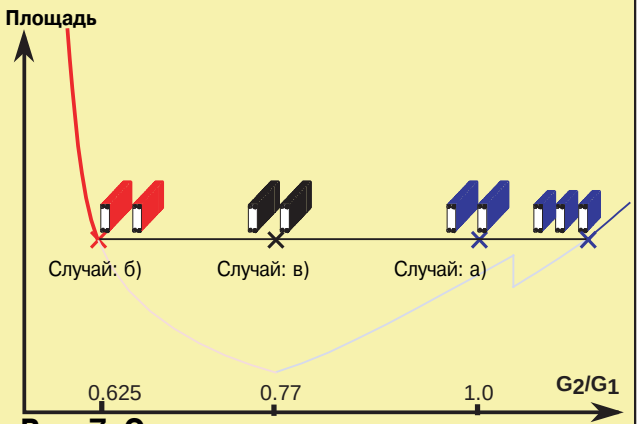


Рис. 7. Ограничение на перепад давления на охлаждаемой стороне.

Рис. 8. Влияние уменьшения перепада давления на охлаждающей стороне на оптимальный расход.

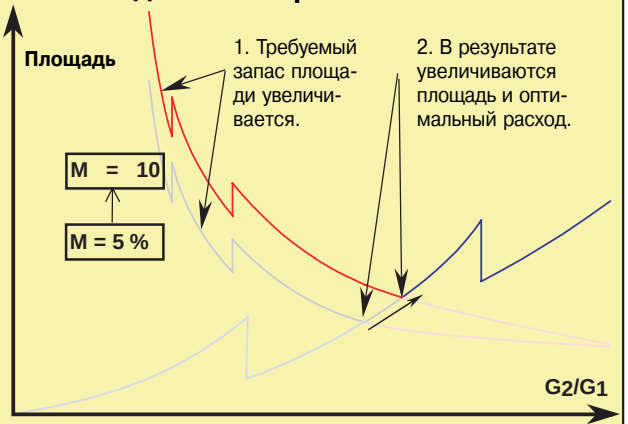


Рис. 9. Влияние увеличения запаса площади на оптимальный расход.

лопередачи и оптимальный расход воды, если уменьшить перепад давлений на охлаждающей стороне теплообменника. Увеличение перепада давлений приведет, разумеется, к противоположному результату. Рассчитаем параметры нашей системы для новых условий:

Вода	10 кг/с	12 → 7 °C	Δp1: любое
Вода	7,24 кг/с	8,9 ← 2 °C	Δp2 0≤ 30 кПа
Два аппарата (СВ76-56Н; 5,4 м²), M = 6 %,			Δp1/2 = 52/30 кПа

Изменение перепада давлений на охлаждаемой стороне не оказывает непосредственного влияния на оптимальный расход воды, см. рис. 7. В данном случае мы не накладываем ограничений на перепад давлений на охлаждаемой стороне, чтобы исследовать влияние перепада давлений на охлаждающей стороне.

2.12. Изменение запаса по тепловой мощности

На рис.9 показано, как изменятся площадь поверхности теплообмена и оптимальный расход воды, если увеличить запас площади. Увеличение запаса площади означает большее число пластин, которые допускают более высокий расход – и более высокий оптимальный расход. Уменьшение запаса площади приведет к обратному эффекту.

Вода	10 кг/с	12 → 7 °C	Δp1: любое
Вода	7,93 кг/с	8,9 ← 2 °C	Δp2 ≤ 45 кПа
Два аппарата (СВ76-50Н; 4,8 м²), M = 10 %,			Δp1/2 = 63/45 кПа

2.13. Изменение физических свойств жидкостей

Строго говоря, физические свойства не входят в число параметров оптимизации. Мы не можем оптимизировать теплообменник с помощью изменения вязкости, поскольку вязкость является свойством жидкости, а не аппарата. Тем не менее, иногда важно определить, как повлияет на характеристики теплообменника замена, например, воды на гликоль.

Коэффициент теплопередачи уменьшается при увеличении вязкости и уменьшении теплопроводности. Его зависимость от удельной теплоемкости и плотности не такая явная и, во всяком случае, она менее сильная. Коэффициент теплопередачи возрастает с увеличением этих параметров, но это означает, что потребуется меньше жидкости, т.е. меньший расход через каналы.

Во всяком случае, если мы будем применять жидкость с более высокой вязкостью и более низкой теплопроводностью, то площадь - т.е. число каналов - возрастет. Как правило, это означает, что расход жидкости может быть увеличен, что приведет к увеличению CPT и полного коэффициента теплопередачи. Это, в свою очередь, позволит снижать площадь и число каналов до тех пор, пока не будет достигнуто равновесие.

Если же увеличение вязкости будет очень большим, то перепад давлений возрастет, и это может потребовать уменьшения расхода. Площадь будет увеличиваться, но оптимальный расход может быть как больше, так и меньше чем для первой жидкости.

В качестве примера рассмотрим что произойдет, если в нашей системе заменить воду на 20 % пропиленгликоль (ПГ). Параметры системы при сохранении оптимального температурного режима, найденного для воды, следующие (см. рис. 10):

Вода	10 кг/с	12 → 7 °C	Δp1: любое
20 % ПГ	8 кг/с	8,5 ← 2 °C	Δp2 = 45 кПа
Два аппарата (CB76-70H; 6,8 м2), M = 5 %,			Δp1/2 = 35/26 кПа

Площадь - и число каналов - возросли, поэтому перепад давлений снизился до 26 кПа. Запас площади равен заданному значению. Как показано на рис. 10, точка, соответствующая этому режиму, находится на левом участке кривой для гликоля. Расчет оптимального режима дает следующие результаты:

Вода	10 кг/с	12 → 7 °C	Δp1: любое
20 % ПГ	8.82 кг/с	8,5 ← 2 °C	Δp2 = 45 кПа
Два блока (CB76-56H; 5,4 м2), M = 5 %,			Δp1/2 = 52/45 кПа

Последний теплообменник ненамного больше, чем оптимальный теплообменник для воды, однако, расход жидкости через него значительно увеличился.

В заключение можно отметить, что если учет физических свойств жидкости приводит к увеличению ПТО, то оптимум сдвигается в сторону более высокого расхода и большей площади теплообменника.

2.14. Разность температур

Как температурный режим влияет на оптимальные параметры? В нашем примере вода охлаждается с 12 до 7 °C охлаждающей водой, имеющей температуру 2 °C. Если увеличить температуру охлаждающей воды до 4 °C, то площадь поверхности теплообмена, скорее всего, придется увеличивать. Но как изменится оптимальный расход воды, при котором получается минимальная площадь? Если входная температура охлаждаемой воды изменится с 12 до 10 °C, как это повлияет на оптимальный расход?

Чтобы ответить на эти вопросы, нам следует приводить температурный режим к стандартному виду. Очевидно, что охлаждать воду с 12 до 7 °C не то же самое, что с 8 до 7 °C, даже если температура охлаждающей воды в обоих случаях 2 °C.

Введем понятие термической длины. Под этим понимается выраженное в кельвинах изменение температуры одной из сред, как правило, охлаждаемой, приходящееся на один кельвин CPT. Смысл этой величины можно понять без углубления в детали вычислений. Если принять, что общий коэффициент теплопередачи остается неизменным, то охлаждение воды от 12 до 7 °C с помощью воды, нагревающейся от 2 до 7 °C, это то же самое, что и охлаждение воды от 120 до 70 °C с помощью воды, нагревающейся от 20 до 70 °C.

В первом случае мы охлаждаем воду на 5 K при CPT, равной 5 K, во втором случае охлаждаем на 50 K при CPT 50 K. В обоих случаях мы получаем 1 K/K. Термическая длина, обычно обозначаемая Q (тэта), равна в нашем случае просто 1,0 (безразмерная величина). Проблема заключается в том, что для расчета CPT нам нужно знать все четыре конечные температуры. Однако мы не знаем выходную температуру охлаждающей воды, она зависит от расхода, а этот расход нам и предстоит определить.

Введем понятие конечной термической длины (КТД). Оно проиллюстрировано рис. 11. КТД представляет собой отношение изменения температуры охлаждаемой воды к разности между выходной температурой охлаждаемой воды и входной температурой охлаждающей воды.

На рисунке показаны два температурных режима, которые на вид сильно отличаются друг от друга, однако расчет приводит к одинаковым значениям КТД. Выходная температура воды изменяется в обоих случаях между крайними значениями, соответствующими минимальному и бесконечному расходам, но не достигает их.

Итак, если мы изменим КТД, как это повлияет на оптимальный расход воды? Какие другие параметры влияют на оптимальный расход? Что произойдет с перепадом давлений? Мы приведем примеры нескольких расчетов:

а) Увеличим входную температуру охлаждающей воды до 4 °C и определим оптимальные параметры:

Вода	10 кг/с	12 → 7 °C	Δp1: любое
Вода	10,9 кг/с	9 ← 4 °C	Δp2 ≤ 45 кПа
Два аппарата (CB76-70H; 6,8 м2), M = 5 %,			Δp1/2 = 35/43 кПа

При КТД = 5/3 = 1,67 расход возрастает до G2/G1 = 1,09.

б) Во втором примере уменьшим КТД до 0,5, изменив входную температуру воды до 9,5 °C:

Вода	10 кг/с	9,5 → 7 °C	Δp1: любое
Вода	4,54 кг/с	7,5 ← 2 °C	Δp2 ≤ 45 кПа
Два аппарата (CB76-30H; 2,8 м2), M = 10 %,			Δp1/2 = 164/42 кПа

Комментарий. Давление на стороне 1 падает очень сильно, т.е. оптимальный режим, по-видимому, будет находиться на линейном отрезке, как на рис. 7. Оптимальный расход при КТД = 2,5/5 = 0,5 равен G2/G1 = 0,454.

Таким образом, мы можем составить таблицу:

КТД	0	0,5	1,0	1,67	∞
G2/G1	0	0,454	0,77	1,09	∞
	Оптимальный расход получен предельным переходом				Оптимальный расход получен предельным переходом

Обратимся к рис. 12, на котором показана зависимость оптимального расхода воды от КТД, а запас площади и перепад давлений являются параметрами. Направление изменения этих параметров можно определить из результатов предыдущего обсуждения.

Полученные выше результаты находятся в согласии со здравым смыслом. Когда разность температур двух сред очень мала и (или) температура охлаждаемой воды изменяется очень сильно, т.е. для больших КТД - случай а), здравый смысл подсказывает увеличить разность температур. Для того чтобы понизить выходную температуру охлаждающей воды, необходимо увеличить ее расход.

При небольшом изменении температуры охлаждаемой воды и (или) значительной разности температур двух сред, т.е. для малых КТД - случай в), требуется сравнительно небольшая площадь поверхности теплообмена и большой расход воды. Число каналов определяется допустимым перепадом давлений. Теплообменник, скорее всего, будет иметь очень большой запас площади поверхности теплообмена.

Поэтому следует уменьшить расход воды и число пластин. Поскольку теплообменник имеет большой запас площади, это не повлияет на производительность.

2.15. Изменение свойств пластин

2.15.1. Теплопередача в каналах

Выше мы видели, что выбранный теплообменник может не удовлетворять требуемому температурному режиму. В таком случае мы пытались менять режим работы, изменяя расход воды за счет избыточного запаса площади или снижения перепада давлений.

Другим решением является изменение самого теплообменника. Для этого нам нужно знать свойства ПТО.

Обратимся снова к примеру, в котором вода с температурой 12 °C охлаждается водой, имеющей температуру 2 °C. Посмотрим, что произойдет в паре каналов с холодной и теплой водой при увели-

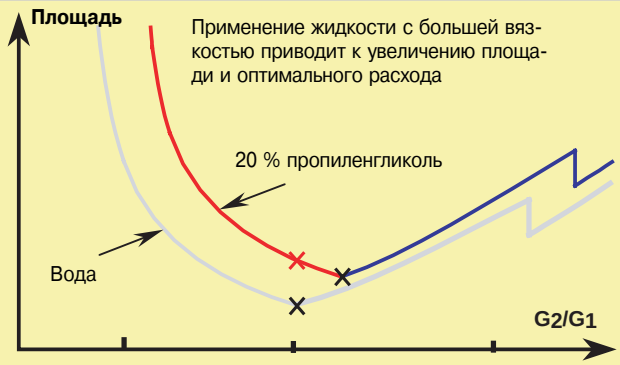


Рис. 10. Замена охлаждающей жидкости

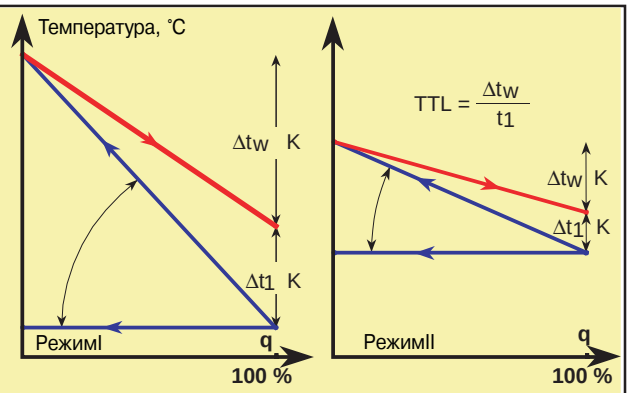


Рис.11. Определение конечной термической длины (КТД)

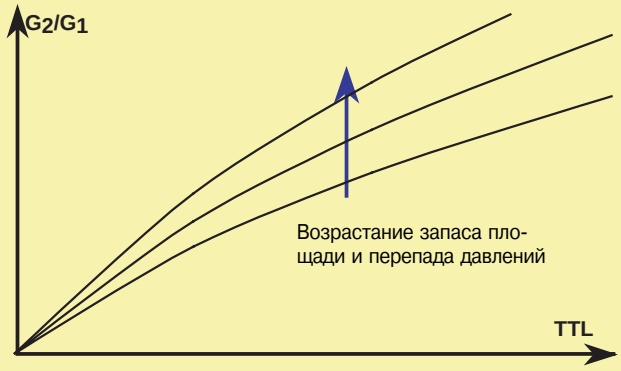


Рис. 12. Оптимальный расход как функция конечной термической длины

Расход воды кг/ч на канал	Температура, °C вх.	вых.	Δt	CPT K	Q	Δp кПа
2000	12 -	8.14 =	3.86	6.14	0.629	129.
1500	12 -	7.86 =	4.14	5.86	0.707	74.8
1000	12 -	7.48 =	4.52	5.48	0.826	34.7
500	12 -	6.86 =	5.14	4.86	1.056	9.75
250	12 -	6.30 =	5.70	4.30	1.326	3.03
203.5	12 -	6.14 =	5.86	4.14	1.414	2.14

Таблица 1. Значения Q и Δp для M-каналов CB76

чении расхода. Изменения температуры воды на охлаждающей и охлаждаемой сторонах равны между собой. В дальнейшем будем вести речь только об охлаждаемой стороне, на охлаждающей стороне происходит аналогичный процесс. Мы будем рассматривать не теплообменник целиком, а только отдельный канал. В таблице 1 представлены некоторые данные для CB76.

Величина Q обозначает термическую длину, т.е. снижение температуры, отнесенное к средней разности температур. Отметим, что нет смысла говорить об абсолютном значении снижения температуры, оно всегда должно быть отнесено к движущей силе процесса – средней разности температур.

а) Нам нужно охладить 16 000 кг/ч воды с12 до 8,2 °C равным количеством воды, имеющей температуру 2 °C.

При расходе 2000 кг/ч на канал получаем 8,14 °C, достаточно близко к требуемому значению. Для охлаждения необходимо 16 000/2000 = 8 каналов (двойных). Однако падение давления на охлаждаемой стороне будет весьма значительным, 129 кПа.

Что если мы можем допустить только 10 кПа? В случае расхода 500 кг/ч на канал перепад давлений составит 9,75 кПа, а выходная температура будет равна 6,86 °C, но при этом потребуется 32 канала. На рисунках с 5 по 10 соответствующая точка находится далеко на правом участке кривой. Число каналов определяется только допустимым падением давления.

б). Предположим, что требуется охладить 10 000 кг/ч воды от 16 до 8,8 °C с помощью равного количества воды, имеющей температуру 2 °C. Предположим также, что величина коэффициента теплопередачи K не изменяется при изменении температуры от 12 до 16 °C. Допустимое падение давления равно Δp = 10 кПа.

Величина Q для такого режима равна (16 - 8,8)/(8,8-2) = 1,059. По таблице определяем, что Q, равная 1,056, соответствует расходу 500 кг/ч на канал. Это означает, что выходная температура равна 8,81 °C, а перепад давлений Δp = 9,75 кПа. Эти значения удовлетворяют поставленной задаче. Следовательно, нам потребуется 10 000/500 = 20 каналов.

в). Нам требуется охладить 20 350 кг/ч воды от 12 до 6,1 °C при максимальном падении давления Dp = 70 кПа.

Из таблицы находим, что расход 203,5 кг/ч на канал соответствует выходной температуре 6,14 °C

Следовательно, потребуется 20 350/203,5 = 100 каналов. Давление упадет всего лишь на 2,14 кПа, и на рисунках с 5-го по 10-й соответствующая точка будет находиться на левом участке кривой.

г). Есть другой путь. Предположим, что мы соединили два канала последовательно и пропускаем через них 1500 кг/ч на канал. Каждый канал будет характеризоваться значением Q, равным 0,707. Мы получим следующий температурный режим:

	Канал 1		Канал 2	
12	→	9,07	→	6,14 °C
7,86	←	4,93	←	2 °C

Это близко к тому, что мы хотели бы получить. Но теперь нам нужно только:
2 × 20 350/1500 = 27,1 ~ 28 каналов.

К сожалению, суммарное падение давления при последовательном соединении увеличится вдвое: 2×74,8 = 150 кПа. Для того чтобы падение давления было равно требуемому значению 70 кПа, на один канал должно приходиться 35 кПа. Это выполняется для расхода 1000 кг/ч на канал. Тогда получаем:

2 × 20 350/1000 = 40,7 ~ 41 канал. Это все-таки лучше, чем 100 каналов, которые мы получили вначале. Имеется еще одно дополнительное преимущество – выходная температура воды составит около 5,8 °C вместо требуемых 6,1 °C. Точка на графике расположится на этот раз справа.

2.15.2. Влияние формы каналов

Предыдущий параграф, в основном, повторял первую часть данного раздела. Теперь посмотрим, как можно изменять форму каналов для лучшего согласования теплообменника с нагрузкой.

В случае а) нам понадобилось 8 каналов для получения требуемой температуры 8,2 °С, однако для снижения перепада давления до заданного значения 35 кПа необходимо использовать 16 каналов. В этом случае теплообменник будет иметь избыточную тепловую мощность, и выходная температура воды будет равна 7,48 °С.

Нам нужен канал пластинчатого теплообменника с меньшим гидравлическим сопротивлением, и мы готовы допустить меньший коэффициент теплопередачи. Проще всего использовать пластину с более глубокими каналами. Это снизит гидравлическое сопротивление и теплопередачу.

Аналогично, в случае в) гидравлическое сопротивление очень мало. Уменьшая глубину каналов, мы увеличим гидравлическое сопротивление и теплопередачу, выраженную через параметр Q. Другими словами, изменение температуры охлаждаемой воды возрастет при той же разности температур двух сред.

Определенная глубина канала обеспечит требуемую теплопередачу при заданном падении давления. Число пластин в этом случае будет минимальным.

Другой путь – это тот же рассмотренный выше случай г). Если в теплообменнике соединить последовательно по два канала, то получим просто теплообменник с удвоенной длиной каналов. В результате получим удвоенное значение параметра Q, т.е. термическая длина зависит от физической длины, поэтому для достижения заданных характеристик можно просто изменить длину пластин.

Следовательно, для согласования тепловых и гидравлических характеристик ПТО мы можем варьировать глубину и длину каналов.

Увеличение длины → Повышение Q и Δp
Уменьшение глубины → Повышение Q и Δp

2.15.3. Пластины с шевронными гофрами

Глубина и длина каналов являются двумя основными параметрами, изменение которых позволяет скорректировать тепловые характеристики теплообменников. Теоретически этот способ представляется очень эффективным, но на практике возникают некоторые проблемы:

- Длина. Пластины разной длины нельзя монтировать в одной и той же раме разборного пластинчатого теплообменника. Для изготовления паяных ПТО, отличающихся длиной пластин, необходимо использовать иную оснастку, что повышает затраты на производство. Тем не менее, изменение длины является очень дешевым способом быстрого проектирования новых ПТО с требуемыми тепловыми характеристиками. Именно поэтому данный способ находит широкое применение.
- Глубина. Для того чтобы пластина была прочной, глубина каналов должна быть как можно меньше. Так как теплообменник всегда работает при высоком давлении, разработчики стремятся применять по возможности мелкие каналы. Это означает, что диапазон изменения глубины очень ограничен. Глубину можно увеличить, но в ущерб сопротивлению давлению.

Рассмотрим пластины с шевронными – «в елочку» – гофрами.

Обратимся к рисунку 13, где представлены типы пластин, и к рисунку 14, где представлены типы каналов. С помощью пластин двух типов, H и L, можно получить каналы трех типов: L (используются две L-пластины), H (используются две H-пластины) и M (используется одна L-пластина и одна M-пластина).

L-канал характеризуется низким перепадом давлений Δp, но и низкой теплопередачей - низким значением Q - для данного расхода воды на канал, см. таблицу 2.

H-канал характеризуется высоким перепадом давлений Δp, но и высокой теплопередачей - высоким значением Q - для данного расхода воды на канал, см. таблицу 3.

M-канал характеризуется промежуточными значениями перепада давлений Dp и величины Q для данного расхода воды на канал, см. таблицу 1.

2.15.4. Свойства каналов различных типов

В предыдущих примерах мы более или менее успешно использовали теплообменник CB76 с M-каналами. Теперь посмотрим, не будут ли лучше H или L-каналы.

д) Применим другой канал для условий примера а), а именно, для охлаждения 16 000 кг/ч воды от 12 до 8,2 °С при максимальном Δp = 10 кПа.

В примере а) мы установили, что для заданной тепловой нагрузки достаточно 8 M-каналов, но чтобы не превысить заданное гидравлическое сопротивление, необходимо использовать 32 канала. Теперь, воспользовавшись таблицей 2, применим L-каналы.

Интерполируя, определим, что при расходе 611 кг/ч на канал вода охлаждается до 8,2 °С. Падение давления составит 8,3 кПа. Тогда нам потребуется:
16 000/611 = 26,2 = 26 каналов.

Значение перепада давлений 8,3 кПа достаточно близко к допустимому уровню 10 кПа.

Внимание! Нам потребуется 64 H-канала. Такое количество каналов определяется только перепадом давлений.

е) В примере б) потребуется 57 L-каналов (175,5 кг/ч на канал) или 35 H-каналов (233 кг/ч на канал).

ж) В примере в) потребуется 151 L-канал (134,5 кг/ч на канал) или 29 H-каналов (705 кг/ч на канал), падение давлений составит 58 кПа, это значение близко к требуемым 75 кПа.

На основании этих результатов, сведенных в таблице 4, можно сделать следующие выводы.

Вариант а) представляет режим с низким значением Q. Для этого режима лучше всего подходят каналы с низким Q. Каналы с более высокими значениями Q – M и H – потребуются в большем количестве, чтобы не превысить заданное падение давления.

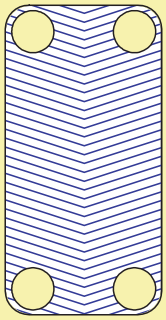
Вариант б) представляет режим со средним значением Q, поэтому для него лучше использовать M-каналы. Как L, так и H-каналы потребовали бы большего числа пластин для достижения требуемых тепловых и гидравлических характеристик.

Вариант в) представляет режим с высоким значением Q, поэтому для него лучше использовать H-каналы. На втором месте по эффективности будут M-каналы, соединенные последовательно.

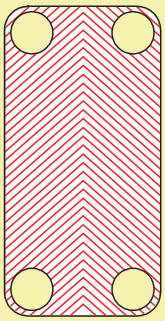
2.15.5. Площадь как функция расхода воды для H, M и L-каналов

Интересно, как выглядит для этих каналов уже знакомая нам зависимость площади поверхности теплообмена от расхода теплоносителя. Обратимся к рис. 15. Эти графики имеют следующие характерные особенности:

- Каждый канал представлен кривой, составленной из двух участков, определяемых запасом по площади и перепадом давлений.
- Все три кривые стремятся к бесконечности при одном и том же минимальном значении расхода.
- Каждая кривая имеет свой минимум при некоторых значениях расхода. Это оптимальное значение расхода будет наименьшим для H-канала, промежуточным – для M-канала и наибольшим – для L-канала.
- При малых расходах H-каналы обеспечивают наименьшую площадь, затем идут M-каналы и, наконец, L-каналы.
- При больших расходах каналы располагаются в обратном порядке.
- Минимальная площадь для каждого значения расхода показана яркой ломаной линией. Тусклыми линиями показаны варианты теплообменников, удовлетворяющие требуемым условиям, но не обеспечивающие минимальной площади для данного расхода.
- Каждый из трех локальных минимумов, H, M и L, может быть и глобальным. Как видно из примеров а)-ж), это зависит от тепловой нагрузки, или конечной термической длины КТД, определение которой мы дали ранее.
- В некоторых случаях, когда с обеих сторон пластины находится однофазная среда, можно смешивать каналы разных

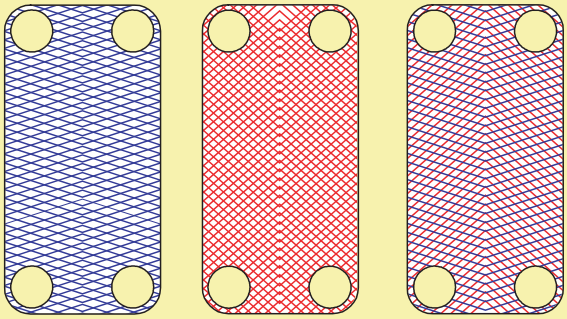


H-пластина. Тупоугольные гофры.



L-пластина. Остроугольные гофрры.

Рис. 13. Типы пластин



H-канал L-канал M-канал

Рис. 14. Возможные каналы.

Расход воды кг/ч на канал	Температура, ˚C вх.	вых.	Δt	CPT K	Q	Δp кПа
2000	12 -	9.08	= 2.92	7.08	0.413	62.3
1500	12 -	8.86	= 3.14	6.86	0.458	36.7
1000	12 -	8.56	= 3.44	6.56	0.524	17.9
500	12 -	8.05	= 3.95	6.05	0.653	5.84
250	12 -	7.46	= 4.54	5.46	0.833	1.91
203.5	12 -	7.15	= 4.85	5.15	0.942	1.37

Таблица 2. Значения Q и Dp для L-каналов CB76

Расход воды кг/ч на канал	Температура, ˚C вх.	вых.	Δt	CPT K	Q	Δp кПа
2000	12 -	7.35	= 4.65	5.35	0.871	424.3
1500	12 -	7.00	= 5.00	5.00	1.000	245.4
1000	12 -	6.51	= 5.49	4.51	1.217	114.1
500	12 -	5.77	= 6.23	3.77	1.653	30.33
250	12 -	5.14	= 6.86	3.14	2.185	8.218
203.5	12 -	4.97	= 7.03	2.97	2.367	5.584

Таблица 3. Значения Q и Dp для H-каналов CB76

			L	M	H
Нагрузка а) и д) 16 000 кг/ч	12 -> 8.2 ˚C 5.8 <- 2	**0.613**	26	32	64
б) и е) 10 000 кг/ч	16 -> 8.8 ˚C 9.2 <- 2	**1.059**	57	20	35
в) и ж) 20 350 кг/ч	12 -> 6.1 ˚C 7.9 <- 2	**1.439**	151	100(41)	29

Минимальное число каналов
Число каналов определяется Δp
Число каналов определяется теплопередачей

Таблица 4. Сводная таблица результатов для примеров а)-ж).

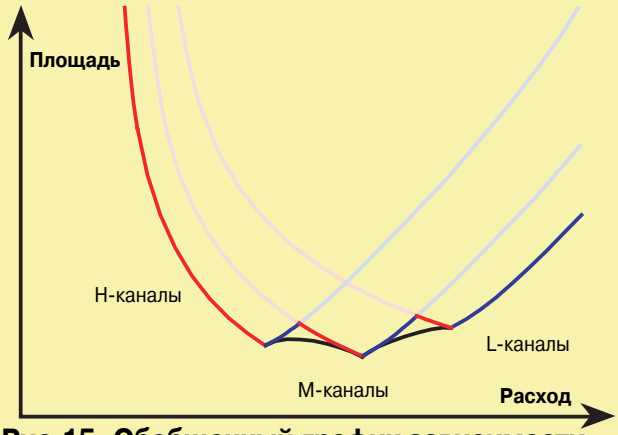


Рис.15. Обобщенный график зависимости площади от расхода воды для трех типов каналов с различными значениями Q.

типов в одном и том же теплообменнике. Минимальной площади соответствуют тогда точки на черной линии.

Сводка основных рекомендаций по разработке ПТО

Теперь мы можем обобщить основные рекомендации по разработке и расчету ПТО, независимо от того, являются ли они паяными, полусварными, сварными или разборными.

- Каждому тепловому режиму соответствует определенная термическая длина. Эта длина в одних случаях является фиксированной, а в других ее можно изменять, варьируя расход теплоносителя, температуру или падение давления.
- Каждый канал имеет определенную термическую длину. Как правило, нельзя изменить термическую длину канала, но ПТО может быть составлен из набора пластин, с помощью которых сформированы каналы различной термической длины.
- В оптимальном теплообменнике термическая длина тепловой нагрузки согласована с термической длиной каналов.
- В общем случае – для несогласованных длин – число пластин в ПТО определяется либо перепадом давлений, либо тепловой нагрузкой.
- Если число пластин определяется только требуемым перепадом давлений, то такой теплообменник, обычно, обладает избыточным коэффициентом теплопередачи.
- Если число пластин определяется только требуемой тепловой нагрузкой, тодопустимый перепад давлений, обычно, используется не полностью. Для согласования термических длин можно изменить либо тепловую нагрузку, либо тип каналов.
- Как правило, нельзя изменить тепловую нагрузку без переделки всей системы.
- Изменение типа ПТО, обычно, не влияет на остальное оборудование системы. Некоторые возможные решения показаны на рис. 16.
- В том случае, если ПТО образован из большого числа каналов, особенно, если имеются возможность применить различные типы каналов, то вместо точки оптимума (рис.10) по-

является целая область оптимальных режимов (рис. 15). Это позволяет использовать в ПТО весь доступный перепад давлений для различных термических длин.

Иногда бывает необходимо применять ПТО вне его оптимального диапазона термических длин. Причинами могут быть ограничения на применяемые материалы, гидравлическое сопротивление, отсутствие лучшего теплообменника и т.д. В таких случаях ПТО может казаться слишком большим, следовательно, «плохим». Но это может быть и не так. Просто он не является оптимальным для данной нагрузки, но может быть лучшим для другой.

Пример. ПТО, оптимизированный для больших уровней теплопередачи, будет слишком большим, если его применять для охлаждения большого количества воды всего лишь на несколько градусов.

2.17. Коэффициент загрязнения и запас.

Процесс загрязнения обсуждается в гл. 7, «Загрязнение и коррозия». Здесь достаточно отметить что, либо система правильно спроектирована и надлежащим образом эксплуатируется, и в этом случае теплообменники работают без проблем, либо происходит загрязнение и теплообменники могут быстро закупориться. Даже при хорошем техническом обслуживании системы происходит небольшое загрязнение, поэтому теплообменники следует проектировать с избыточной тепловой мощностью. Этот запас мощности ПТО можно обеспечить тремя способами:

1). При расчете величины K учитывается **коэффициент загрязнения** (Rf). Термин «коэффициент» употребляется в данном случае неправильно, поскольку он предполагает умножение, а здесь Rf используется в качестве слагаемого.

Смысл введения коэффициента загрязнения заключается в следующем. Загрязнение представляет собой нарастание изолирующего слоя на поверхности теплообмена. Через некоторое время, определяемое интервалом между чистками, слой достигает некоторой толщины. Зная его коэффициент теплопроводности, легко рассчитать термическое сопротивление этого слоя, что вместе со значением величины K для чистой поверхности (значение U) и даст эффективное значение K.

Рекомендованы различные методики (ARI, TEMA и т.д.) определения коэффициента загрязнения для разных жидкостей. К сожалению, вода, самая важная жидкость для инженеров-холодильщиков, чрезвычайно изменчива по своим свойствам. Они меняются в зависимости от местности, сезона и т.д. Подробнее об этом сказано в **гл. 7, «Загрязнение и коррозия».**

Не только свойства воды, но и другие факторы, в основном, тип теплообменника, касательное напряжение и температура поверхности, также существенно влияют на процесс загрязнения. Кроме того, загрязнение в воде, за исключением образования известкового налета, не является процессом постоянного роста загрязняющего слоя на поверхности.

2). Другим способом является обеспечение **запаса площади**, что численно эквивалентно запасу по величине K. В реальном теплообменнике площадь поверхности теплопередачи на несколько процентов больше полученной в расчетах для чистой поверхности.

Основная причина введения такого запаса не в том, что ПТО будет работать в загрязненном состоянии. Необходимость в избыточной площади обусловлена не только неизбежным небольшим загрязнением из-за наличия в воде мусора, взвеси, масла или из-за износа оборудования. Она обусловлена также недостатком точных данных о физических свойствах среды и наличием определенного несоответствия расчетных и фактических условий эксплуатации.

Достоинством этого способа является то, что имеется возможность сравнивать различные типы оборудования, например, «если конденсатор имеет запас площади 30 %, то запас испарителя может быть нулевым «.

3). **Избыточная производительность**. С точки зрения разработчиков, это менее удачный из-за своей двусмысленности способ выразить, в основном, ту же информацию, что и при втором способе. Неясно, как достигается избыточная производительность. Путем увеличения расходов теплоносителей? Если так, то что произойдет с Δp? Соответственно возрастет или же упадет Δp из-за снижения напора насоса? Или необходимо изменить температурный режим? Это может привести к выравниванию температур теплоносителей (рис. 17), в этом случае потребуется бесконечно большой теплообменник.

Без точного определения условий, для которых должна рассчитываться избыточная производительность, такой способ предотвращения проявления загрязненности является неприемлемым.

Можно ли сопоставить между собой методы 1) и 2)? Пусть коэффициент загрязнения равен 0,0001 м2?°C / Вт, а значение K равно 5000 Вт/(м2?°C) в одном случае и 1000 Вт/(м2?°C) - в другом. Это типичные значения для ПТО и кожухотрубных теплообменников (КТТО), где в качестве теплоносителей применяется вода. В первом случае суммарный коэффициент теплопередачи будет равен:

Кэфф = 1/(0,0001 + 1/5000) = 3333 → 50 % запас,
а во втором:
Кэфф = 1/(0,0001 + 1/1000) = 909 → 10 % запас,

Вывод. Чем выше значение K, тем больше оказывается запас при заданном значении Rf. Проблема заключается в том, что опубликованные значения величины Rf почти всегда относятся к КТТО. Если эти значения использовать в расчетах для ПТО, у которых K, обычно, гораздо выше, то запас становится большим, в ряде случаев - чрезвычайно большим. Необходимо учесть несколько моментов:

а) Проблемы управления. Теплообменник не управляется по запасу площади. В нем устанавливаются такие температуры, при которых запас (и коэффициент загрязнения) становятся равными нулю. Поэтому, если для расчета ПТО применять значения Rf, относящиеся к КТТО, то полученные большие запасы площади могут привести к замерзанию или перегреву жидкости из-за дросселирования потока для снижения СРТ. Кроме того, работа ПТО может быть неустойчивой.

б) Уменьшение касательного напряжения. Одним из способов увеличения запаса площади в ПТО является установка дополнительных пластин. При этом очень быстро уменьшается падение давления, а, значит, и касательное напряжение. Результат может оказаться противоположным требуемому, поскольку загрязнение увеличится.

в) Последовательно соединенные пластины. Если к первому ПТО последовательно присоединить второй, то перепад давлений Dp удвоится. Для сохранения прежнего значения Dp добавим пластины в оба ПТО. В результате запас по площади станет, скорее всего, значительно больше, чем требуется. В то же время касательное напряжение уменьшится. Получим эффект, который является комбинацией случаев а) и б).

г) Перепад температур. Предположим, что теплообменники ПТО рассчитаны на режимы, приведенные ниже. В обоих случаях запас равен нулю.

42 → 37 °C	49 → 44 °C
40 ← 35 °C	25 ← 20 °C
CPT = 2 K	CPT = 24 K

Пусть из-за загрязнения номинальное значение K уменьшилось на 20 %. Насколько должна измениться температура охлаждаемой воды для сохранения номинального уровня теплопередачи?

Если коэффициент K уменьшился на 20 %, то СРТ должна возрасти на 1/0,8 → 25 %. Новые значения температур будут следующими:

42,5 → 37,5	55 → 50
40 ← 35	25 ← 20
CPT = 2,5 K	CPT = 30 K

Возрастание температуры на 0,5 K может оказаться допустимым, но на 6 K, конечно же, нет.

Вывод. Важно учитывать влияние запаса площади на температурный режим.

А. Наша задача - охладить воду (синяя линия) от 12 до 6 ˚С. Выбранный для этого теплообменник имеет слишком короткие каналы. Вода выходит из него с температурой всего лишь 8 ˚С. Что мы можем предпринять?

Б. Один способ заключается в добавлении параллельных каналов. В результате такого добавления увеличится площадь, и каналы будут охлаждать лучше. Однако Δp и коэффициент теплопередачи K уменьшатся, значит, каналы будут работать менее эффективно. Разрешенный перепад давлений не будет полностью использован.

В. Другой способ заключается в перекомпоновке каналов: вместо того, чтобы соединять параллельно все каналы, разобьем их на две равные группы. В каждой группе каналы соединяются параллельно, а группы между собой соединяются последовательно. Это удвоит скорость воды в каналах, т.е. увеличит значение K. Однако значение Dp возрастет приблизительно **в семь раз.** Из-за этого придется добавлять параллельные каналы. В таком случае получится избыточный по площади теплообмена аппарат.

Г. Третий способ заключается в использовании **физически** более длинных каналов. Они также будут охлаждать лучше, чем в варианте А, но за счет возрастания Δp. Может быть, придется добавить несколько каналов, чтобы удовлетворить требования к предельному значению Δp.

Д. Подобного эффекта можно достичь с помощью **термически** более длинных каналов. В этом случае делают гофрировку с меньшим шагом. Это приводит к усиленной турбулизации потока и, тем самым, увеличивает значение K, как и Δp.

Е. Еще один способ получить термически более длинные каналы – уменьшить глубину каналов. В этом случае уменьшение глубины канала приводит к усилению турбулентности, а, значит, к увеличению значения K, а также и к повышению Δp.

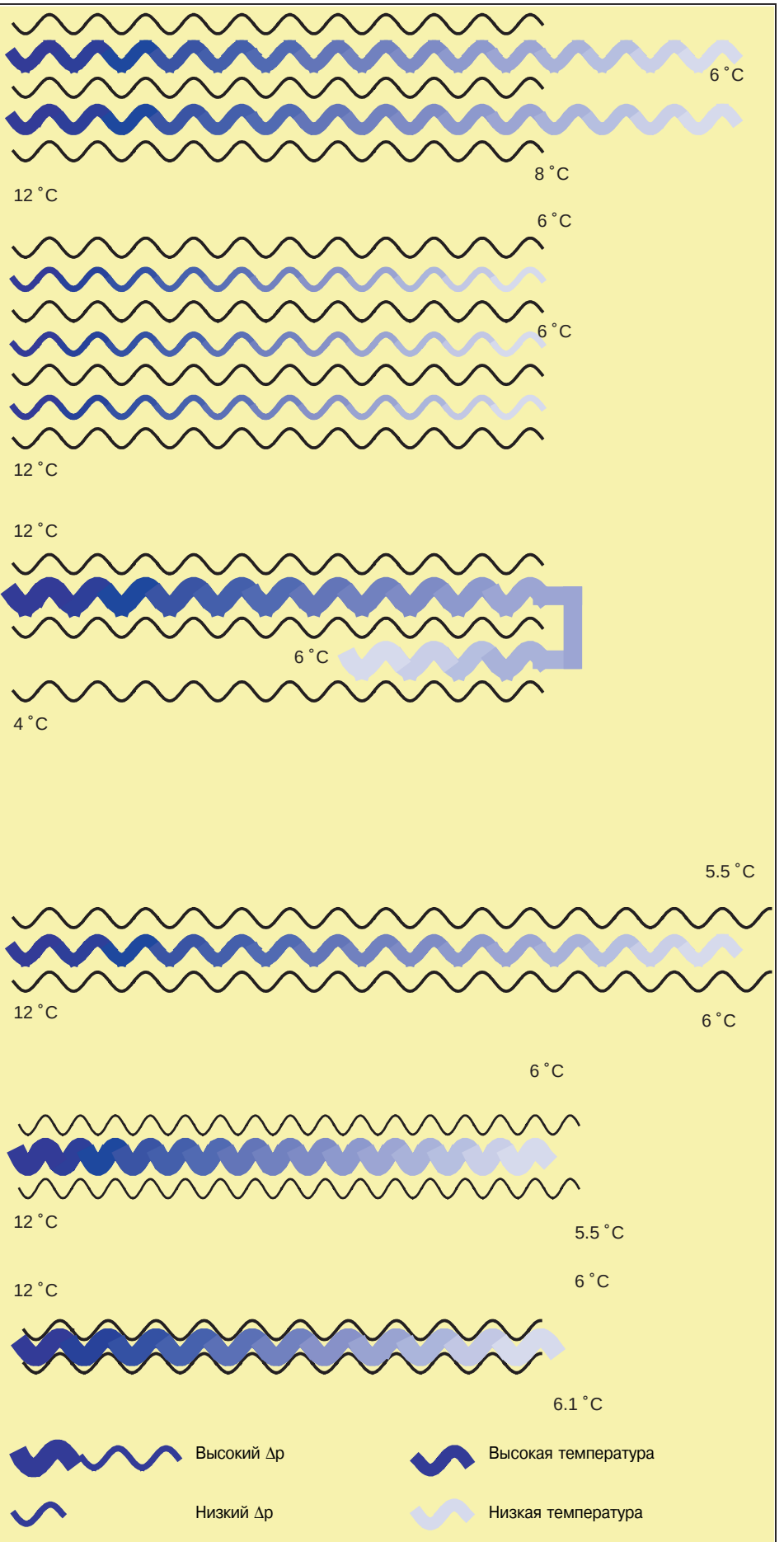


Рис. 16. Сводка методов согласования ПТО с нагрузкой.

д) Тип установки. Если установка кондиционирования воздуха не сможет поддерживать расчетную температуру воздуха при необычно высокой тепловой нагрузке, это приведет к некоторому дискомфорту. Если же подобное произойдет в больнице или на фармакологическом заводе, результат может быть катастрофическим. Очевидно, конфигурации таких установок, включая запасы по тепловой мощности для ПТО, должны быть разными.

е) Чистка должна проводиться перед началом самого теплого периода года. Тогда ПТО смогут работать в самых тяжелых условиях с высоким значением коэффициента K.

ж) Тип установки. Например, для офиса, который закрыт в нерабочее время, запас по тепловой мощности может быть меньше, чем для непрерывно работающей установки в больнице.

Вывод. Не следует применять ПТО с избыточными размерами. В зависимости от типа нагрузки и других условий запас должен быть 0 - 15 %, в редких случаях допускается 15 - 25 %.

2.18. Испарители и конденсаторы

В предыдущей главе мы обсуждали работу ПТО с однофазными теплоносителями. Что произойдет, если мы попытаемся применять ПТО в установках, где с одной стороны протекает двухфазный поток? Ниже мы рассмотрим несколько специальных вопросов, возникающих при оптимизации испарителей и конденсаторов.

Обратите внимание на то, что изучение проблемы носит здесь теоретический характер и основано на зависимости размеров теплообменника от расходов теплоносителей и температурного режима. Существует ряд других факторов, которые влияют на проектирование конденсаторов и испарителей. Эти вопросы обсуждаются в соответствующих главах, посвященных конденсаторам и испарителям.

2.18.1. Испарители

Расход хладагента не может быть изменен, можно изменять лишь параметры потока охлаждаемой среды. Можно было бы изменять расход воды, так чтобы входная температура оставалась постоянной, а выходная менялась. Однако при этом возникают некоторые проблемы, поскольку выходная температура является важной характеристикой холодильных систем, и ее не так просто изменить. Изменение входной температуры при сохранении выходной температуры лишено смысла. Режим системы кондиционирования не может быть изменен с расхода 1 л/с при перепаде температур с 12 до 7 °C на расход 0,1 л/с при перепаде температур с 57 до 7 °C.

Следовательно, нужно найти другое решение. В большинстве систем вода, выходящая из испарителя, охлаждает воздух в специальном воздухоохладителе. В воздухоохладителе потоки должны двигаться в поперечном направлении. Разность температур между воздухом и водой весьма велика. В таких системах самой важной величиной является средняя температура воды.

Такой воздухоохладитель работает более или менее одинаково, независимо от того, изменяется ли температура воды от 7 до 12 °C, от 8 до 11 °C или от 6 до13 °C.

На рис. 17 изображен ряд температурных режимов. В обычном режиме температура изменяется от 12 до 7 °C, и средняя температура равна 9,5 °C. Минимальный расход воды соответствует температурному режиму 17 > 2 °C, средняя температура, по-прежнему, равна 9,5 °C. Испаритель в этом случае должен быть бесконечно большим. Максимальный (бесконечный) расход также соответствует бесконечно большому испарителю. Входная и выходная температуры в этом случае одинаковы и равны 9,5 °C. График зависимости площади от расхода, когда расход изменяется от минимального значения до бесконечности, выглядит приблизительно так же, как для конденсатора или теплообменника с жидкими теплоносителями. Эти графики показаны на рис. 6.

Внимание! Если вода движется в теплообменнике в противотоке с охлаждаемой жидкостью, то самым важным параметром будет температура воды на входе из теплообменника. Мы вернемся к этому позже.

2.18.2. Конденсаторы

Конденсаторы во многом похожи на однофазные ПТО с некоторыми важными отличиями. Обратимся к рис. 18.

На рисунке изображен температурный режим конденсатора. Две прямые изображают входные температуры воды, одна относится к бесконечному расходу, другая - к режиму, в котором возникает нулевой перепад температур.

- Имеет смысл исследовать только влияние расхода охлаждающей жидкости. Расход хладагента, как правило, нельзя изменить.
- Для однофазных теплообменников существует минимальный расход, при котором выходная температура охлаждающей жидкости приближается к входной температуре охлаждаемой жидкости.

Точно так же существует минимальный расход воды для конденсатора. Однако этот минимальный расход определяется не конечной температурой, а нулевым перепадом температур, который возможен, когда перегретый пар охлажден до равновесного состояния и начинается конденсация.

К сожалению, режим с нулевым перепадом температур более труден для расчета, чем режим с определенной разностью конечных температур. Может случиться так, что конденсатор спроектирован с нулевым перепадом температур, т.е. температура охлаждающей стороны равна или выше температуры охлаждаемой стороны, что невозможно. Если не принимать в расчет трудности с определением минимального расхода, график зависимости площади от расхода выглядит примерно так же, как для теплообменника с жидкими теплоносителями, см. рис. 6.

3. Оптимизация системы SECOOL

3.1. Что такое оптимизация SECOOL?

Типичный пример системы SECOOL описан в п. 15 и изображен на рис. 17 и 18 гл. **1, «Применения»**. Упрощенная схема контура представлена на рис .19 данной главы. Контур состоит из насосов, труб, клапанов, фильтров, арматуры и т.п. и ПТО.

Обсудим методы проектирования оптимальной системы, поскольку они демонстрируют свойства ПТО и могут быть применены не только к системам SECOOL, но и ко всем системам, в которых циркулирующая жидкость охлаждается или нагревается с помощью ПТО.

Чем больше стоимость системы (большие размеры ПТО, большой диаметр труб и клапанов и т.д.), тем меньше энергии потребляют насосы, и тем дешевле их эксплуатация. Полная оптимизация, как правило, приводит к тому, что самые низкие годовые издержки (амортизационные отчисления и эксплуатационные расходы) достигаются при высоких капитальных вложениях.

Обычный подход в инвестиционной политике заключается, как правило, в снижении начальных капитальных затрат. Это означает большие издержки на эксплуатацию и низкие капитальные вложения. Оптимизация SECOOL оставляет в стороне вопрос о соотношении капитальных и эксплуатационных затрат. Вместо этого ищется решение, как **минимизировать капитальные затраты, особенно на ПТО, для заданных эксплуатационных издержек**, независимо от их величины.

Рассмотрим систему, приведенную на рис. 19. Предположим, что определены все параметры - длина труб и их диаметр, фильтры, клапаны и т.д. - за исключением расхода морской воды (MB), и, следовательно, размеров ПТО. Чем больше расход воды, тем больше CPT и, вероятно, меньше размеры ПТО.

Расход в первичном контуре, как правило, будем считать фиксированным. Это относится как к расходу пресной воды, см. рис. 19 этой главы и рис. 17 гл. 1, так и к расходу конденсирующегося пара, рис. 18 гл. 1. В некоторых случаях будем считать заданным перепад давлений.

Нужно выбрать еще один компонент - насосы для морской воды. Рассмотрим два случая:

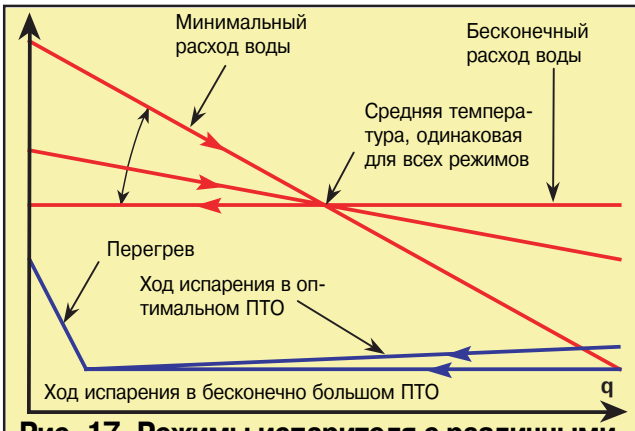


Рис. 17. Режимы испарителя с различными расходами воды и одинаковой средней температурой

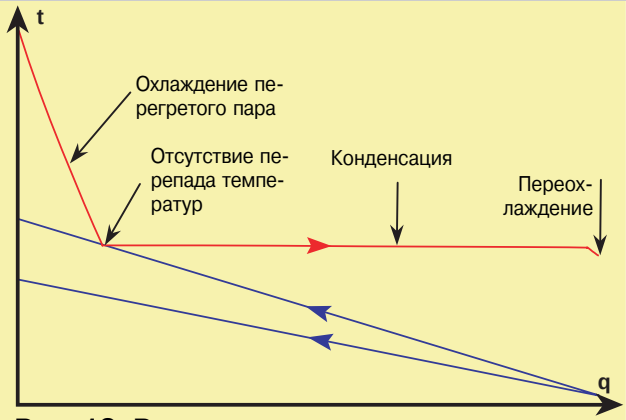


Рис. 18. Режимы конденсатора с различными расходами воды

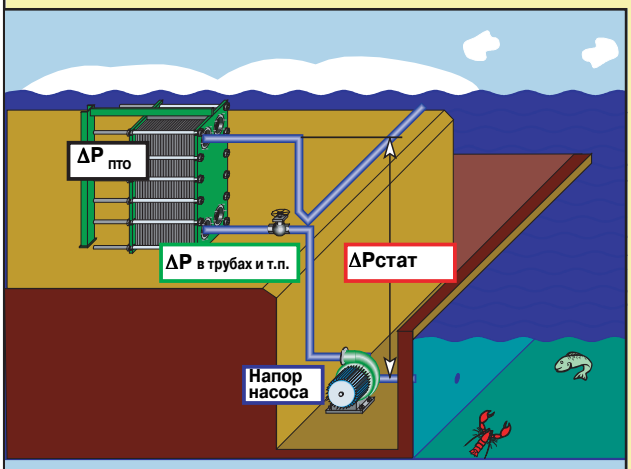


Рис. 19. Основные элементы контура SECOOL

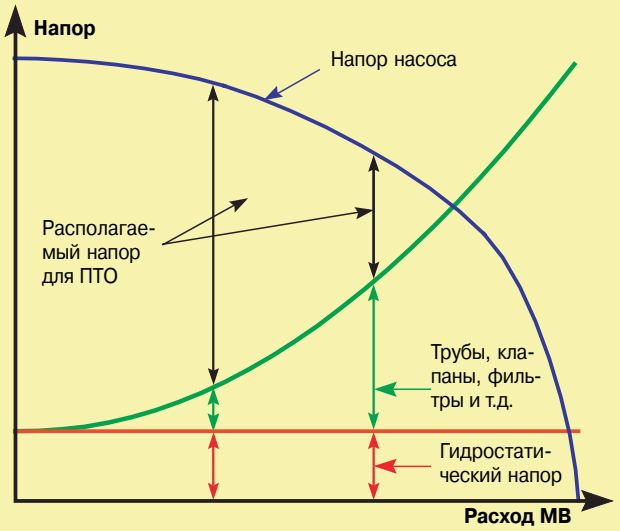


Рис. 20. Распределение перепада давлений

- Насосы уже установлены, и у нас есть характеристический график зависимости напора от расхода. Наша задача заключается в выборе точки на этом графике.
- Определена только стоимость насосной системы. Она зависит от расхода и полного напора насосов, но эти параметры еще не выбраны. Мы можем задавать любую комбинацию расхода и полного напора при условии постоянства энергии, потребляемой насосами.

Кроме того, мы будем предполагать, что морская вода бесплатна, и единственными затратами являются затраты, связанные с работой насосов.

3.2. Готовая насосная станция подачи МВ

Из оборудования нам остается выбрать только ПТО, а из рабочих параметров необходимо определить расход МВ и значение перепада давлений в ПТО. Для определения лучшего ПТО мы проведем несколько расчетов для различных расходов МВ. Для каждого значения расхода МВ насос обеспечивает определенный полный напор, показанный на рис. 20. Здесь же показано падение давления в системе. Величину этого напора можно определить по рис. 20. На этом рисунке показаны и другие составляющие перепада давлений, имеющиеся в рассматриваемой системе. Обратите внимание, что и перепад давлений, и напор должны быть выражены в одинаковых единицах.

- **Напор, создаваемый насосом**. Напор является движущей силой данного процесса. Полный напор обычно уменьшается с возрастанием подачи жидкости. Где-то на среднем участке кривой находится точка, соответствующая максимальной эффективности насоса, т.е. наименьшему потреблению электроэнергии. Характеристическая кривая изменяется при изменении диаметра и (или) скорости вращения рабочего колеса насоса. **Гидростатический напор**. Он определяется перепадом высот от входного патрубка насоса до верхней точки системы (Dpстат на рис. 19). Этот напор не зависит от расхода воды.
- **Трубы, клапаны, фильтры и т.д.** Падение давления на всех участках системы, кроме ПТО. Как правило, оно является приблизительно квадратичной (немного меньше) функцией расхода.
- **ПТО**. Располагаемое падение давления в ПТО получается при вычитании гидростатического давления и потерь в трубопроводе из полного напора. На рисунке показаны значения для двух расходов МВ. Перепад давлений в ПТО меняется от максимального значения при нулевом расходе до нуля, когда весь напор, создаваемый насосом, расходуется на преодоление гидростатического напора и сопротивления трубопровода.

Расчет площади ПТО в зависимости от расхода морской воды с ограничением допустимого перепада давлений дает график площадь-расход, подобный приведенному на рис. 6.

Эта кривая, наложенная на кривые напора и перепада давлений, приведена на рис. 21. Площадь стремится к бесконечности для малого и большого расходов МВ. Минимум определяется температурным режимом, как описано в п. 2.6. этой главы. Наибольшее значение расхода соответствует нулевому перепаду давлений в ПТО. Этим данная кривая отличается от приведенной на рис. 6, где площадь стремилась к бесконечности для бесконечного расхода.

Пример 1

Производительность = 1000 кВт.
Запас по коэффициенту теплопередачи K = 10 %
Хладагент R22 перегрет до 73 °C, конденсируется при 40 °C
Вода: расход 70 кг/с, нагрев от 32 до 35,4 °C.

По характеристической кривой насоса (типичной) находим:

Напор насоса при	0 кг/с	320 кПа
	40 кг/с	300 кПа
	200 кг/с	0 кПа
При номинальной подаче – 70 кг/с		
Напор (расчетный)		270 кПа
Гидростатический напор		100 кПа
Падение давления в трубопроводе		135 кПа
Остается для ПТО		35 кПа

Выбор оборудования для этого режима:
A15BWFD, 182 пластины, 135 м2
Dp1/Dp2 = 0,73/34,6 кПа
Запас: 10 + 20 %

Чему равны минимальный и максимальный расходы?

Расход будет минимальным в том случае, если на рис. 18 кривая для воды касается кривой для пара именно в той точке, где заканчивается охлаждение перегретого пара и начинается конденсация. Из термодинамических таблиц находим, что скрытая теплота в данном случае составляет приблизительно 85 % от полной нагрузки. То же самое справедливо и для водного контура. Когда температура воды достигает 40 ˚C, что соответствует нулевому перепаду температур, воде передается 82 % от полного количества теплоты, которое она получит в ПТО. Тогда

Полное изменение температуры воды: (40 - 32)/0,82 = 9,76 K
Минимальный расход воды: 70 × (3,4/9,6) = 24,4 кг/с

Когда расход воды возрастает, то также возрастают и потери давления в трубопроводе, примерно в степени 1,8 от расхода. В то же время напор насоса уменьшается.

При расходе 77,3 кг/с получаем:

Напор насоса (интерполяция)	261,5 кПа
Трубопровод: 135 × (77,3/70)1,8 =	161,5 кПа
Гидростатическое давление:	100,0 кПа

Сумма гидростатического давления и потерь в трубопроводе равна 261,5 кПа = напору насоса.

Для этих двух расходов площадь стремится к бесконечности, но по разным причинам. При малом расходе - потому, что нет перепада температур, при большом расходе - потому, что нет перепада давлений. Этот вывод представлен на рис. 21. Получить значение минимальной площади можно методом подбора, например, как в таблице 5.

Вывод. Изменяя рабочие условия, мы можем уменьшить размеры ПТО. Расход воды уменьшится, а допустимый перепад давлений возрастет. Здесь важно, что этот результат получен для одного и того же насоса, следовательно, **не меняются затраты на насосную станцию**.

Заметим, что это не единственный способ оптимизации. При номинальном расходе воды конденсатор имеет избыточный коэффициент теплопередачи. Это можно было бы использовать для снижения температуры конденсации, следовательно, для уменьшения стоимости компрессора.

Однако замена компрессора повлияет на всю систему. Поэтому такую оптимизацию, скорее всего, будет трудно осуществить.

3.3. Фиксированная стоимость насосной станции

В предыдущем примере условия работы насоса были изменены с 70 кг/с и 270 кПа на 43 кг/с и 297,6 кПа. Мощность насоса пропорциональна произведению расхода на напор. В первом случае это произведение равно 18 900, а во втором - только 12 797. Это указывает на то, что оптимальному режиму в контуре соответствует очень низкая производительность насоса.

Предположим, что насос еще не выбран, определена только его мощность. В предыдущем примере она была пропорциональна 18 900, и насос, по-видимому, был выбран с высокой производительностью при этой мощности. Сейчас мы могли бы одновременно изменять расход и напор насоса, рассчитывать конденсатор, как мы уже делали раньше. Затем, найдя новую комбинацию расхода и напора, можно подобрать насос с наибольшей производительностью при этих рабочих условиях.

Рис. 22 аналогичен рисунку 20, но характеристическая кривая заменена гиперболой, которая является кривой постоянной мощности насоса.

Пример 2

Как и раньше, выполним несколько расчетов для различных перепадов давлений. Результаты приведены в таблице 6.

Из этих расчетов следует, что рабочий режим с параметрами 70 кг/с и 270 кПа сменился на режим 48 кг/с и 393,7 кПа. Из всех существующих насосов можно выбрать такой, производительность которого была бы в точке 48/393,7 такой же высокой, как и в точке 70/270.

3.4. Выводы

Замечание 1! Уменьшение числа пластин со 182 до 102 (или 116, как в предыдущем примере) приводит к увеличению перепада давлений на стороне конденсата.

В нашем примере этот перепад не учитывался при оптимизации системы, поскольку давление на выходе из конденсатора очень слабо влияет на работу терморегулирующего вентиля. Вряд ли он отреагирует на снижение входного давления с 15,4 до 15,2 бар. Снижение температуры конденсации и влияние средней разности температур учитывается при расчете режима работы ПТО.

Замечание 2! Когда на первичной стороне теплообменника находится жидкость, то при оптимизации системы должно учитываться падение давления. Лучше всего это можно сделать, задавая предельный перепад давлений. При необходимости для оптимизации можно провести расчеты для нескольких уровней.

Замечание 3! Выше был получен удивительный результат. Некоторые инженеры стали бы возражать против используемых для расчета теплообменника параметров 70 кг/с и 35 кПа. Большинство инженеров были бы против такого высокого перепада давлений, как в варианте 48 кг/с и 225 кПа, хотя в обоих случаях полная мощность насоса одна и та же.

Замечание 4! Если такую же оптимизацию выполнить для КТТО, то результат был бы совершенно другим, особенно, если оба теплоносителя являются жидкостями. В этом случае важным обстоятельством является малая разность температур. В наиболее распространенных КТТО - типа 2/1 - трудно нагреть охлаждающую жидкость до температуры, превышающей выходную температуру охлаждаемой среды; с увеличением температур производительность быстро падает.

С другой стороны, можно спроектировать КТТО для работы с большими объемами жидкости при сравнительно низких перепадах давлений.

Температурные режимы вида

1.	ПВ 50 – 40 ˚C	2.	ПВ	50 – 35 ˚C
	МВ 40 – 30 ˚C		МВ	45 – 30 ˚C

не представляли бы проблем для ПТО, но затруднительны при использовании КТТО, особенно второй режим, который практически невозможно реализовать в одном КТТО. Необходимо было бы последовательно соединить несколько теплообменников. Если бы мы стали оптимизировать указанные выше режимы по нашим правилам, то мы бы увидели следующее:

- Чтобы использовать преимущества КТТО, необходимо обеспечить как можно больший перепад температур. Особенно важно, чтобы выходная температура охлаждающей среды была ниже выходной температуры охлаждаемой среды. Следовательно, необходимы большие расходы и малые перепады давлений.
- При эксплуатации ПТО, как правило, не возникает проблем с большими значениями теплопередачи, но сложно сохранить перепад давлений при больших расходах. Следовательно, для таких теплообменников оптимальными будут малые расходы и большие перепады давлений.

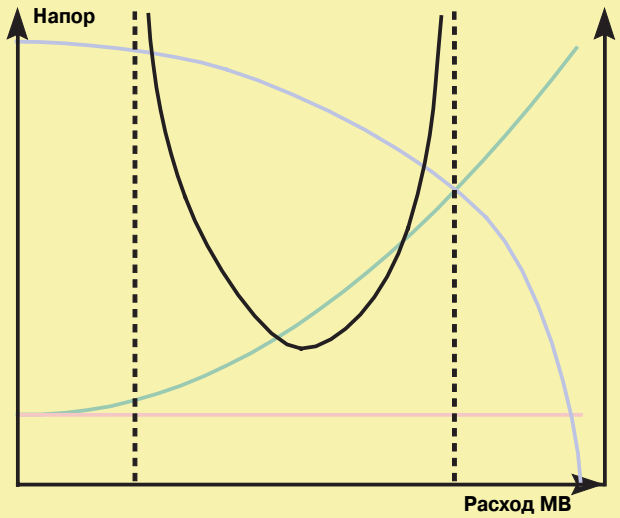


Рис. 21. График зависимости площади от расхода

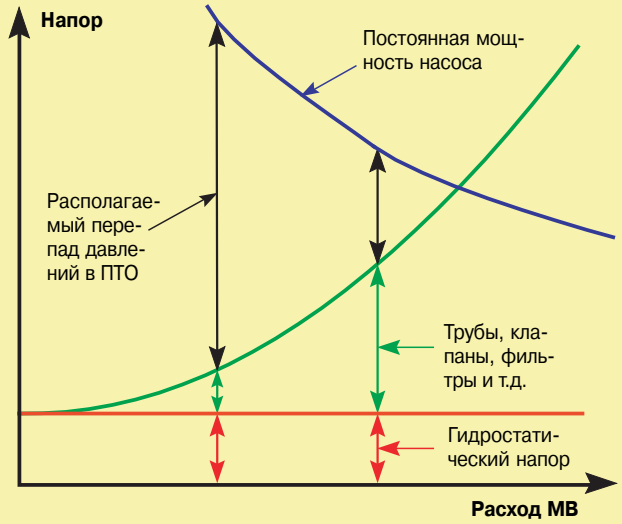


Рис. 22. Распределение перепада давлений

Расход	Гидростатический напор	Потери в трубопроводе	Напор насоса	Распол. перепад в ПТО	Кол. пластин в A15BW	
24.4	100	21.6	310.4	190.1	∞	
30	100	29.4	307.1	177.7	1128	
40	100	49.3	300	150.7	132	
50	100	73.7	291.6	117.9	132	
60	100	102.3	281.8	79.5	136	
70	100	135.0	270	35	182	Номинальное
75	100	152.9	264.5	11.6	328	
77.3	100	161.5	261.5	0	∞	

По-видимому, минимум находится между 40 и 50 кг/с. Более точный минимум определяется расчетом

43	100	56.2	297.6	141.4	116	Оптимум

Таблица 5. Количество пластин в зависимости от расхода.

Расход	Гидростатический напор	Потери в трубопроводе	Напор насоса	Распол. перепад в ПТО	Кол. пластин в A15BW	
24.4	100	20.3	774.6	654.3	∞	
30	100	29.4	630	500.6	1128	
40	100	49.3	472.5	323.2	132	
50	100	73.7	378	204.3	132	
60	100	102.3	281.8	79.5	136	
70	100	135.0	270	35	182	Номинальное
75	100	152	252	0	∞	

По-видимому, минимум находится между 40 и 50 кг/с. Более точный минимум определяется расчетом

48	100	68.4	393.7	225.3	102	Оптимум

Таблица 6. Количество пластин в зависимости от расхода.

4. Оптимизация ПТО в составе системы

4.1. Промежуточный контур

Обратимся к рис. 17 и 18 в п.15 главы **1. «Применения»**. Представленные там две системы отличаются друг от друга способом использования морской воды. В системе, изображенной на рис. 17, конденсатор охлаждается циркулирующей в замкнутом контуре пресной водой, которую, в свою очередь, охлаждает морская вода в теплообменнике SECOOL. Обычно для этого применяют разборный титановый ПТО.

В схеме на рис. 18 морская вода охлаждает конденсатор непосредственно, но при этом требуется контур с циркулирующей холодной пресной водой для охлаждения воды, поступающей в фанкойлы.

Итак, в обоих случаях имеется промежуточный контур с циркулирующей в нем пресной водой. В первом случае этот контур обслуживает конденсатор, во втором - испаритель. Основное различие между двумя системами заключается в том, что в первой системе применяются зональные чиллеры, а во второй – центральный чиллер.

Для того чтобы легче сравнивать теплообменники этих систем, мы будем считать, что обе системы являются центральными. Заметим, что выбор между этими двумя системами является главной задачей. Различие в теплообменниках представляет собой лишь малую часть от всех факторов, влияющих на принятие решения. В примерах используются данные, полученные в п.3.2, посвященном оптимизации уже существующей насосной станции.

4.1.1. Опосредованное охлаждение конденсатора

Будем обозначать оборудование, относящееся к варианту опосредованного охлаждения, с помощью сокращения «Оп.», а к варианту прямого охлаждения – «Пр.»

Оп. А. ПТО SECOOL

1005 кВт, СРТ = 5,2 K.

ПВ	42 → 37 °C	76 кПа	M10B; 32,6 м²
МВ	36,5 ← 32 °C	107 кПа	Титан

Оп. Б. Конденсатор

1005 кВт, СРТ = 5,3 K.

R22	76 → 45 °C		A15BW; 99 м²
ПВ	42 ← 37 °C	52 кПа	Нержавеющая сталь

Оп. В. Испаритель

809 кВт, СРТ = 4,5 K.

Вода	12 → 7 °C	55 кПа	A15BW; 78 м²
R22	7 ← 2 °C		Нержавеющая сталь

4.1.1. Прямое охлаждение конденсатора

Пр. А. Конденсатор

1000 кВт, СРТ = 4,7 K.

R22	73 → 40 °C		A15BW; 85,5 м²
МВ	37,6 ← 32 °C	138 кПа	Титан

Пр. Б. Испаритель

809 кВт, СРТ = 4,4 K.

Гликоль	7 → 2 °C	45 кПа	A15BW; 87 м²
R22	2 ← - 3 °C		Нержавеющая сталь

Пр. В. Чиллер

809 кВт, СРТ = 4,4 K.

ПВ	12 → 7 °C	47 кПа	M10B; 39,6 м²
Гликоль	7 ← 2 °C	45 кПа	Нержавеющая сталь

4.1.3. Сравнение двух систем

Суммарные площади поверхности в обоих вариантах практически равны:

Оп. Ti: 32,6 м^2	Нерж. ст.: 177 м^2	Суммарная пл.: 209,6 м^2
Пр. Ti: 85,5 м^2	Нерж. ст.: 126,6 м^2	Суммарная пл.: 212,1 м^2

В первом варианте используется меньше дорогих титановых поверхностей, чем во втором. Следует учитывать и тот факт, что маленькие теплообменники M10B типа «вода - ввода» значительно легче обслуживать, чем большой конденсатор A15BW. Все это убедительно говорит в пользу опосредованной системы охлаждения конденсатора.

4.1.4. Оптимизация систем

До сих пор оптимизации подвергались только два компонента системы кондиционирования. Кроме того, выбран оптимальный способ охлаждения конденсатора – вторичный контур SECOOL. Что еще можно оптимизировать?

1. Температуры конденсации и испарения. В проектируемой системе фиксированы только температура морской воды 32 ˚C и температура воды для фанкойлов: эта вода должна охлаждаться с 12 до 7 ˚C. Следовательно, температуры конденсации и испарения, равные во втором варианте, соответственно, 40 и -3 ˚C, могут быть увеличены, например, на 3 K, до 43 и 0 ˚C. Единственное условие, которое нужно выполнить, сохранение той же нагрузки на компрессор.

2. Контур охлаждения конденсатора. Температура пресной воды в контурах, относящихся к вариантам Оп. А и Б, может быть изменена с 42 до 37 ˚C. Условием при изменении расхода и температуры является постоянство потребляемой мощности насоса.

3. Контур охлаждения испарителя. Температура гликоля в контурах, относящихся к Пр. Б и В, может быть изменена с 2 до 7 ˚C. Условием при изменении как расхода, так и температуры является постоянство потребляемой мощности насоса.

4. Охлажденная вода для фанкойлов. Эти контуры тоже можно оптимизировать, но так как фанкойлы являются стандартным оборудованием, то лучше сохранить номинальный температурный режим 12 > 7 ˚C.

Все перечисленные действия по оптимизации следует выполнить одновременно. Это кропотливая работа, которая оправдана лишь для очень больших установок. Проектировщик должен просмотреть нагрузки на оборудование и ограничиться оптимизацией нескольких явно несогласованных компонентов. Нужно обратить внимание на следующие характеристики.

А. Запасы. Если один компонент имеет очень большой запас, скажем, конденсатор Ксв. Б, то уровень температуры ПВ может быть увеличен, значит, уменьшена нагрузка в Ксв. А.

Б. Перепад давлений. Если в промежуточном контуре на одном из участков не используется допустимый перепад давлений, то он может быть использован на другом участке, что позволит уменьшить диаметры трубопроводов или увеличить полный расход и, следовательно, увеличить температурный напор на одном или на обоих участках.

В. Циркуляция. Наилучшее использование доступной разности температур между двумя участками достигается при наименьшем, насколько это возможно, перепаде температур циркулирующей воды. Это означает большие расходы циркулирующей воды, чему может препятствовать допустимый перепад давлений.

Г. Эмпирическое правило. СРТ каждого из последовательно соединенных теплообменников должна быть пропорциональна приращению стоимости. Для ПТО следует учитывать только площадь пластин, а не рам.

4.1.5. Вторичная оптимизация системы с прямым охлаждением конденсатора, представленного в п. 4.1.2.

Эмпирическое правило дает несколько новых интересных возможностей. Для теплообменников Ксв. А – В отношения площади к СРТ были равны, соответственно, 6,27; 18,68 и 17,33.

Теплообменник Ксв. А имеет очень маленькие размеры, но он изготовлен из титана, стоимость которого значительно выше, чем нержавеющей стали. Если принять, что квадратный метр титана в два раза дороже квадратного метра нержавеющей стали, то относительная стоимость Ксв. А станет равной 12,54.

Если уровень температур в промежуточном контуре немного снизится, то отношение для Ксв. А возрастет, а для Ксв. Б уменьшится. В результате все значения станут ближе друг к другу. На основании эмпирического правила такой выбор оборудования является приемлемым.

Отношения для теплообменников Пр. А – В равны 36,38 (18,19 × 2); 19,78 и 7,92. Следовательно, рабочие характеристики оборудования сильно рассогласованы. Что можно сделать в этом случае?

Если температуры конденсации и испарения, а также уровень температуры воды в контуре Пр. Б – В, увеличатся одинаково, то отношение для Пр. А уменьшится, для Пр. Б останется без изменения, а для Пр. В возрастет. Теперь последовательно проведем оптимизацию. Будем применять все правила А – Г из п. 4.1.4:

- Уровень температур увеличен на 3 K. Первый результат заключается в том, что температура испарения возрастет до 0 ˚C, и мы можем заменить гликоль на воду. Это очень существенное изменение.
- Теперь можно еще раз пересчитать Пр. А и оптимизировать контур SECOOL. Мы будем использовать вариант оптимизации из п. 3.2, предполагающий, что насоса уже выбран.
- Также оптимизируем водный контур Пр. Б – В. Мы будем предполагать, что произведение расхода на падение давления в Пр. Б + В, сохраняется неизменным, т.е. потери давления в трубопроводе и гидростатический напор равны нулю. В примере 1 в п.3 мы получили значение 38,22 × (45+45)=3440. Теплообменники Пр. Б и В будут оптимизированы, если

  Расход × (DP Пр. Б + DP Пр. В) = 3440.
  Запас (5 % для Пр. Б, 0 % для Пр. В).
  (Площадь/СРТ)Пр. Б = (Площадь/СРТ)Пр. В

Решение получим методом проб и ошибок.

Результат:

Пр. А. Конденсатор

1000 кВт, СРТ = 7,87 K, (Площадь/СРТ) × 2 = 12,46

R22	76 → 43 ˚C		A15BW; 49,5 м^2
MB	37,8 ← 32 ˚C	144 кПа	Титан

Пр. Б. Испаритель

809 кВт, СРТ = 4,06 K, Площадь/СРТ = 24,4

Гликоль	9,2 → 4,3 ˚C	38 кПа	A15BW; 99 м^2
R22	5 ← 0 ˚C		Нержавеющая сталь

Пр. В. Чиллер

809 кВт, СРТ = 2,75 K, Площадь/СРТ = 24,9

ПВ	12 → 7 ˚C	44 кПа	M10B; 68,64 м^2
Гликоль	9,2 ← 4,3 ˚C	48 кПа	Нержавеющая сталь

Для двух последних теплообменников значения «площадь/СРТ» теперь близки друг к другу. Для первого теплообменника этот параметр слишком мал. Это говорит о том, что увеличение температуры на 3 K было слишком большим. Мы получим следующие условные значения для стоимости оборудования до и после оптимизации.

До:	2,0 × 85,5 + 87 + 39,6 =	297,6
После:	2,0 × 49,5 + 99 + 68,64 =	266,64

Мы могли бы еще снизить суммарную стоимость, если бы увеличили уровень температур меньше, чем на 3 K. С другой стороны, поскольку очень большое преимущество заключается в замене гликоля на чистую воду, мы оставим эту стоимость. Во всяком случае, суммарная стоимость ниже, чем была раньше.

4.2. Применение теплообменников в супермаркете

На рис. 23 приведен пример типичной установки, для которой

целесообразно выполнить оптимизацию. Эта установка обслуживает небольшой супермаркет (установка для большого супермаркета изображена на рис. 10 в главе «Применения»), но конкретное назначение не так важно, это могли бы быть ледовый каток, скотобойня, химическое производство, офис, склад и т.д.

Могут быть оптимизированы следующие параметры:

- **Температуры конденсации и испарения**. Если температура испарения будет увеличена на 1 K, то изменится температура конденсации, скорее всего, возрастет. Чтобы сравнение было очевидным, предположим, что нагрузка на компрессор остается постоянной.

  Изменение температуры конденсации зависит от компрессора. Его работа может стать более эффективной, тогда изменение температуры будет большим, и наоборот.

  СРТ в испарителе уменьшится, значит, его площадь, по-видимому, возрастет. СРТ в конденсаторе увеличится, значит, его площадь, по-видимому, станет меньше. Суммарная стоимость этих двух теплообменников определяет, оправданы или нет предлагаемые изменения.

- **Контур «конденсатор – охладитель жидкости»,** см. позицию A на рис. 23. Оптимизация этого контура проводится аналогично оптимизации SECOOL, описанной в предыдущей главе. Конденсатор охлаждается не окружающей средой, которой в контуре SECOOL является морская вода, а в нашем примере – воздух, а пресной водой, циркулирующей в промежуточном контуре. Температура воды в контуре и ее расход могут быть выбраны в диапазоне от температуры воздуха до температуры испарения. Некоторому ее значению соответствует минимальная стоимость оборудования.

- **Контуры «испаритель – воздухоохладители»,** см. позиции B1 – B3 на рис. 23. Это также похоже на предыдущий случай. Контур с пресной водой соединяет испаритель и фанкойлы. В действительности, здесь четыре контура: испаритель – бак-накопитель и три контура между баком-накопителем и воздухоохладителями. Обратите внимание, что температура на выходе из каждого воздухоохладителя может быть разной. Для достижения самой низкой стоимости оборудования можно, как и раньше, независимо изменять температуру и расход рассола.

4.2.1. Оптимизация контура «охладитель жидкости – конденсатор»

Методы оптимизации, использованные выше, могут применяться и в этом случае. Лучше всего продемонстрировать их на примере:

Пример 3

Конденсатор имеет производительность 215 кВт. В качестве хладагента используется R22. Этот конденсатор охлаждается циркулирующим 30 % водным раствором этиленгликоля, который, в свою очередь, охлаждается воздухом с температурой 25 ˚C. Температура конденсации равна 45 ˚C, а входная температура хладагента равна 78 ˚C. Циркуляционный насос создает напор 19,5 м при расходе 40 м^3/ч (Плотность этиленгликоля равна 1035 кг/м^3).

1. Оптимизация выполняется в следующем порядке:

1) Для получения сопоставимых данных представим параметры насоса в единицах кг/ч и кПа: 41 400 кг/ч и 198 кПа.

2) Этот напор расходуется следующим образом:

Сопротивление охладителя жидкости:	60 кПа
Сопротивление конденсатора:	60 кПа
Сопротивление трубопровода:	60 кПа
Резерв:	18 кПа

3) Выберем охладитель жидкости. Alfa Laval выпускает модель LCS 219, которая имеет производительность 219 кВт при стандартных условиях (разность температур воздуха и жидкости на входе составляет 15 K, падение температуры жидкости равно 5 K). В нашем случае это означает, что жидкость с расходом 41 400 кг/ч охлаждается от 40 до 35 ˚C (215 кВт). Этому соответствует перепад давления около 42 кПа. Данное значение нам подходит, и мы принимаем этот теплообменник.

4) Реальные потери давления в трубопроводе (а также в клапанах и т.п.) ΔP = 55 кПа.

5) Результаты расчета ППТО выглядят следующим образом:

CB300-50M,	14,44 м^2	Запас = 0 %
R22,	78 → 45 ˚C	
Гликоль,	40 ← 35 ˚C	$\Delta P2$ = 31 кПа

2. Комментарии. Расчеты дают приемлемые результаты. ППТО не имеет запаса площади, что и не требуется, поскольку применяется чистая вода, охладитель жидкости имеет небольшой запас. Единственный не оптимизированный параметр – не полностью использованный напор насоса. У нас есть три возможности оптимизировать этот контур.

1). Можно снизить напор, например, заменить рабочее колесо насоса, уменьшить скорость вращения или установить другой насос.

2). Можно изменить трубопровод, например, уменьшить диаметр, установить клапан меньшего размера и т.п.

3). Мы можем варьировать расход и температуру циркулирующей жидкости, можем заменить один или оба теплообменника – охладитель жидкости и CB. Разные варианты представлены на рис. 24.

4). Полный перепад давлений определяет расход, который мы можем создать в контуре. Перепад давлений необходимо перераспределить по участкам контура так, чтобы он был использован полностью. Это достигается методом подбора.

Отметим, что оптимальный режим, обычно, подчиняется указанному выше эмпирическому правилу.

3. Новый расчет. Наша задача сейчас – определить, можно ли уменьшить ППТО или охладитель жидкости. Предыдущий расчет был близок к оптимальному. На это указывает, во-первых, отсутствие большого запаса площади, во-вторых, то, что перепады давлений на различных участках контура недоиспользованы в одинаковой степени, за исключением перепада в трубопроводе. Нет смысла начинать серию расчетов с уменьшения разности температур жидкости в охладителе и в CB.

В дальнейшем мы исследуем два случая.

1) Мы сохраним CB, а охладитель жидкости уменьшим, и посмотрим, что получится.

или

2) Мы сохраним охладитель жидкости, а CB уменьшим, и посмотрим, что получится.

4. Замена охладителя жидкости. Следующей, меньшей по размерам моделью является LCS 190 с номинальной производительностью 190 кВт.

1) Чтобы добиться от него мощности 215 кВт, нам необходимо увеличить СРТ приблизительно на два градуса.

2) С другой стороны, это означает, что СРТ в CB должна быть намного меньше. Это возможно, но с применением H-пластин.

3) Перепад давлений в H-пластинах больше, чем в M-пластинах. Следовательно, мы должны уменьшить расход воды, допустив рост температуры жидкости на 6 K вместо 5 K.

4) Уменьшение расхода приведет к уменьшению падения давления в трубопроводе и в охладителе жидкости и к увеличению напора насоса.

5) Для охладителя жидкости имеется поправочная таблица, по которой номинальная производительность пересчитывается для других температурных режимов. Поправочный коэффициент в нашем случае должен быть равным F = 190/215 = 0,884. Чтобы получить такой поправочный коэффициент при изменении температуры жидкости на 6 K, требуется разность температур между поступающим воздухом и поступающей жидкостью около 17,15 K (получено интерполяцией).

6) Расход циркулирующей жидкости уменьшится до 34 283 кг/ч. Это потребует перерасчета всех перепадов давлений.

   Напор насоса возрастает до: 231 кПа (по характеристической кривой)

   Потери в трубопроводе уменьшатся до: $55 \times (5/6)1{,}8 = 41$ кПа

   Перепад в охладителе уменьшится до: 37 кПа

   Резерв, 10 % от полного напора: 23 кПа

   Остаток для СВ: 130 кПа

7) Расчет СВ300 для нового режима дает:

   СВ300-50Н, 14,44 м^2 Запас = 0 %, СРТ = 5,4 °С
   R22, 78 → 45 °С
   Гликоль, 42,15 ← 36,15 °С ΔР2 = 129 кПа

5. Комментарии. Результаты более или менее точно соответствуют нагрузке. Используется весь доступный полный напор насоса. Точка на характеристической кривой насоса слегка сдвигается в новом режиме.

В следующем разделе мы посмотрим, можно ли уменьшить СВ, не меняя LCS 219.

6. Замена теплообменника СВ

Для уменьшения площади СВ300 нам необходимо:

1) Перейти к Н-пластинам, тем самым увеличить коэффициент теплопередачи К.

2) Уменьшить расход, иначе падение давления будет чересчур велико. Уменьшать расход придется больше, чем в предыдущем расчете.

3) Поправочный коэффициент должен быть равен 219/215 = 1,0186. Начнем искать решение методом проб и ошибок, начиная с разности температур жидкости на входе и выходе из СВ, равной 8 К. Мы получим, что этот поправочный коэффициент соответствует разности температур хладагента и жидкости, равной 16,13 К.

4) Расход циркулирующей жидкости снизится в этом случае до 25 712 кг/ч. Мы вынуждены будем пересчитать падения давления на всех участках.

   Напор насоса возрастает до: 258 кПа (по характеристической кривой)

   Потери в трубопроводе уменьшатся до: $55 \times (5/8)1{,}8 = 24$ кПа

   Перепад в охладителе уменьшится до: 36 кПа

   Резерв, 10 % от полного напора: 26 кПа

   Остаток для СВ: 172 кПа

5) Расчет СВ300 для нового режима дает:

   СВ300-34Н, 8,96 м^2 Запас = 0 %, СРТ = 6,7 °С
   R22, 78 → 45 °С
   Гликоль, 41,27 ← 33,27 °С ΔР2 = 159 кПа

7. Комментарии. И в этот раз оптимум для ПТО достигается при достаточно низком расходе жидкости и высоком перепаде давлений. Сравним полученные результаты.

	Охладитель жидкости	ППТО	Насос
До оптимизации 198/128 кПа	LCS 219	СВ300-50	41 400 кг/ч
Оптимизация охладителя жидкости	LCS 190	СВ300-50	34 283 кг/ч 231/207 кПа
Оптимизация теплообменника СВ	LCS 219	СВ300-34	25 712 кг/ч 258/219 кПа

Обычно для охладителя жидкости трудно поддерживать температурный режим, особенно точное значение разности температур. Поэтому применение эмпирического правила становится более трудоемким. Кроме того, эмпирическое правило лучше всего работает тогда, когда есть возможность изменять размеры теплообменника практически плавно, как для ПТО. Охладители жидкости выпускаются определенных размеров, и различия между ближайшими типоразмерами могут быть значительными.

К счастью, это обстоятельство упрощает выбор. Следующая, меньшая по размеру модель охладителя жидкости, - это LCS 166. Она требует разности температур почти в 20 К, что нереально для водного контура. Уменьшение числа пластин в СВ ниже 34 приведет к очень малому расходу жидкости и/или высокому падению давлений.

Оба вновь рассчитанных варианта лучше исходного. Какой из них лучше, зависит от реальных цен. Поскольку оптимизация охладителя жидкости позволяет полнее использовать напор насоса, то, во всяком случае, с технической точки зрения, этот вариант будет лучшим.

4.2.2. Ограничения на оптимизацию

Существует еще одно обстоятельство, которое затрудняет проведение полной оптимизации системы. Во многих случаях имеется ряд ограничений, которым приходится подчиняться. В качестве примера можно привести следующие.

а) Ограничение на общее количество охлаждающей воды, которое может забираться из источника. Оптимальная система может потребовать очень большого расхода воды, но этот ресурс может оказаться недоступным.

б) Ограничение на прирост температуры сбрасываемой речной или морской воды, которое вводится для защиты морской флоры и фауны. В этом случае, даже если расчет требует лишь малого расхода воды, придется перекачивать ее большие количества.

в) Опасность образования известковых отложений, если температура воды слишком высока.

г) Тарифы на электроэнергию в периоды пиковых нагрузок могут повлиять на соотношение между капитальными и эксплуатационными расходами.

д) Ограничения на шум могут затруднить применение больших насосов и вентиляторов.

е) Опасность замерзания, если температура воды слишком низкая.

ж) Расчет может дать оптимальные значения, соответствующие малому расходу воды и высокому перепаду давлений. Однако может оказаться, что в данной установке можно применять насосы различной производительности, но с низким напором. Это очень распространенный случай для установок кондиционирования воздуха.

з) Образование инея на оребрении воздухоохладителя может ограничивать нижнюю температуру гликоля или хладагента.

и) Чем больше перепад между температурами воздуха и гликоля или хладагента в воздухоохладителе, тем суше должен быть воздух. Это может оказаться или преимуществом, или, чаще, недостатком.

Следовательно, применение эмпирического правила требует поправок для учета этих ограничений. Воздухоохладитель может оказаться излишне большим и с очень малым температурным напором. Он тогда станет первым объектом для оптимизации, однако, при этом потребуется ограничить снижение температуры во избежание образования инея на оребрении или же осушать воздух.

4.2.3. Оптимизация контуров «воздухоохладитель – испаритель»

В системе, изображенной на рис. 23, имеется один контур «бак-накопитель – испаритель», который питает три контура «бак-накопитель – воздухоохладители». Если не учитывать, что ме-

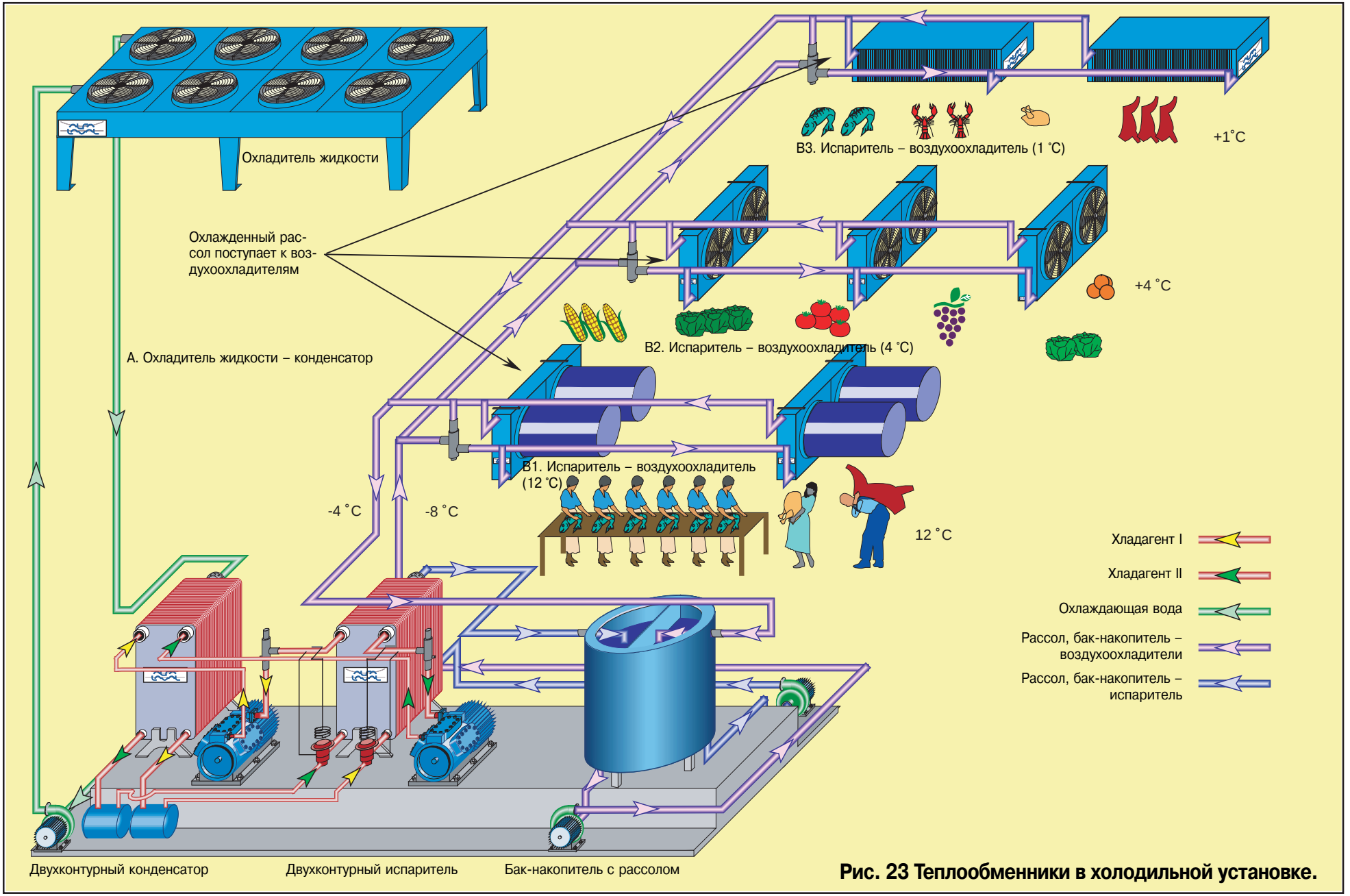


Рис. 23 Теплообменники в холодильной установке.

тод проб и ошибок потребует большого объема вычислений, то методы, использованные ранее, можно применять также и в этом случае.

Мы проследим сейчас, как повлияют на результаты оптимизации два последних ограничения из предыдущего параграфа – образование инея и слишком сухой воздух.

Отметим, что подбор параметров воздухоохладителей, особенно для обеспечения правильной обработки и хранения продуктов питания при различных уровнях температур, очень сложен, и в данном руководстве не рассматривается. Здесь мы изучим лишь некоторые аспекты оптимизации ПТО. Сделаем это на примере установки, показанной на рис.23.

Пример 4:

Исходные данные

а) Мясо и рыба:	+ 2 ˚С/влажность 80 %	71 кВт
б) Фрукты и овощи:	+ 4 ˚С/влажность 80 %	47 кВт
в) Обработка продуктов:	+ 12 ˚С/влажность 70 %	38 кВт
г) Суммарная доступная производительность		160 кВт

В воздухоохладители на все три участка поступает 30 % раствор этиленгликоля с температурой -8 ˚С. Предположим, что температура жидкости, возвращающейся в бак-накопитель, равна -4 ˚С.

Это задает температурный режим для контура «бак-накопитель – испаритель», но поскольку в данном контуре установлен собственный насос, то расход и температуры можно отрегулировать.

Образование инея. Так как гликоль поступает в воздухоохладитель с температурой значительно ниже нуля, на оребрении неизбежно будет образовываться иней. В помещение для обработки продуктов, по-видимому, гликоль должен поступать с температурой выше нуля, в другие помещения – ниже нуля. Это потребовало бы применения дорогой двойной системы испарения. Значит, понадобится установка системы размораживания.

Влажность. В холодном, непроветриваемом помещении долговременная влажность определяется соотношением давления водяных паров при самой низкой температуре поверхности, с которой контактирует воздух, и давления паров при температуре воздуха в помещении. Кроме того, сказываются и внешние факторы, например, постоянный приток влажного воздуха увеличивает относительную влажность.

Следовательно, в большинстве случаев придется ограничивать максимальную разность температур, чтобы поддерживать влажность на определенном уровне. Это может выглядеть примерно так:

Разность температур ˚С	5	6	7	8	9	10	11
Влажность %	93	89	85	82	79	76	73

В случае водяных воздухоохладителей расчет осложняется тем, что температура жидкости не является постоянной, а меняется от входа к выходу. В этом примере мы будем предполагать заданной среднюю температуру гликоля.

Выше мы в качестве примера выбрали влажность не ниже 80 % в помещениях а) и б) и 70 % в помещении в), что соответствует разности температур 8, 8 и 12 K. Тогда температурные режимы выглядят следующим образом:

а) Гликоль	3 × 5599 л/ч	от –8 до –4 ˚С	3 × IRL 555	3 × 24 кВт
б) Гликоль	1 × 5520 л/ч	от –8 до 0 ˚С	1 × IRL 657	1 × 46 кВт
в) Гликоль	2 × 1916 л/ч	от –8 до 8 ˚С	2 × IRL 451	2 × 19 кВт
г) Гликоль	26 149 л/ч	от –8 до –1,4 ˚С		156 кВт

Замечание 1. В случае в) нельзя получить влажность 80 % или больше, так как для этого потребовалась бы средняя температура +4 ˚С и режим изменения температуры от –8 до +16 ˚С.

Замечание 2. Производительности воздухоохладителей слегка отличаются от заданных значений. Однако это не имеет большого значения, так как доступная производительность, 160 кВт, выше полученной в расчетах, 156 кВт.

Можно ли оптимизировать какие-нибудь параметры?

Если заданы средние температуры и входная температура, это определяет расход жидкости.

Можно было бы изменить входную температуру. Но ее снижение вызвало бы дополнительные трудности с поддержанием влажности в варианте в) (если это потребуется) и усилило бы образования инея. Увеличение входной температуры возможно, но если нужно сохранить среднюю температуру в варианте а), то придется значительно увеличить расход циркулирующей жидкости.

Итак, температурный режим в контуре «бак-накопитель – воздухоохладители» -8 ˚С > -1,4 ˚С. Что можно сказать о контуре «бак-накопитель – испаритель» с температурным режимом -4 ˚С > -8 ˚С? Такой режим предполагает, что количество циркулирующего гликоля больше, чем в контуре «бак-накопитель – воздухоохладители». Часть охлажденного гликоля затем смешивается с гликолем, возвращающимся из воздухоохладителей. Температура смеси становится равной –4 ˚С.

Расчет для модели СВ дает:

СВ300-62М,	16,80 м^2	Запас = 5 %,	СРТ = 5,2 K
Гликоль,	39 125 кг/ч	-4 → -8 ˚С	ΔP = 25 кПа
R22,		-10 ← -15 ˚С	

Расчет для различных расходов гликоля и соответствующих входных температур показывает, что кривая «площадь – расход» исключительно пологая. Это означает, что наш расчет близок к оптимальному. Проверка температурного режима для контура дает следующие значения:

СВ300-58М,	15,68 м^2	Запас = 5 %,	СРТ = 6,1 K
Гликоль,	23 762 кг/ч	-1,4 → -8 ˚С	ΔP = 12,3 кПа
R22,		-8 ← -15 ˚С	

Здесь можно сэкономить на стоимости насоса. Однако целесообразнее сохранить перепад давлений на достаточно высоком уровне, иначе могут возникнуть проблемы с распределением гликоля.

4.2.4. Изменение температур конденсации и испарения

Итак, для конденсатора и испарителя получены следующие оптимизированные параметры:

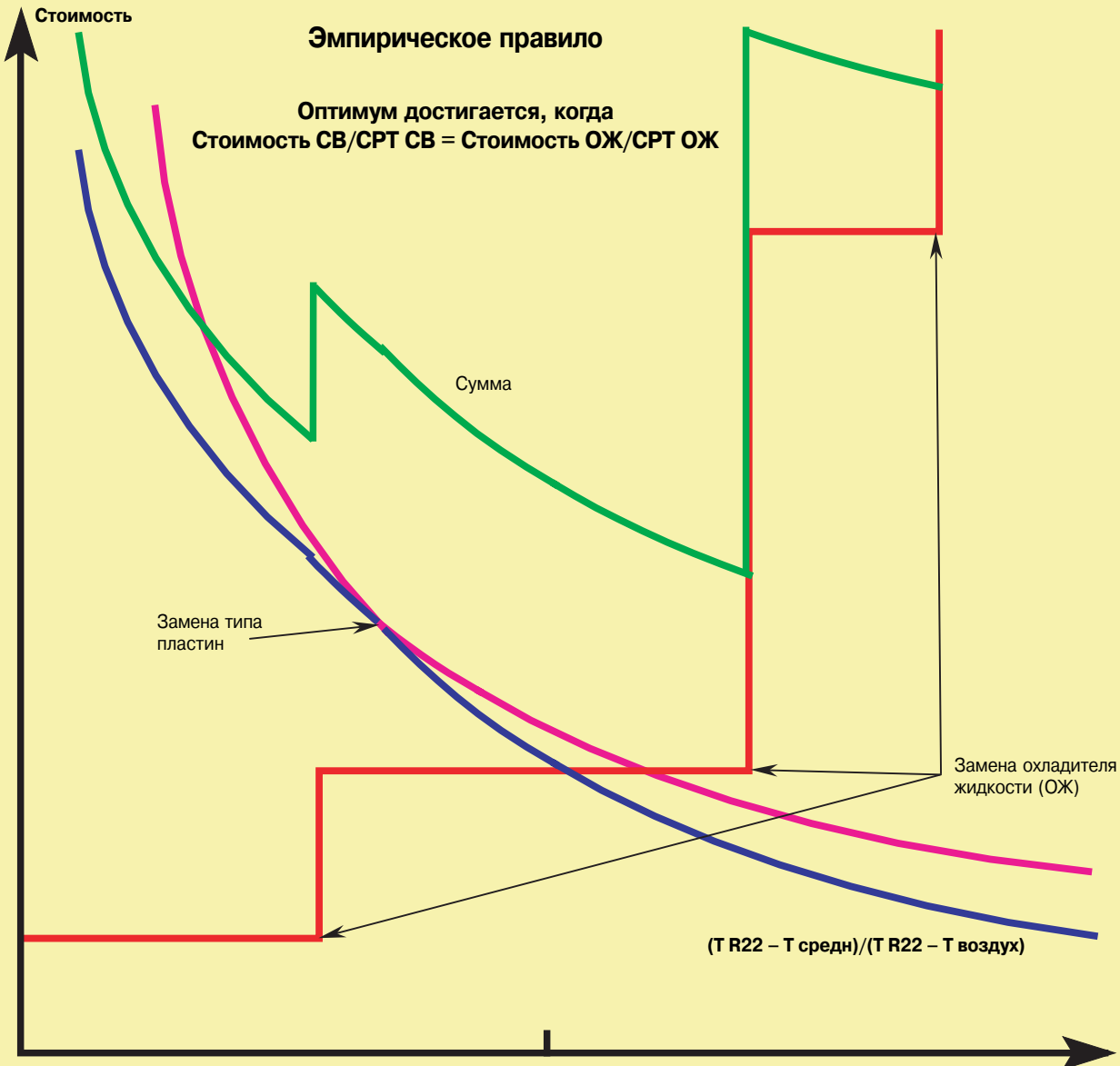
Позиция	Модель	СРТ	Пластины/СРТ
Конденсатор:	СВ300-34Н	6,7 K	5,07
Испаритель:	СВ300-62М	5,2 K	11,09

Снизим температуру испарения до –16 ˚С, а температуру конденсации до –43,7 ˚С.

Конденсатор:	СВ300-94Н	4,4 K	21,4
Испаритель:	СВ300-56М	5,7 K	9,82

Снижение температуры конденсации дает очень резкий рост площади конденсатора. Оптимум, по видимому, находится очень близко к первому варианту расчета.

Внимание! Нужно критически относится к применению эмпирического правила, поскольку при высоких перепадах давлений характеристики двухфазных теплоносителей очень изменчивы, особенно при испарении и при приближении к нулевому температурному напору (рис. 17) в случае конденсации.



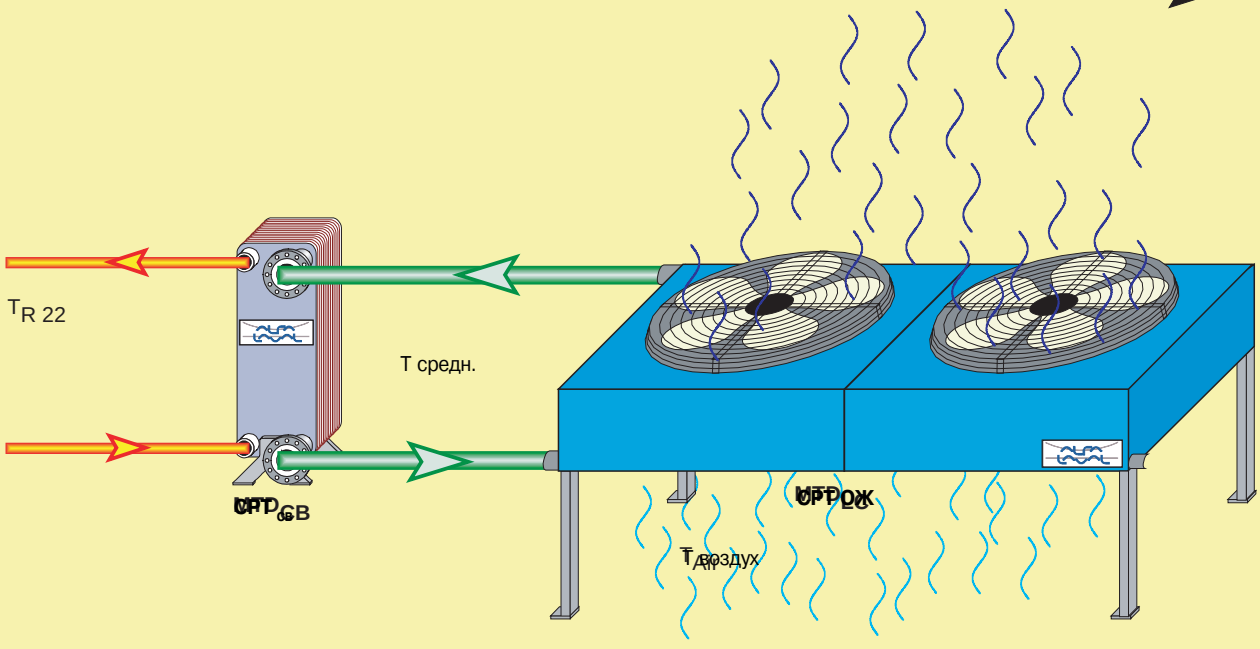


Рис.24. Оптимизация двух теплообменников, связанных контуром циркулирующей жидкости

3. Конструкция и монтаж

1. Конструкция

1.1. Конструкция и материалы

Паяный пластинчатый теплообменник ППТО – это вариация традиционного разборного пластинчатого теплообменника (РПТО). Как и обычный ПТО, он состоит из нескольких собранных в пакет пластин с шевронными гофрами, изготовленных из нержавеющей стали марки 316.

Угол между гофрами и их глубина, а также размеры пластин определяют тепловые и гидравлические свойства ППТО. У соседних пластин углы между гофрами направлены в противоположные стороны. Точки, в которых стенки гофров соприкасаются, играют роль опорных точек для пакета пластин.

В отличие от РПТО, на краях пластин отсутствуют желобки для уплотнителей. Вместо этого край каждой пластины загибается вниз и соприкасается с соседней пластиной. Между пластинами помещается тонкая медная фольга, такого же размера, как и сами пластины. Пакет пластин зажимается между двумя более толстыми гладкими плитами, к которым присоединяются входные патрубки, и затем производится пайка пакета в вакуумной печи. Эта стадия изготовления ППТО изображена на рис. 1.

1.2. Конструкция пластин

Канал, образованный двумя пластинами с глубокими остроугольными гофрами, создает небольшой перепад давлений и имеет небольшой коэффициент теплопередачи для данного расхода теплоносителя.

С увеличением угла между гофрами и (или) уменьшением их глубины соответственно увеличиваются перепад давлений и коэффициент теплопередачи.

Увеличение длины пластин имеет почти такой же эффект, как и уменьшение глубины или увеличение угла между гофрами. Перепад давлений увеличивается из-за большей длины потока. Теплопередача также увеличивается, но не из-за увеличения коэффициента теплопередачи, а из-за большей площади теплообмена.

- Пластина с острыми углами – это пластина L-типа (от английского low - низкий, малый).
- Пластина с тупыми углами – это пластина H-типа (от английского high - высокий, большой).
- Канал, образованный L-пластиной и H-пластиной, – это канал M-типа (от английского medium - средний), M-пластин не существует.

В зависимости от тепловой нагрузки любой из типов пластин может оказаться оптимальным для решаемой задачи. Вообще говоря, для режимов с большими объемными расходами теплоносителей и небольшой теплопередачей (низкая теплоемкость или небольшое изменение температуры) необходимы L-каналы. Хорошим примером такого теплоносителя является воздух при окружающем давлении. Для него необходима такая предельная форма L-каналов, что применение ПТО теряет практическую ценность.

Для режимов с малыми объемными расходами, но большой теплопередачей (большая теплоемкость, изменение фазового состояния или большой перепад температуры) предпочтительнее H-каналы. Хорошим примером в данном случае является изменение фазового состояния хладагентов. Поэтому почти всегда, когда в холодильном цикле требуется обеспечить передачу теплоты, используются H-каналы. Они является стандартным типом пластин в холодильных ППТО.

Теоретически, можно комбинировать каналы разных типов в одном ПТО, т.е. после нескольких H-каналов расположить M-каналы. В результате мы получим теплообменник с тепловой мощностью, промежуточной между H и M-каналами. Это очень распространенный метод изменения тепловой мощности ППТО.

В случае теплопередачи с изменением фазового состояния такое комбинирование приведет с серьезным нарушениям в распределении теплоносителей между первым H-каналом и последним M-каналом. Поэтому данный метод не используется в холодильных ППТО.

1.3. Наименования пластин и их классификация

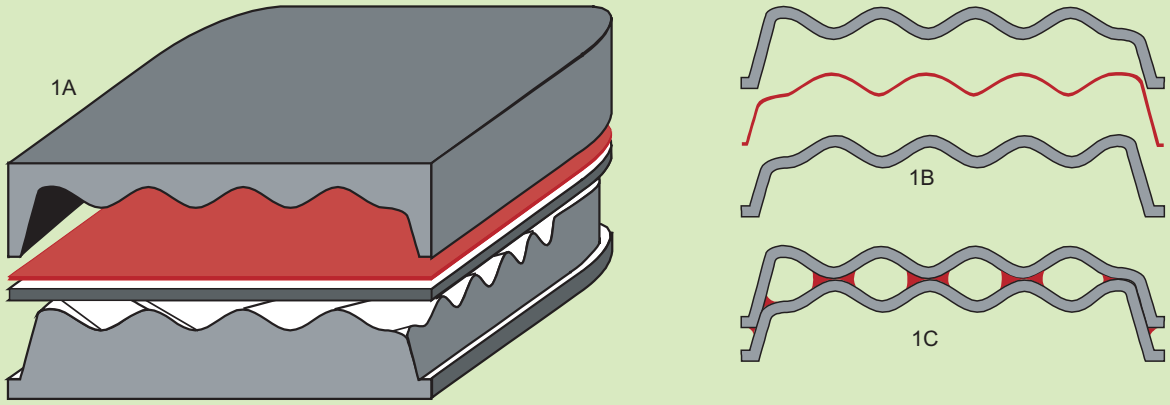
Обратимся к рис. 2.

- В холодильном ППТО все каналы с хладагентом окружены каналами с водой, т.е. число каналов с водой на один больше, чем с хладагентом. Следовательно, крайние каналы в пакете пластин являются водными.
- В этом случае число теплопередающих (канальных) пластин будет четным. Это четко указывает на принадлежность данного ППТО к холодильному оборудованию.
- В старых моделях пространство между первой канальной пластиной и передней плитой было открытым. Такие пластины устанавливают так, чтобы вершины углов гофров были направлены вверх. В противном случае вода может проникать сюда, скапливаться в углах и замерзать.
- Углы гофров на последней канальной пластине холодильных ППТО направлены вниз. Если вода проникнет в пространство между этой пластиной и задней панелью, она будет там скапливаться и замерзать.

  Чтобы это предотвратить, некоторые старые модели снабжены дополнительной пластиной с гофрами, углы которых направлены вверх. Новый образовавшийся канал будет теперь холодильным каналом и окажется крайним в пакете. Поэтому доступ к нему приходится перекрывать с помощью установки добавочных прокладок в соединительные отверстия. См. рис. 5.
- Пространство между последней канальной пластиной и задней плитой на современных моделях надежно герметизировано при помощи загнутых вниз краев последней пластины, вследствие чего дополнительная пластина больше не нужна.
- У всех современных моделей есть дополнительная гладкая уплотняющая пластина между передней плитой и первой канальной пластиной. Эта пластина нужна только для герметизации пространства между плитой и канальной пластиной.

Все современные модели симметричны, т.е. теплоноситель может входить с любой стороны канала.

Исключение. Некоторые ППТО специально разрабатывались в качестве испарителей. Они должны быть установлены так, чтобы соединения для хладагента находились в определенных местах.



Лист нержавеющей стали и медная фольга спрессовываются в гидравлическом прессе (1А). Несколько пластин вместе с листами фольги между ними затем собираются в пакет так, чтобы углы между гофрами у соседних пластин были направлены в противоположные стороны (1Б и 1В). Этот пакет пластин затем помещается в вакуумную печь и нагревается до температуры плавления меди. Из-за поверхностного натяжения жидкая медь будет скапливаться у краев и у точек соприкосновения пластин, образуя герметичные каналы.

Рис. 1. Изготовление паяного пластинчатого теплообменника.

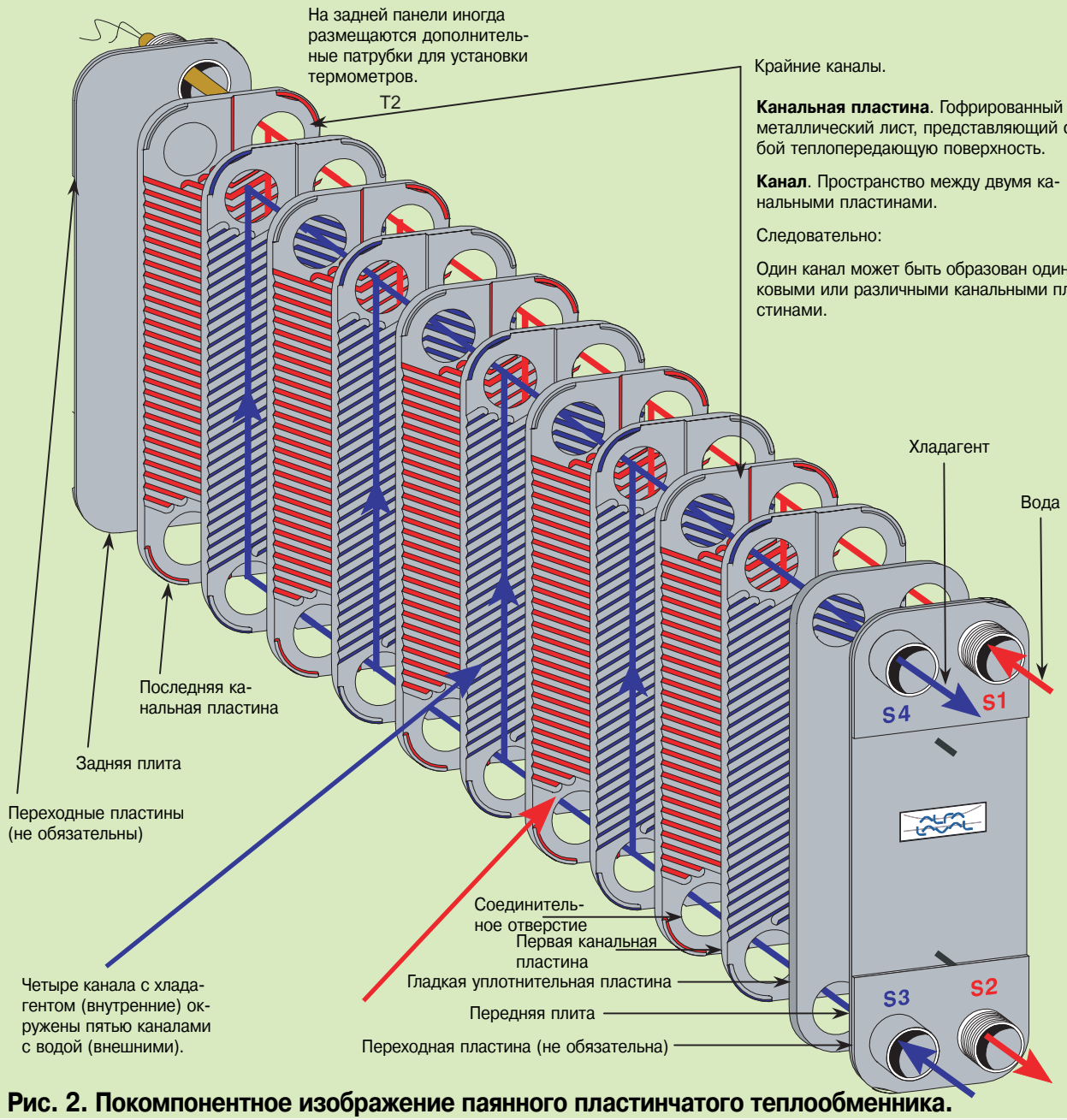


Рис. 2. Покомпонентное изображение паянного пластинчатого теплообменника.

1.4. Расположение входных и выходных патрубков

На рис. 3 показаны обозначения соединительных патрубков. Если маркировка патрубков нанесена неправильно, или же надписи на бирках невозможно прочитать, то распознать патрубки можно по положению сгибов на краях канальных пластин. Края пластин согнуты в направлении от передней плиты к задней. Патрубки холодильного контура обычно присоединяются пайкой, и ППТО следует ориентировать так, чтобы эти патрубки находились слева.

Хотя ППТО можно собрать так, чтобы патрубки для хладагента находились справа, на месте S1 и S2, это не рекомендуется, потому что может привести к недоразумениям, когда блок будет использоваться для других целей. Кроме того, нестандартный блок будет стоить дороже и потребует больше времени на изготовление. Если патрубки для хладагента должны находиться справа просто переверните блок на 180 , как показано на рис. 4.

1.5. Идентификация неизвестного блока

На рис. 5 дано несколько советов как определить, является ли немаркированный ППТО аппаратом холодильного контура и на какой стороне находятся каналы для хладагента. Однако обратите внимание на следующее.

- При подсчете числа пластин не надо считать уплотняющую пластину, если таковая имеется.
- Существуют модели, в которых для увеличения прочности некоторые пластины сдваиваются. В этом случае две пластины ставятся вместе, причем углы между гофрами направлены в одну сторону, и между ними находится медная фольга. Эти пластины соприкасаются по всей поверхности, и снаружи можно увидеть, что расстояние между пластинами около 0,1 мм вместо 2,4 мм. При подсчете числа пластин такая сдвоенная пластина, очевидно, должна учитываться как одна.

  Самой сложной для идентификации является модель ППТО с дополнительным заблокированным каналом (рисунки 2 и 5C). Такие ППТО, как и нехолодильные теплообменники, имеют нечетное число пластин. Если у теплообменника есть патрубки на задней плите, то через них должна быть видна двойная прокладка, которая перекрывает канал. В противном случае определить тип устройства можно только при помощи тщательных измерений и проверки наличия одинарной прокладки в конце распределительных каналов S1 и S2.

2. Свойства

2.1. Режим течения

Каналы, образованные шевронными гофрами, заставляют жидкость двигаться по пути, похожему на винтовую линию, создавая турбулентность. На самом деле в ПТО нет резкого перехода от ламинарного к турбулентному потоку. Такой режим обеспечивает ПТО гораздо более высокие коэффициенты теплопередачи по сравнению с обычными КТТО, особенно для вязких жидкостей.

2.2. Управление

Практическая польза от такого характера потока состоит в отсутствии типичных для трубчатых ТО скачков тепловой мощности или ее гистерезиса при переходе от ламинарного потока к турбулентному и обратно, что делает управление теплообменником затруднительным или невозможным.

2.3. Компактность

ППТО весит приблизительно на 25 % меньше и занимает места на 25 % меньше по сравнению со своим ближайшим конкурентом – коаксиальным теплообменником.

Следует отдать должное и коаксиальному теплообменнику: иногда пространство внутри корпуса со змеевиком может быть использовано, например, в качестве жидкостного ресивера.

2.4. Объем жидкости

В ППТО объем на стороне хладагента составляет около 2 л на кв. метр площади нагрева, т.е. почти в десяти раз меньше чем у многотрубного ТО. Практические следствия из этого:

- маленький объем заполнения,
- быстрая реакция на изменения нагрузки.

2.5. Пределы давления и температуры

- Температура от –160 C до +150 C
- Давление 30 – 40 бар.

Давление на разрыв для ППТО составляет больше 150 бар, а большинство правил по эксплуатации сосудов высокого давления требуют как раз пятикратного превышения давления на разрыв по сравнению с расчетным давлением. Вышеуказанные пределы являются ориентировочными, точные данные можно найти в каталоге продукции.

Более низкое расчетное давление имеют никелевые паяные блоки.

Нехолодильные ППТО иногда используются для работ при высоких температурах и низком давлении. Соответственно, их температурные номинальные характеристики выше, а номинальные давления – ниже.

2.6. Тепловая эффективность

Вынужденная турбулентность вместе с маленьким гидравлическим диаметром означает очень высокие коэффициенты теплопередачи – почти в три раза больше, чем в трубных аппаратах.

Почти правильный противоток делает фактическую разность температур теплоносителей очень близкой к идеальной.

Единственный другой тип ТО, который может конкурировать или даже превосходить ППТО – это коаксиальный ТО, который, однако, имеет гораздо более низкий коэффициент теплопередачи. Кроме того, для обеспечения такой же разности входной и выходной температур аппараты приходится делать слишком длинными или же соединять последовательно.

Истинный противоток означает также высокую степень утилизации теплоты; в ПТО без проблем можно утилизировать более 90 %, тогда как в многотрубных ТО – менее 50 %.

2.7. Загрязнение

Это сложный вопрос, который детально разбирается в разделе о загрязнении и коррозии. Здесь будет достаточно сказать, что отсутствие мертвых зон и большие силы касательного напряжения в значительной степени препятствуют образованию известковых отложений в ППТО. Эти теплообменники отчасти чувствительны к засорению волокнистыми частицами, имеющимися в воде, но менее чувствительны к загрязнению песком и подобными взвесями.

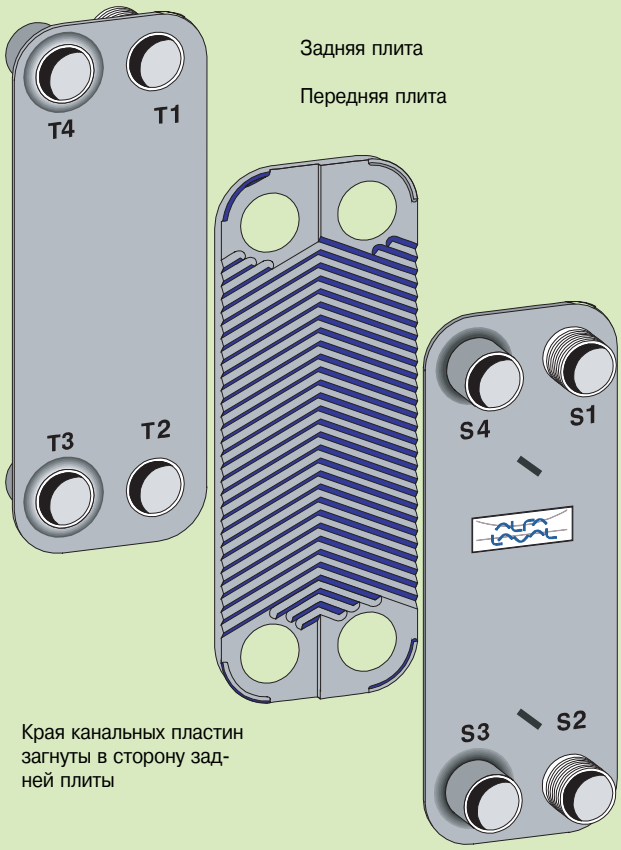


Рис. 3. Расположение входных и выходных патрубков

Заводская табличка помещается на передней плите. Два правых патрубка (S1 и S2) обычно предназначены для теплоносителя, а два левых (S3 и S4) – для хладагента. Соответствующие патрубки T1-T4 на задней плите используются не всегда. Патрубки для хладагента обычно присоединяются к трубам пайкой, а патрубки жидкостного контура имеют резьбовое соединение.

Следите за тем, чтобы каждая жидкость проходила на своей стороне, независимо от внутреннего расположения каналов, т.е. вода не должна поступать через отверстие S1 и выходить из T3.

Исключение. Единственным типом ППТО с диагональным потоком является CB12 (сейчас заменен типом CB14). Патрубками для одной стороны являются S1,3 (или T1,3); для другой – S2,4 (или T2,4).

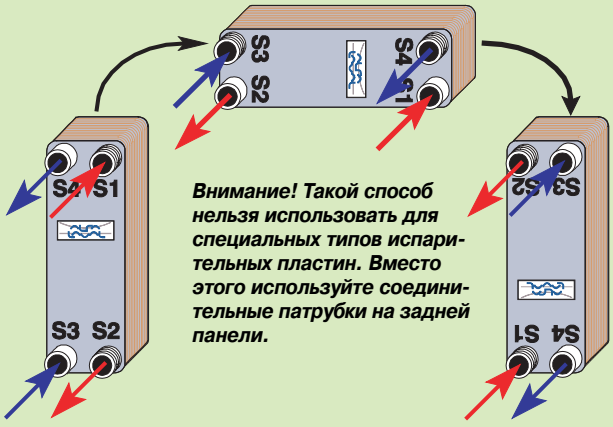
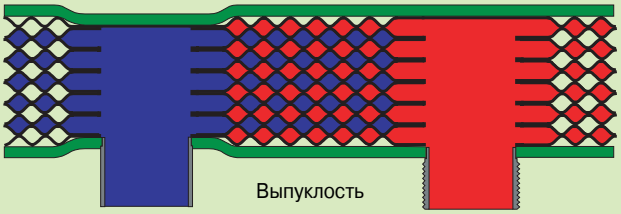
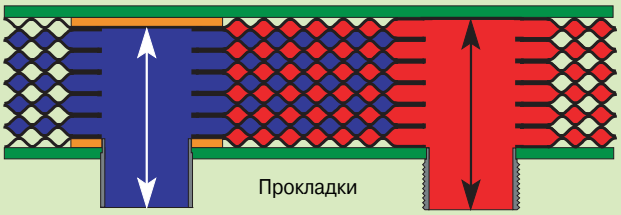


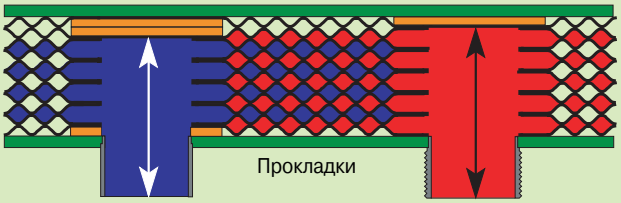
Рис. 4. Обратное расположение соединительных патрубков
Блок должен быть повернут на 180 .



A. Конструкция с выпуклостью на задней плите.



B. Конструкция с прокладками.



C. Теплообменник с закрытым последним каналом.

Рис. 5. Идентификация стороны с хладагентом.

У холодильного ППТО все каналы с хладагентом всегда окружены каналами с водой. Может возникнуть вопрос, имеет ли неизвестный блок больше каналов на одной из сторон, чем на другой, и если это так, то как определить эти стороны. Ниже приведено несколько рекомендаций:

Число теплопередающих пластин должно быть четным. Сложность заключается в том, что может устанавливаться уплотняющая пластина (Рис. A), и иногда первая или последняя пластина могут быть сдвоенными. Эти дополнительные пластины учитывать не следует. Канальные пластины хорошо отделены, промежутки между ними составляют от 2,4 до 2,9 мм.

1. Канал, второй по счету от любой из внешних плит, должен соприкасаться с плитой либо через ее выпуклость, либо через прокладку. Выпуклость, которая хорошо видна на внешних панелях, определяет тип блока.

Выпуклости в позициях S3,4 или T3,4 указывают на холодильный блок со стороной хладагента 3,4.

Выпуклости в позициях S1,2 и T3,4 или S3,4 и T1,2 указывают на обычный блок с равным количеством каналов на каждой стороне.

2. В большинстве случаев снаружи определить положение прокладок невозможно. В этом случае единственной возможностью является тщательное измерение глубины входного канала.

3. Некоторые старые модели имеют закрытые конечные каналы и, следовательно, четное число пластин. Если сторона с более коротким входным каналом имеет прокладки на входе, то это холодильный блок.

3. Схема течения теплоносителей

3.1. Одноходовой ППТО

3.1.1. Испаритель

- Испаряющаяся жидкость, как правило, движется вверх, а нагревающая среда движется вниз.
- Нисходящий поток хладагента также допустим, но в этом случае требуются сравнительно высокие каналы и низкий перепад давлений в патрубках для обеспечения равномерного распределения жидкости по каналам.

  Большой перепад давлений в патрубках приводит к тому, что жидкость неравномерно распределяется между первым и последним каналами. Низкий перепад давлений в канале приводит к тому, что жидкость неравномерно распределяется по ширине канала.

  Испарение в нисходящих потоках еще мало изучено. Перед монтажом необходимо проводить испытания такого испарителя. Вероятнее всего, холодопроизводительность уменьшится довольно сильно по сравнению с испарителем, в котором испарение происходит в восходящем потоке.
- Слишком большой входной патрубок в испарителе непосредственного расширения приведет к низкой входной скорости хладагента. В результате произойдет разделение жидкости и пара, что вызовет сбои в работе испарителя. Это проявляется особенно сильно, если испарение происходит в нисходящем потоке.
- Испаритель с ограниченным диаметром входного патрубка распределяет хладагент более равномерно как по длине пакета пластин, так и по ширине канала.
- В испарителе непосредственного расширения среды, как правило, движутся в противотоке, поскольку это дает самую высокую СРТ.
- В затопленном испарителе среды обычно движутся в прямотоке. Это объясняется тем, что при такой схеме получится большой перепад температур на входе жидкостей, а, значит, раньше начнется кипение хладагента.

  Внимание! В случае большого перепада температур (> 10 K) на входе жидкостей может произойти интенсивное образование пара уже в самом начале теплообменника. Особенно серьезные проблемы возникнут при пуске установки, когда испаритель и выходящая из него труба заполнены жидкостью. На пути через испаритель к сепаратору пар должен преодолеть больший перепад давлений, чем при движении в обратном направлении через подводящую трубу к сепаратору. Это может привести к реверсированию или колебаниям потока.
- Дополнительная информация приведена в главе, посвященной испарителям.

3.1.2. Конденсатор

- Конденсирующаяся среда, как правило, движется вниз, а охлаждающая среда движется вверх.
- Для конденсации в восходящем потоке требуется сравнительно большой перепад давлений в канале, способный перемещать жидкость вверх.

  При низком перепаде давлений может возникнуть затопление конденсатора, что приведет к неустойчивости течения и потере производительности. Минимальный перепад давлений, при котором жидкость с нижнего уровня может двигаться вверх, должен быть в этом случае, по крайней мере, не меньше гидростатического напора жидкости.
- Если перепад давлений в патрубках составляет слишком большую часть полного перепада давлений (> 25 %), то поток распределяется неравномерно между первым и последним каналами, а это ведет к потере производительности. Решением может быть ППТО с увеличенным диаметром патрубков или же с двойными входными патрубками.
- Если этот перепад давлений составляет большую часть от полного перепада давлений, то могут возникнуть сильные шумы. Однако, такая ситуация редко встречается в холодильных конденсаторах.
- Обычной схемой течения является противоток.

3.1.3. Двойные патрубки

Двойные входные и/или выходные патрубки возможны только в одноходовых теплообменниках. Такие патрубки применяются для снижения скорости жидкости в патрубках и, следовательно, для более равномерного распределения жидкости между пластинами.

Двойные патрубки обычно применяются на входе пара в конденсаторах и на выходе пара в испарителях.

Двойные патрубки на входе и выходе применяются и для жидких теплоносителей, чтобы снизить скорость течения через патрубки. Если двойные патрубки на жидкостной стороне необходимы, то их нужно установить также и на стороне хладагента, как показано на рис.6.

3.1.4. Патрубки на задней плите

Дополнительная пара патрубков может быть установлена на задней плите со стороны воды для размещения термометров (рис. 2) или в качестве обычных патрубков.

Патрубки на задней плите дают преимущество, когда ППТО встраивается в агрегат. В этом случае задняя плита с патрубками для воды обращена наружу, чтобы легче присоединять трубы водного контура. Патрубки для хладагента обращены внутрь агрегата, поскольку так легче присоединиться к внутреннему холодильному контуру, см. рис. 13A.

Такого расположения патрубков следует избегать, если скорости течения в патрубках велики, т.е. если перепад давлений в патрубках составляет большую часть от полного перепада давлений. Возникающие при этом отклонения от равномерного распределения будут противоположными для двух сред, см. рис. 6.

3.1.5. Газовыпускные и сливные отверстия

Выпуск газов и слив жидкости в одноходовых ППТО на обеих сторонах производится через обычные патрубки, см. рис. 7.

Обратите внимание, что газовыпускные отверстия располагаются в конце нагревающей поверхности, обычно в нижней части ПТО. Это особенно важно для паров воды и аммиака, поскольку это единственные два вида пара, которые легче воздуха. В случае других паров в конденсаторах с очень низким перепадом может потребоваться размещение газовыпускных отверстий в верхней части. В главе, посвященной конденсаторам, содержится дополнительная информация.

3.2. Многоходовые ППТО

3.2.1. Общие сведения

Многоходовые ППТО, как конденсаторы, так и испарители, меньше изучены и проверены на практике, чем одноходовые ППТО. Отсюда следует, что перед монтажом установки следует провести тщательные расчеты, а если возможно, то и испытания таких теплообменников.

В одноходовом ППТО поток направлен вверх при испарении и вниз при конденсации. В многоходовом ППТО потоки меняют направление в одном или нескольких ходах. Это может привести к следующим явлениям.

- **Конденсатор**, как правило, может работать с нагрузкой от 100 % до 0 %. Однако в случае восходящего потока это не так в связи с возможностью затопления конденсатора. В ре-

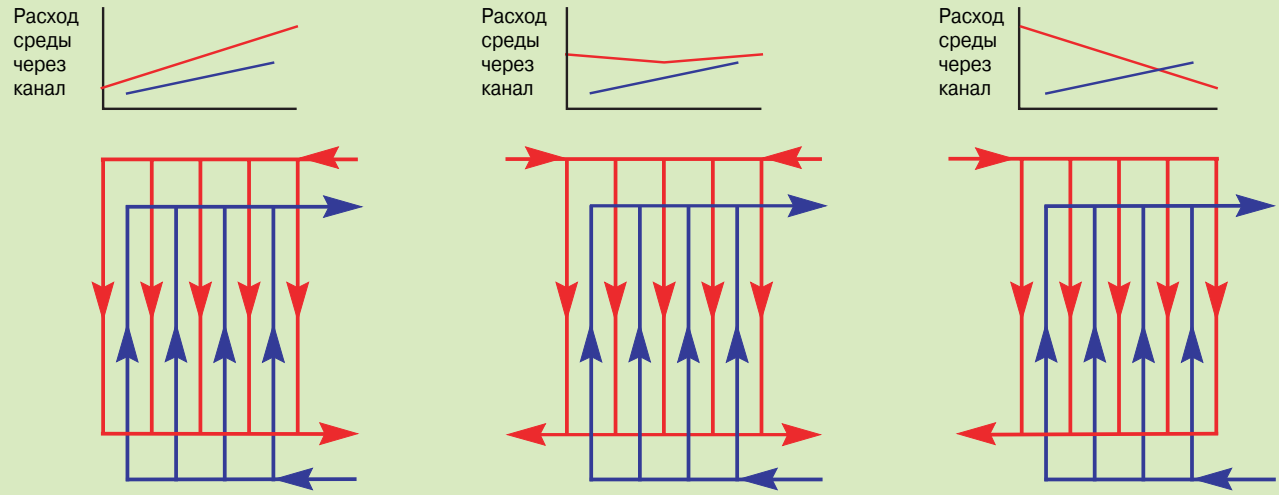


Рис. 6. Неправильное распределение среды

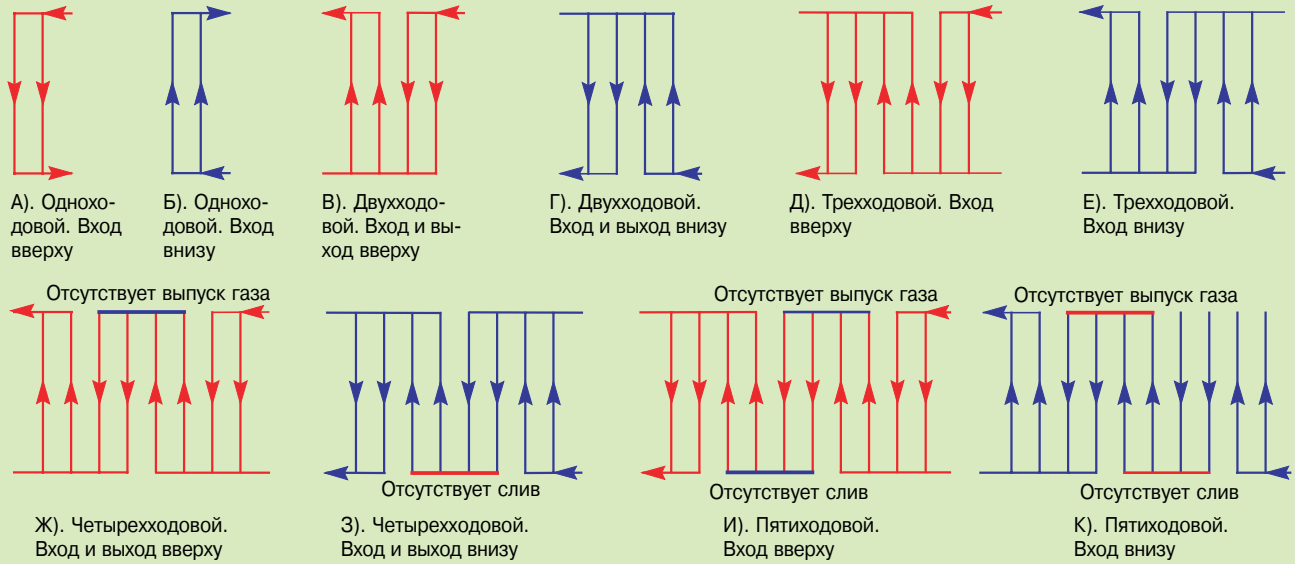
На рисунке показано, как различные способы установки патрубков влияют на распределение жидкости по каналам в случае большого перепада давлений в патрубках. Графики над схемами каналов представляют расход среды в каналах.

А. Все патрубки расположены на передней плите. Расходы уменьшаются от первого канала к последнему, т.е. каналы с малым расходом хладагента окружены каналами с малым расходом воды и наоборот.

Это означает, что хладагент, выходящий из каналов, слегка перегрет, но при этом происходит потеря производительности.

Б. Патрубки для воды установлены на передней и на задней плитах. Тогда канал с низким расходом хладагента может оказаться в окружении водных каналов с высоким расходом, т.е. состояния хладагента, выходящего из разных каналов, будут отличаться друг от друга еще сильнее, чем в предыдущем случае. Результатом является снижение производительности.

В. В этом случае патрубки для воды находятся на задней плите. Тогда каналы с малым расходом воды находятся в контакте с каналами хладагента с большим расходом и наоборот. Значения перегрева хладагента на выходе из каналов меняется по длине теплообменника. В худшем случае из первого канала может выходить жидкий хладагент.



А). Однохо-довой. Вход вверху

Б). Однохо-довой. Вход внизу

В). Двухходо-вой. Вход и вы-ход вверху

Г). Двухходовой. Вход и выход внизу

Д). Трехходовой. Вход вверху

Е). Трехходовой. Вход внизу

Ж). Четырехходовой. Вход и выход вверху

З). Четырехходовой. Вход и выход внизу

И). Пятиходовой. Вход вверху

К). Пятиходовой. Вход внизу

Рис.7. Газовыпускные и сливные отверстия ППТО

Показана только одна сторона. Другая сторона является симметричным отражением относительно горизонтальной оси, т.е. имеет такие же газовыпускные и сливные отверстия. Число проходов не обязательно должно быть одинаковым на обеих сторонах.

А, Б. Газовыпускными и сливными отверстиями служат обычные соединительные патрубки.

В, Г. Для каждой стороны на передней **или** задней плите необходимо установить дополнительный газовыпускной или сливной патрубок.

Д, Е. Для каждой стороны на передней **и** задней плитах необходимо установить дополнительный газовыпускной **и** дополнительный сливной патрубок.

Ж, З. На одной из секций невозможно установить газовыпускной **или** сливной патрубок при любом расположении патрубков.

И, К. На одной из секций невозможно установить газовыпускной **и** сливной патрубки при любом расположении патрубков.

зультате при малых нагрузках поток будет неустойчивым, что, в свою очередь, приведет к проблемам в управлении.

Поэтому конденсатор должен быть спроектирован так, чтобы поток в последнем ходе был направлен вниз, по крайней мере, если конденсатор должен работать при очень низкой нагрузке по сравнению с расчетной.

- **Испаритель** не может работать нормально при нагрузке намного ниже номинальной из-за затопления каналов и задержки масла. Следовательно, нисходящий поток мог бы исправить этот недостаток. Однако возникает другая опасность, заключающаяся в разделении фаз при низкой скорости потока – жидкость будет проходить через первые каналы, а пар – через последний.

  Чтобы уменьшить эту опасность, в первом ходе, где поток имеет самую низкую скорость, он должен двигаться вверх.

Такая схема теплообменников очень хорошо подходит для реверсивных чиллеров. Поток хладагента меняет свое направление при реверсировании, когда кондиционер превращается в испаритель, и вышеупомянутое требование выполняется в обоих случаях.

3.2.2. Свойства многоходовых теплообменников

Обратимся к рис. 8А. Здесь представлен теплообменник, двухходовой по воде и одноходовой по хладагенту. Такая многоходовая схема имеет следующие основные свойства (см. также рис.10):

- Допускается только один входной и один выходной патрубки.
- Стороны независимы. Можно иметь разное число ходов на каждой стороне, но не все варианты являются разумными. Подробнее вернемся к этому ниже.
- Общее количество водных каналов на один больше, чем каналов хладагента, т.е. каждый канал хладагента окружен водными каналами.
- В исключительных случаях – обычно, при малом перепаде температур между средами – каждый ход отделяется от соседних пустым холодильным каналом. В этом случае водных каналов больше, чем холодильных, на число ходов.
- В случае несимметричной группировки каналов – неравного числа ходов на сторонах теплообменника – в одних группах каналов теплоносители будут двигаться в противотоке, в других группах в прямотоке, независимо от расположения входных патрубков.
- В случае симметричной группировки каналов – равного числа ходов на сторонах теплообменника – в каждом ходе будет пластина с противотоком в соседних каналах. Это может создать проблемы, если на ход приходится малое количество каналов при условии малого перепада температур.
- Соединение соседних ходов имеет либо форму буквы U, либо перевернутой буквы U.Это означает, что при останове системы в нижней части U-образных секций может остаться жидкость, а при пуске в верхней части перевернутых U-образных секций может остаться газ.

  Чтобы полностью выпустить газ или слить жидкость из такого ППТО, необходимы дополнительные выпускные отверстия. Возможные варианты их расположения приведены на рис. 7. Поскольку теплообменники с более чем тремя ходами практически не применяются в холодильной технике, то проблем с выпуском газа и сливом жидкости не возникает.

  В нормальном режиме работы для предотвращения образования газовых пузырей необходимо, чтобы перепад давлений в каждом ходе был не меньше гидростатического давления, определяемого перепадом высот.

3.2.3. Применения

Применение многоходовых ППТО обусловлено, в основном, следующими причинами.

Положение патрубков. Двухходовая схема дает возможность расположить патрубки на одной линии с трубами для теплоносителей. Может оказаться, что доступное пространство в чиллере позволяет лишь определенное расположение патрубков и т.п.

Меры борьбы с замерзанием или загрязнением. Если изменить схему ППТО с одноходовой на двухходовую по воде (т.е. заменить аппарат), то расход воды в каналах удвоится. Число ходов на стороне хладагента оставим без изменения. Такое изменение имеет три следствия.

- Температура стенок испарителя на стороне воды возрастет (подробнее об этом в главе 7, «Замерзание»), т.е. уменьшится опасность замерзания.

  (Температура стенок возрастет и в случае одновременного увеличения числа ходов на стороне хладагента, так как теплоотдача хладагента слабее зависит от скорости потока, чем теплоотдача воды.)

  Однако могут возникнуть проблемы с равномерностью распределения испаряющегося хладагента. Подробнее см. рис. 9Б3.
- Возрастают касательные напряжения. В результате частичкам грязи труднее оседать на поверхности теплообмена, и теплообменник остается чистым.

Перепад давлений возрастает приблизительно в семь раз. (Путь жидкости и скорость в канале удваиваются.)

Обеспечение режимов с большой термической длиной. По-видимому, это основная причина. На следующем примере видно, почему и как применяются двухходовые ППТО в этих случаях. Сравним два режима:

1.	Вода 3 кг/с	50 → 40 °C	или	2.	1 кг/с	60 → 30 °C
	Вода 3 кг/с	40 ← 30 °C	или		1 кг/с	50 ← 20 °C

Оба режима имеют одинаковую тепловую мощность, одинаковый перепад температур и одинаковые жидкости. Значит, площади поверхностей теплопередачи должны быть тоже одинаковыми.

Предположим, что мы выбираем теплообменник для первого режима. Аппарат CB26-60H с площадью 1,45 м^2 и перепад давлений 0,80 бар вполне подходит для такой нагрузки. Но если мы попытаемся использовать этот теплообменник для второго режима, появятся проблемы.

Расходы жидкостей в три раза меньше, следовательно, меньше полный коэффициент теплопередачи, значит, потребуется увеличить площадь поверхности теплопередачи.

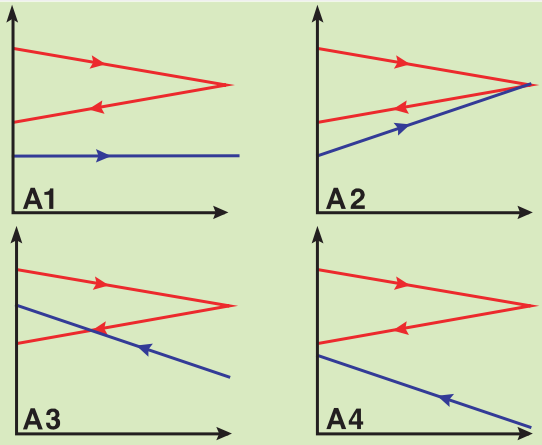
Это можно сделать единственным способом, добавляя новые пластины. Конечно, это приведет к дальнейшему снижению скорости в каналах, уменьшению коэффициента теплопередачи, и мы станем гоняться за собственным хвостом. Конечным результатом будут два теплообменника CB26-120H с площадью $2 \times 2{,}95$ м^2.

Есть ли какая-нибудь возможность уменьшить площадь? Есть два способа.

- Мы можем применить CB52. Он имеет такую же ширину, как и CB26, но длина его в два раза больше. Следовательно, мы можем уменьшить число пластин, что вполне уместно при пониженном расходе жидкости. Потребуется теплообменник CB52-50 с площадью 2,4 м^2.
- Можно применить двухходовой теплообменник CB26. В нем две группы пластин соединяются последовательно, и результат будет таким же, как в случае CB50. При таком решении потребуется CB26-90, в котором пластины сгруппированы как $23 + 22/2 \times 22$, т.е. две группы из 22 параллельных каналов площадью по 2,2 м^2 соединены последовательно.

Оба способа дают близкие результаты, как можно было предположить. Что произойдет, если мы попробуем применить CB50 или двухходовой CB26 для первого режима?

Нам придется увеличить число пластин, чтобы снизить перепад давлений до приемлемого значения. В конце концов мы придем либо к двум CB26-69 с площадью $2 \times 1{,}675$ м^2, соединенных по



Если на обеих сторонах протекают жидкости, могут возникнуть определенные трудности с температурным режимом. В режиме, представленном на рис. A2, температурный перепад исчезает в точке между первым и вторым ходами жидкости.

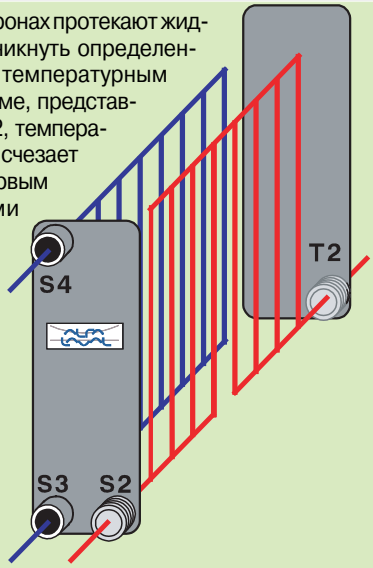


Рис. 8A. Одноходовой / двухходовой теплообменник

Теплообменник имеет один ход на стороне хладагента и два хода на стороне воды. Это превосходная компоновка для охлаждения воды от высоких температур до температур, близких к 0 °C, в СПТО с питанием жидким хладагентом. Скорость воды высокая, и, следовательно, высоким будет и коэффициент теплопередачи K. Это приведет к повышению температуры стенки.

Температурный режим такого теплообменника показан на рис. A1. Температура хладагента почти постоянна, поэтому никаких особых проблем не возникает.

Ситуация может ухудшиться (или улучшиться) при изменении направления потока одной из сред, как показано на рис. A3.

Если температурный перепад увеличить, то разность температур жидкостей по всей длине каналов будет больше нуля, см. рис. A4. Обратите внимание, что направление потока при этом существенно.

Б. Два контура хладагента и один водный контур это обычная

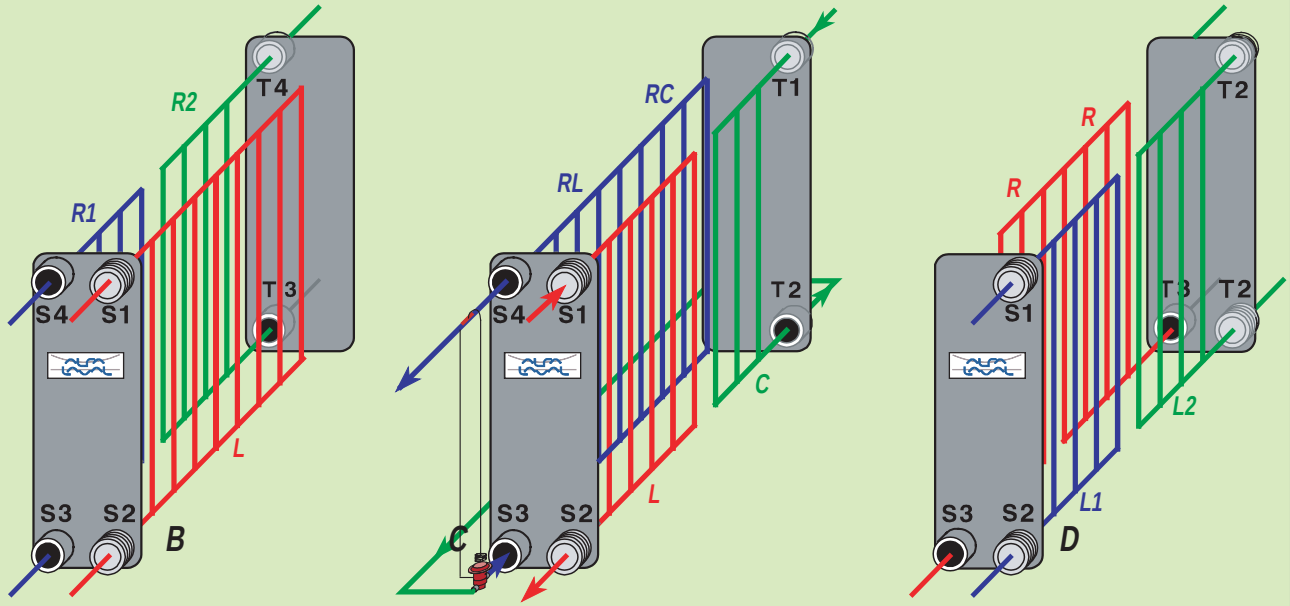


Рис. 8 B - C. Два контура / один контур

схема двухконтурного испарителя, но у нее есть некоторые недостатки. Подробнее этот вопрос обсуждается в параграфе 3.3.3. Компоновка является симметричной, т.е. номинальная тепловая мощность обоих контуров одинакова.

Такой аппарат можно также применять в качестве двухконтурного конденсатора.

В. В одном контуре (**R_C/C**) конденсат переохлаждается испаряющимся хладагентом, который сильно перегревается из-за большой разности температур.

Переохлажденный конденсат затем расширяется, испаряется и охлаждает воду в другой секции (**R_L/L**).

Общий перегрев регулируется на выходе из испарителя. Из-за большого перегрева в секции (**R_C/C**) перегрев в (**R_L/L**) невелик. Это означает очень эффективное испарение. Таким образом, в секции, где коэффициент теплопередачи мал из-за большого перегрева (**R_C/C**), разность температур велика, и наоборот. В зависимости от типа хладагента и особенностей температурного режима, можно увеличить кпд на 5-10 %.

Если выходящий пар представляет собой смесь сильно и слабо перегретого пара, понадобится эффективное перемешивание. Пример такой системы показан в главе 4, «Испарители и сепараторы», рис. 21. Относительно перегрева-переохлаждения см. также главу 1, «Применения», рис. 05.

Г. Это широко распространенная схема для охладителей перегретого пара и конденсаторов. Перегретый хладагент охлаждается в первой секции, нагревая водопроводную воду, затем теплота конденсации отводится охлажденной водой.

Недостаток двухходовых схем (8 А – Г) – большой перепад давления. По сравнению с одноходовой секцией с тем же числом пластин падение давления возрастает приблизительно в семь раз.

схеме 2×17/2×17, либо к CB50-70 с площадью 3,4 м^2, в котором пластины соединены по схеме 35/34. В обоих вариантах тепловая мощность теплообменников будет избыточной, приблизительно на 20 %. В вышеприведенном примере с обеих сторон текла вода, но результат будет аналогичным, если на одной или же на обеих сторонах теплообменника будет хладагент, конденсирующийся или испаряющийся.

Соединяя ППТО по двухходовой схеме мы получаем ТО вдвое более длинный, чем одноходовой ТО.

Более полное использование доступного перепада давлений – это другой способ выразить содержание предыдущего параграфа.

3.2.4. Зависимость перепада температур от перепада давлений в конденсаторе или испарителе

Переход от одноходовой схемы к двухходовой приводит к следующим результатам.

- Расход жидкости через канал возрастает. Это означает более интенсивную теплопередачу и более чистые а нагревающие поверхности.
- Число каналов на один ход уменьшается. Это обстоятельство вместе с возросшим расходом через канал снижает опасность неравномерного распределения хладагента.
- **Внимание**. В испарителе может произойти разделение фаз, что нарушит распределения хладагента по каналам второго хода. Перед монтажом многоходового испарителя обязательно нужно провести его испытания, тем более что в справочной литературе очень мало практических рекомендаций по применению таких испарителей.
- Перепад давлений возрастает. К сожалению, это заставляет повышать входную температуру жидкого хладагента, если температура испарения поддерживается постоянной. Разность температур теплоносителей при этом уменьшается.
- В конденсаторе выходная температура хладагента уменьшается, что опять же приводит к снижению разности температур теплоносителей.

Проектирование сводится к поиску оптимального компромисса между увеличением коэффициента теплопередачи и уменьшением разности температур. К сожалению, невозможно дать общее правило поиска этого оптимума. Необходимо провести точный расчет.

3.2.5. Схемы расположения каналов

Симметричная схема, когда на обеих сторонах находится одинаковое число ходов, встречается, по-видимому, наиболее часто. Поскольку эта схема применяется в случае очень малых расходов сред с близкими температурами (высокая степень утилизации теплоты), то практически всегда подразумевается, что среды в этой схеме движутся в противотоке.

Следует различать кажущийся противоток и истинный противоток, подробнее см. рис. 9А.

Несимметричная схема редко используется в случае значительных изменений температуры обеих сред. Поскольку в таких схемах всегда есть каналы с одинаковым направлением потоков, то эффективная разность температур быстро снижается по мере сближения температур обеих сред.

- На рис. 8А представлен температурный режим для двух ходов на охлаждаемой стороне и одного хода на охлаждающей стороне. Температурные режимы А2 и А3 не могут быть реализованы, так как температура охлаждающей стороны приближается или даже превосходит температуру охлаждаемой стороны. В таком случае потребовался бы бесконечно большой теплообменник. Однако эти режимы вполне допустимы, если на обеих сторонах имеется одинаковое число ходов.
- Если же температура одной из сред изменяется мало (рис. 8А1), то симметрия теплообменника имеет меньшее значение. Например, для испаряющейся или конденсирующейся жидкости несимметричная схема может оказаться предпочтительной.

  На рис. 9Б показаны несколько возможных способов расположения каналов. Обратите внимание, что совершенно необязательно иметь одинаковое число пластин в каждом ходе.
- Схема, многоходовая по теплоносителю и одноходовая по хладагенту, используется редко, см. рис. 9 Б3.
- Неравное число ходов следует применять лишь для двухфазных потоков, чтобы согласовать аппарат с изменением доли паров. Неравное число каналов на стороне теплоносителя, как правило, экономически не оправдано.

Сравнение противотока и прямотока. Эффективная теплопередача требует применения противотока. Из этого правила имеется два исключения.

- Затопленный испаритель, см. п. 3.1.1.
- В случае очень большого падения давления на стороне испаряющегося хладагента прямоток может обеспечить более высокую разность температур, см. рис. 9 В.

Практические выводы из вышесказанного следующие**:**

- Равное количество ходов на обеих сторонах.
- Один ход на стороне теплоносителя и ходы с разным числом каналов на стороне хладагента.
- В редких случаях, например, в теплообменнике хладагент-хладагент, возможно неравное число каналов на один ход на обеих сторонах или же один ход на стороне хладагента и несколько ходов на стороне воды (опасность замерзания).

3.3. Многоконтурные ППТО

3.3.1. Применения

Во многих приложениях возникает необходимость в двух независимых контурах на одной из сторон, либо на стороне воды, либо на стороне хладагента. В основном это происходит в следующих двух случаях:

а) Среда должна быть нагрета или охлаждена в два этапа, причем на каждом этапе на второй стороне используются разные среды.

   Одним из примеров такого применения может быть переохладитель/перегреватель пара и испаритель. В гл. 1, «Применения», на рис.5 представлен пример, в котором двухконтурный теплообменник, как на рис. 8 Г, может заменить два отдельных теплообменника. Хладагент испаряется в испарительной секции, затем поступает в секцию перегревателя пара/переохладителя.

   Другой пример – это охладитель перегретого пара / конденсатор. В секции охладителя перегретый пар отдает в контур водопроводной воды явную теплоту, а в секции конденсации пар конденсируется с помощью охлаждающей воды. См. гл. 1, «Применения», рис. 10 или же рис. 8 Г в этой главе.

б) В целях регулирования тепловой мощности, особенно в случае испарителя, контур хладагента разделяется на два номинально одинаковых контура. При полной нагрузке работают оба контура, при низкой нагрузке один контур отключен.

3.3.2. Типы теплообменников

Возможно несколько конструкций ПТО с двухконтурной схемой одной из сторон: три для ПТО любого типа, одна для ПТО специального типа.

1) Обычный одноходовой. На рис. 8Б показан ППТО с двумя контурами хладагента и одноходовым водным контуром.

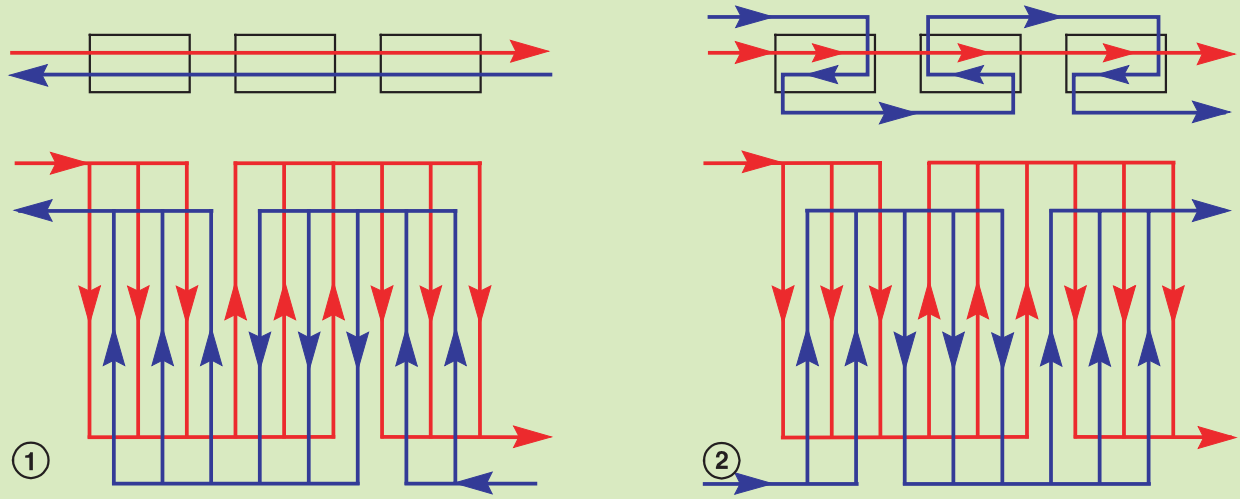


Рис. 9А. Противоток

1. Истинный противоток. В каждом ходе потоки направлены навстречу, и сами ходы соединены по схеме противотока. Исключениями являются пластины, разделяющие соседние ходы. Потоки в каналах по обе стороны такой пластины имеют одинаковое направление.

2. Кажущийся противоток. В каждом ходе потоки направлены навстречу, но сами ходы соединены по прямоточной схеме. В такой схеме эффективная разность температур меньше, чем в схеме 1.

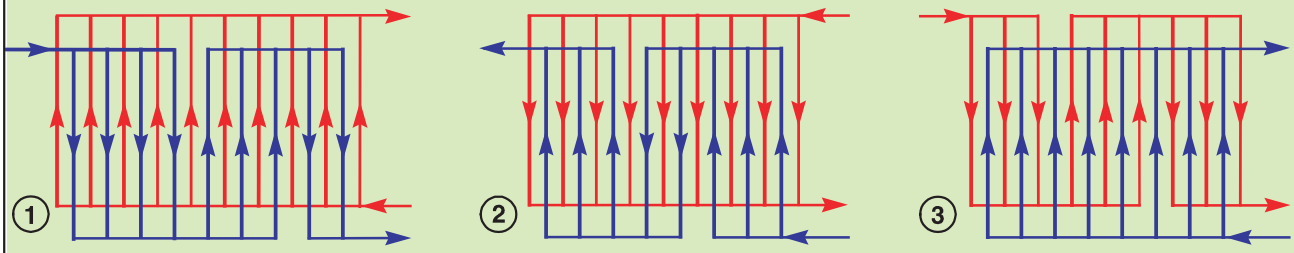


Рис. 9Б. Многоходовые схемы.

1. В этих конденсаторах число каналов, приходящихся на один ход, уменьшается от первого хода к последнему в соответствии с уменьшением расхода пара, тем самым минимизируется падение давления. Обратите внимание, что в последней секции поток хладагента направлен вниз. В испарителе необходимо изменить направление потока хладагента.

2. В среднем ходе данного испарителя, гение давления. Обратите внимание, что в последней секции поток хладагента направлен вниз. В испарителе необходимо изменить направление потока хладагента.

2. В среднем ходе данного испарителя, гение давления. Обратите внимание, что в последней секции поток хладагента направлен вниз. В испарителе необходимо изменить направление потока хладагента.

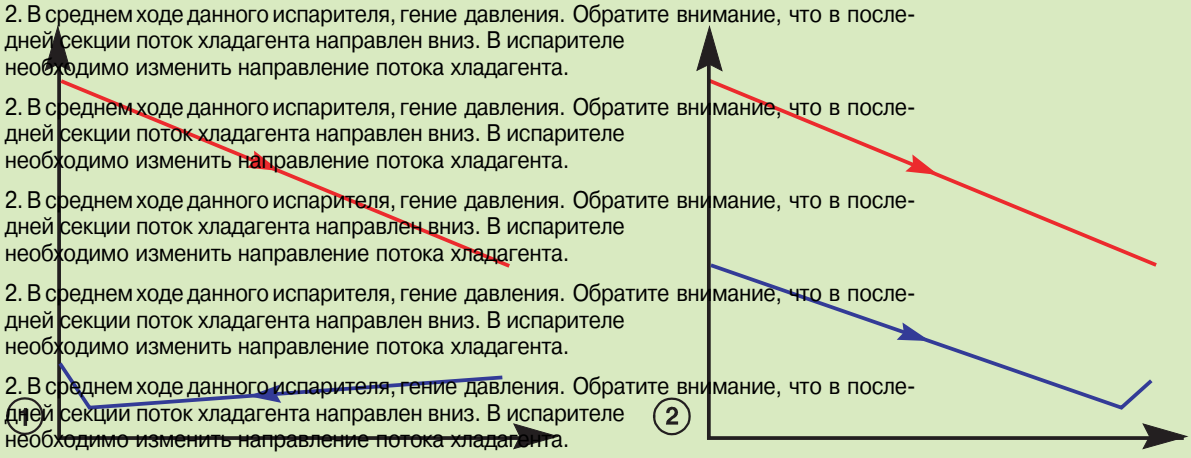


Рис. 9Г. Сравнение противотока и прямотока

2. В среднем ходе данного испарителя, гение давления. Обратите внимание, что в последней секции поток хладагента направлен вниз. В испарителе необходимо изменить направление потока хладагента.

2. В среднем ходе данного испарителя, гение давления. Обратите внимание, что в последней секции поток хладагента направлен вниз. В испарителе необходимо изменить направление потока хладагента.

2. В среднем ходе данного испарителя, гение давления. Обратите внимание, что в последней секции поток хладагента направлен вниз. В испарителе необходимо изменить направление потока хладагента.

2. В среднем ходе данного испарителя, гение давления. Обратите внимание, что в последней секции поток хладагента направлен вниз. В испарителе необходимо изменить направление потока хладагента.

2. В среднем ходе данного испарителя, гение давления. Обратите внимание, что в последней секции поток хладагента направлен вниз. В испарителе необходимо изменить направление потока хладагента.

2. В среднем ходе данного испарителя, гение давления. Обратите внимание, что в последней секции поток хладагента направлен вниз. В испарителе необходимо изменить направление потока хладагента.

2. В среднем ходе данного испарителя, гение давления. Обратите внимание, что в последней секции поток хладагента направлен вниз. В испарителе необходимо изменить направление потока хладагента.

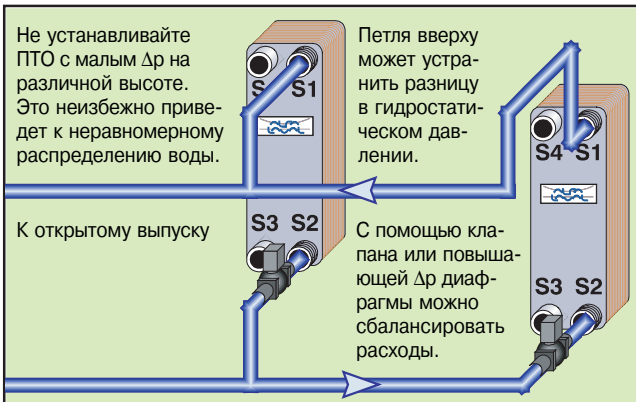


Рис. 12 А. Баланс расходов через параллельные ППТО

Обычный ручной клапан или петля на верхнем отрезке трубы помогают правильно распределять воду между параллельно соединенными ПТО, имеющими разные Dp или расположенными на разной высоте. Внимание! В замкнутом контуре для распределения воды важен Δp, а не перепад высот.

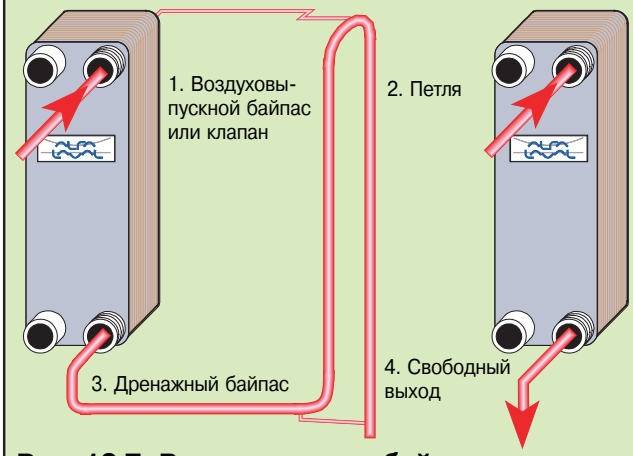


Рис. 12 Б. Верхняя петля с байпасом

1) Небольшая трубка в качестве байпаса для выпуска воздуха из ППТО.
2) Петля обеспечивает постоянное заполнение ППТО водой.
3) Небольшая трубка в качестве байпаса для слива воды из ППТО после отключения.
4) После отключения вода сливается из ППТО самотеком.

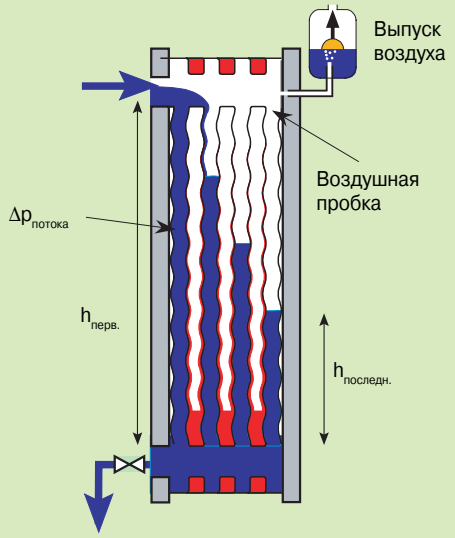


Рис. 12 В. Воздушные пробки

Если гидростатическое давление, обусловленное разностью высот в каналах, больше перепада динамического давления Δp, то возникает опасность образования устойчивой воздушной пробки, т.е.:

$$h_{перв.} - \Delta p_{потока} = h_{последн.}$$

Другими словами, сопротивление потоку воды настолько мало, что вода сразу же выливается через первые каналы, а последние каналы остаются незаполненными. Такое обычно происходит при очень малых перепадах давлений.

Увеличение перепада давлений привело бы к уменьшению hпоследн. до уровня, меньшего, чем давление на выходе из канала. В этом случае воздух начнет выходить из конденсатора.

Воздушная пробка может быть удалена с помощью воздуховыпускного клапана. После выхода воздуха из клапана в него поступает вода, поплавок поднимается и закрывает выпускное отверстие. Для облегчения заполнения воздуховыпускного клапана водой на выходе теплообменника должно быть сужение, обозначенное на рисунке символом клапана.

Если вода сливается из теплообменника самотеком, то после выхода воды из воздуховыпускного клапана он откроется для воздуха, что способствует сливу воды.

4. Баланс расхода и слив воды, выпуск воздуха.

Теоретически два и более однотипных ПТО, установленных параллельно, должны получать одинаковое количество охлаждающей воды. Однако вероятность неравномерного распределения воды между аппаратами весьма велика, особенно при малых перепадах давлений. Аппараты по-разному загрязняются; они могут быть смонтированы с разным количество сгибов труб и фитингов; неравномерное распределение расходов на охлаждаемой стороне может привести к неоднородному распределению на охлаждающей стороне и наоборот.

Дисбаланс усиливается, если это аппараты разных размеров или типов, если ПТО расположены на различных уровнях или соединены трубами разной длины и диаметров.

Баланс расхода воды в теплообменниках, питающихся от общего источника, это задача, которую необходимо решать для теплообменников любого типа. Методы такого баланса изучаются специальной инженерной дисциплиной и в этой книге не рассматриваются. Отметим, однако, что установка перед каждым теплообменником клапана или даже диафрагмы, увеличивающей перепад давлений, может улучшить распределение воды между параллельно соединенными аппаратами со слишком низким перепадом давлений, см. рис. 12 А и Б2.

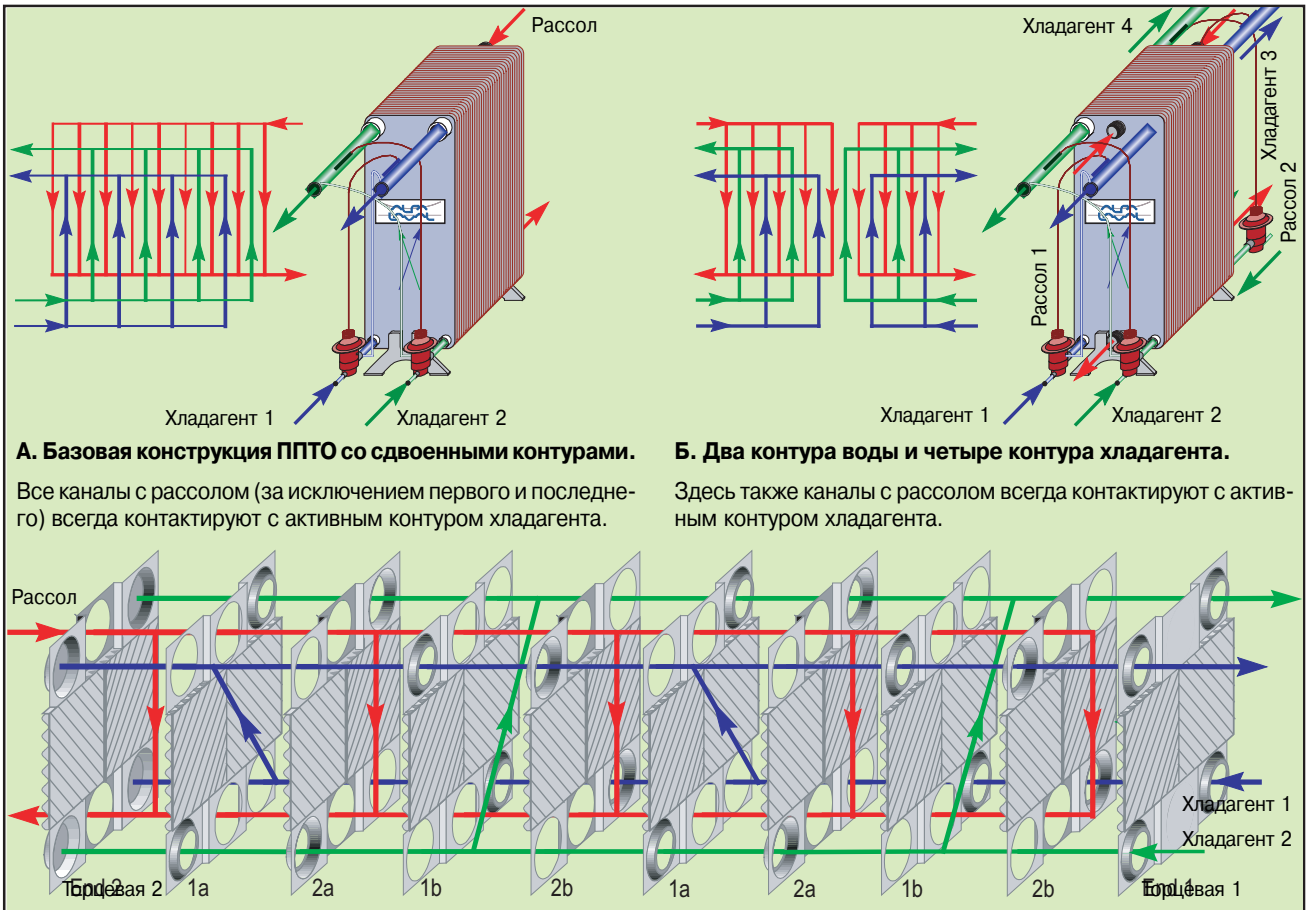
Из любого теплообменника при пуске системы нужно выпустить воздух, а при отключении на длительное время – слить воду.

Если вода не заполняет каналы, как показано на рис. 12 В, то может оказаться полезным установка петли, как на рис. 12 Б2. Но в этом случае из ППТО не будет самотеком сливаться вода при отключении системы. Небольшой байпас, соединяющий выходной патрубок с трубой за пределами петли, позволит сливать воду из аппарата самотеком. Это может быть постоянно открытый байпас, но его диаметр должен быть небольшим.

На входе в теплообменник может образоваться воздушная пробка, которую необходимо удалить. Обычно воздух выходит вместе с водой, но в случае очень малых расходов воздух может накапливаться вблизи верхнего входного отверстия. Отсюда воздух можно выпустить одним из следующих способов:

- Воздуховыпускной клапан в патрубке Т1 (см. рис. 12 В). Для его срабатывания необходимо определенное превышение давления в ПТО над атмосферным давлением.
- Небольшой байпас, проходящий от Т1 к верхней точке петли. Байпас, на самом деле, не выпускает воздух со стороны воды, он просто отводит воздух из теплообменника дальше в контур. Но его преимущество в том, что байпас работает независимо от разности давления в ПТО и атмосферного давления. Воздух может быть выпущен из контура в более подходящей точке, или же просто покидает систему вместе с водой.

После выпуска воздуха из ПТО вода по байпасу проходит мимо каналов непосредственно в петлю, но этот расход можно сделать незначительным, см. рис. 12 Б1.



А. Базовая конструкция ППТО со сдвоенными контурами.

Все каналы с рассолом (за исключением первого и последнего) всегда контактируют с активным контуром хладагента.

Б. Два контура воды и четыре контура хладагента.

Здесь также каналы с рассолом всегда контактируют с активным контуром хладагента.

В. Расположение пластин.

В этом ППТО имеется два основных типа пластин (с углом между гофрами, направленным вверх, 1, или вниз, 2), каждый с двумя вариантами расположения отверстий, а и б, итого, четыре типа пластин. Эти пластины образуют каналы с диагональным потоком хладагента. Это важно, так как ППТО со сдвоенными контурами имеют сравнительно большую ширину. В этом случае диагональные потоки допускают меньшую разность температур, чем параллельные. Данный эффект сильнее проявляется в коротких широких аппаратах и слабее – в высоких узких аппаратах.

Чтобы разобраться в расположении каналов, проследим за потоком хладагента 2. Первая пара пластин, 1/2, через которые проходит данный хладагент, это 2б/торцевая 1. Канал между этими пластинами закрыт для хладагента во всех четырех отверстиях, но открыт для рассола. Таким образом, хладагент проходит пластины 2б/торцевая 1, не попадая в канал.

Пластины 2 и 3 относятся к типу 1б и 2б. Все пластины типов 1 и 2 имеют по четыре диагональных отверстия: два с буртиком и два без буртика. У пластин а и б отверстия без буртиков расположены на разных диагоналях.

Хладагент проходит пару пластин 1б/2б через два отверстия без буртика, пространство между которыми открыто, поэтому хладагент проникает в канал между этой парой пластин.

Затем хладагент проходит пару пластин 2а/1б, канал между которыми для него закрыт, хотя отверстие и не имеет буртика. Данный канал открыт для рассола.

Следующая пара 1а/2а. Как и в случае пластин типа б, пластины имеют два отверстия с буртиком, но на другой диагонали. Хладагент проходит через эту пару отверстий, но не может проникнуть в канал между пластинами. Этот канал открыт для хладагента 1.

Остальные пластины и каналы расположены аналогично. Отверстия в другом контуре хладагента расположены в альтернативном порядке, открывая каждый второй канал хладагента.

Как бы ни были расположены отверстия с буртиками, каналы рассола всегда закрыты для хладагента и наоборот. Поэтому нет опасности смешивания рассола и хладагентов.

Рис. 11. ППТО со сдвоенными контурами.

5. Измерительные приборы

Термометры. Их можно установить в дополнительные патрубки на стороне воды. Недостаток такой установки заключается в том, что измеренная температура зависит от глубины погружения термометры. Это связано с тем, что вода, выходящая из разных каналов, может иметь различную температуру.

Такое размещение термометра является допустимым для целей управления, когда ошибки в показаниях учитываются с помощью калибровки системы. Но таким способом нельзя проводить точные измерения характеристик установки. Для этого необходимо размещать термометр на некотором удалении от ППТО, в изолированных трубках.

Температура хладагента часто измеряется по его давлению. Однако хладагент может быть переохлажден или перегрет, и если нужно определить рабочие характеристики системы, нужно измерять «истинную» температуру хладагента.

Манометры. Эти приборы чувствительны к турбулентности. Манометры должны, по возможности, размещаться в конце прямолинейного отрезка трубы длиной не менее 15-20 диаметров. Такое размещение может быть затруднительным в контуре хладагента, в этом случае могут возникнуть ошибки при измерении давления и температуры (см. выше). Важно учитывать это обстоятельство при определении характеристик конденсатора или испарителя.

Если возможно, измеряйте перепад давлений с помощью дифференциального манометра. Иначе малая разность измеренных абсолютных давлений может привести к большим ошибкам в определении перепада. Другой способ заключается в перестановке манометров и проведении после этого повторного измерения.

6. Монтаж

6.1. Ориентация

Как правило, ППТО должны устанавливаться в вертикальном положении, как показано на рис. 13. Если необходимо установить теплообменник в горизонтальном положении, следует учесть следующее (рис. 14):

- Прежде чем устанавливать теплообменник в горизонтальном положении, необходимо провести тщательные испытания и расчеты, так как тепловые и гидравлические характеристики наклонного теплообменника изучены значительно хуже и могут изменяться в широких пределах.
- Нельзя устанавливать ПТО так, чтобы его задняя плита находилась внизу, а пластины располагались горизонтально (рис. 14 А).
- Горизонтальное положение, изображенное на рис. 14 Б, предпочтительнее предыдущего. Для испарителя можно ожидать потери тепловой мощности около 25 %, для конденсатора, по-видимому, меньше.
- Небольшой наклон блока, в пределах 5-10˚, как показано на рис. 14В-Г, значительно снижает потери.
- Конденсатор **обязательно** устанавливать так, чтобы патрубки для хладагента находились в нижней части ППТО (рис. 14В). В противном случае конденсат закроет нагревающие поверхности. При таком расположении невозможен дренаж водной стороны.
- Патрубки для хладагента в испарителе могут располагаться в верхней части блока. В этом случае возможен слив воды из каналов водной стороны (также рис. 14В, но соединения меняются местами).

6.2. Монтаж

Обратимся к рис. 13. Необходимо исключить воздействие на ППТО вибрации и теплового расширения труб. Добиться этого можно следующим образом:

- Между опорной поверхностью и ППТО помещаются листы резины или Armaflex.
- Компрессор оборудуется поглотителями вибрации.
- В случае длинных прямых труб применяют сильфонные вставки или другие компенсаторы расширения труб.

6.3. Изоляция

Площадь наружной поверхности ППТО мала, поэтому теплообменник можно устанавливать без изоляции. Если изоляция все же потребуется, для этого достаточно слоя Armaflex или аналогичного материала толщиной 5-15 мм. Для большинства моделей ППТО можно приобрести уже раскроенные листы Armaflex.

Если аппараты, как конденсаторы, так и испарители, устанавливаются вне помещений, где температура окружающего воздуха опускается ниже нуля, то применение изоляции необходимо, см. главу 7, «Замерзание».

Изоляция на СПТО должна быть съемной, чтобы не осложнять осмотр и профилактику пластин и уплотнителей.

6.4. Соединительные патрубки

Водная сторона. Как правило, это резьбовые соединения, см. рис.15 А.

- Не допускайте загрязнения резьбы.
- Не затягивайте соединения слишком сильно. Рекомендованные значения момента затяжки указаны в каталоге продукции.
- Уплотняющая прокладка должна находится между торцом патрубка и буртиком трубы, а не на резьбе.
- Для защиты и смазки резьбы применяйте Teflon, Molycote или аналогичные материалы.
- Резьбовые соединения приемлемы, если патрубки легко доступны снаружи. Если же ПТО установлен внутри агрегата и, возможно, теплоизолирован, ПТО рекомендуется присоединить к наружному трубопроводу через промежуточные трубы, которые привариваются к патрубкам ПТО и соединяются резьбой с внешним трубопроводом в месте, удобном для обслуживания, см. рис 13.
- Не забывайте об опасности гидравлического удара. Имейте в виду, что закрывающиеся против потока клапаны менее опасны в этом отношении, чем более широко применяющиеся клапаны, закрывающиеся по потоку.

Сторона хладагента. Как правило, эти соединения выполняются пайкой. В некоторых случаях, чаще всего, для присоединения никелевых паяных ПТО, может потребоваться сварка. См. рис. 15В.

- Соблюдайте правила эксплуатации сосудов, работающих под давлением, а также правила техники безопасности и стандарты по холодильной технике.
- Перед пайкой тщательно очистите и обезжирьте соединяемые поверхности с помощью растворителей. В противном случае припой может не покрыть всю поверхность пайки. Желательно применять фирменные растворители, к которым прилагается инструкция.
- При сварке, как правило, не требуется обезжиривание, за исключением случаев, когда оборудование эксплуатируется в агрессивной атмосфере или работает с агрессивными средами. Обезжиривание предотвращает повышение содержания углерода в нержавеющей стали. При сварке углерод может образовать карбид с содержащимся в стали хромом. Обычно это соединение образуется в определенных зонах с обеих сторон от свариваемой поверхности. Сталь с обедненным содержанием хрома уже больше не является нержавеющей и может подвергаться коррозии.
- При пайке или сварке продувайте через присоединяемую трубу азот, чтобы охладить агрегат и не допустить окисления.
- Пропускайте воду по водной стороне. Включать подачу воды следует до начала пайки или сварки, а отключать после завершения сборки.
- При пайке водяное охлаждение не обязательно, но оно эффективнее и дешевле, чем охлаждение азотом.
- В зависимости от применяемого метода, при сварке может выделяться значительно больше теплоты, чем при пайке. Сварка TIG обычно не требует никакой дополнительной защиты помимо водяного охлаждения. Если требуется отвести большее количество теплоты, то основания патрубков можно обернуть влажной ветошью или поливать детали водой.
- Легче отцентрировать соединяемые детали, если ППТО расположен горизонтально. Пайка и сварка в этом положении также проходят быстрее.
- Применяйте припой, содержащий не менее 45 % Ag. Температура пайки не должна превышать 650 ˚С. Ни в коем случае деталь не должна нагреваться до 800 ˚С
- Сварка TIG и сварка в среде защитного газа сопровождаются наименьшим выделением теплоты, поэтому, по возможности, следует применять именно эти методы.

7. Гарантии работоспособности теплообменников

Alfa Laval не принимает на себя обязательств доказывать, что производительность теплообменника соответствует номинальным характеристикам, если не предоставлена возможность надлежащего измерения температуры, давления, расхода и т.д.

Следовательно, при предъявлении претензий не Alfa Laval должна подтверждать, что теплообменник имеет заявленную производительность, а потребитель должен доказывать, что теплообменник не соответствует номинальным параметрам.

Причина этого проста. Если доказательства обязан представить разработчик установки, то он оснастит ее необходимой измерительной аппаратурой. Это обходится не дорого, если предусматривается на этапе разработки.

Оснащение измерительными приборами уже действующей установки может быть крайне дорогой процедурой. Возможно, придется останавливать установку, опорожнять резервуары, удалять изоляцию, разрезать сварочные швы и т.д. Поэтому в интересах разработчиков, пользователей и поставщиков с самого начала оснастить установку необходимыми измерительными приборами.

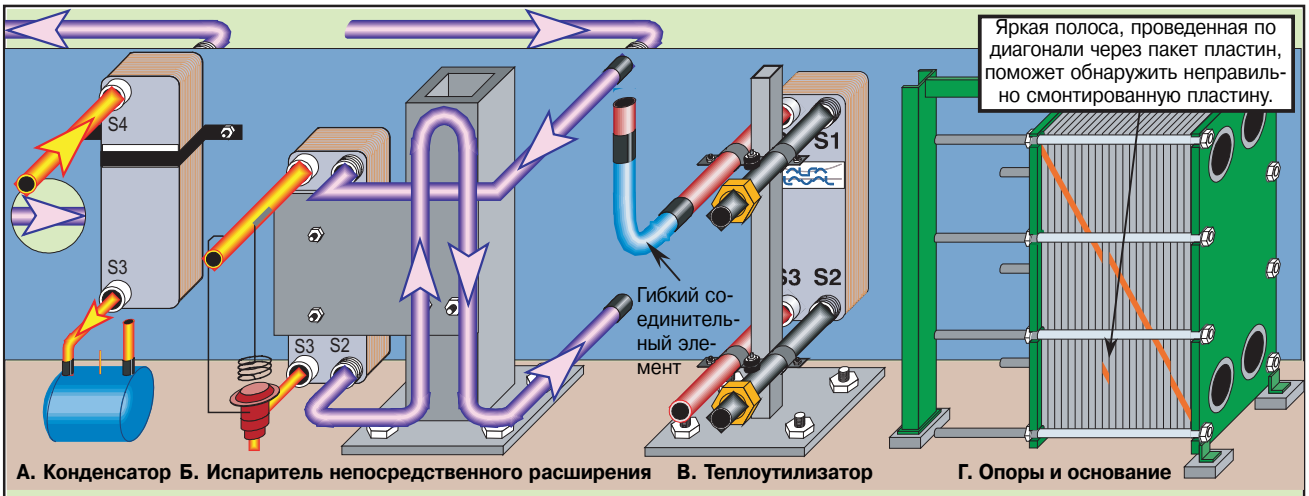


Рис. 13. Монтаж ППТО

А. Аппарат крепится к стене с помощью скоб (или арматуры). Патрубки для воды выведены наружу для непосредственного присоединения водяных труб. Конденсат свободно сливается в жидкостный ресивер.

Б. Если ППТО оснащен стяжными болтами, используйте их для крепления аппарата к колонне, стене и т.д. Выходная водяная труба имеет верхнюю петлю для обеспечения надежного заполнения теплообменника водой. Это особенно важно в случае низкого перепада давления.

В. Аппараты меньших размеров могут монтироваться на соединительных трубах, если эти трубы прочно прикреплены к колонне или подобной опоре.

Г. Аппарат стоит на полу, на полке и т.п. Не устанавливайте аппарат непосредственно на полу, так как в этом случае его могли бы повредить вода и грязь. Используйте бетонный фундамент или что-нибудь подобное.

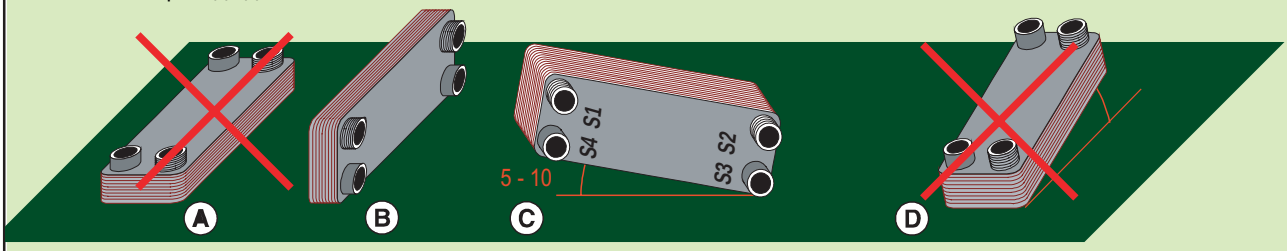


Рис. 14. Недопустимые и нежелательные положения ПТО при монтаже

А. Не допускается установка аппарата с пластинами в горизонтальном положении.

Б. Горизонтальное положение аппарата с пластинами в вертикальной плоскости лучше предыдущего. Хладагент подается через патрубки на нижней стороне. Сливать воду при этом невозможно.

- *Испаритель*. Можно ожидать снижения тепловой мощности не менее чем на 40–50 %.
- *Конденсатор*. Тепловая мощность не уменьшается, но затруднен слив жидкости, что для конденсаторов очень важно.

В. Небольшой наклонен аппарата при подаче хладагента через патрубки на нижней стороне приводит к следующему:

- *Испаритель*. Умеренное снижение тепловой мощности (15-25 %).
- *Конденсатор*. Тепловая мощность не уменьшается; лучшие возможности для слива.

Г. Не допускается наклонять аппарат, как показано на рисунке. Тепловая мощность конденсаторов и, вероятно, испарителей значительно уменьшается.

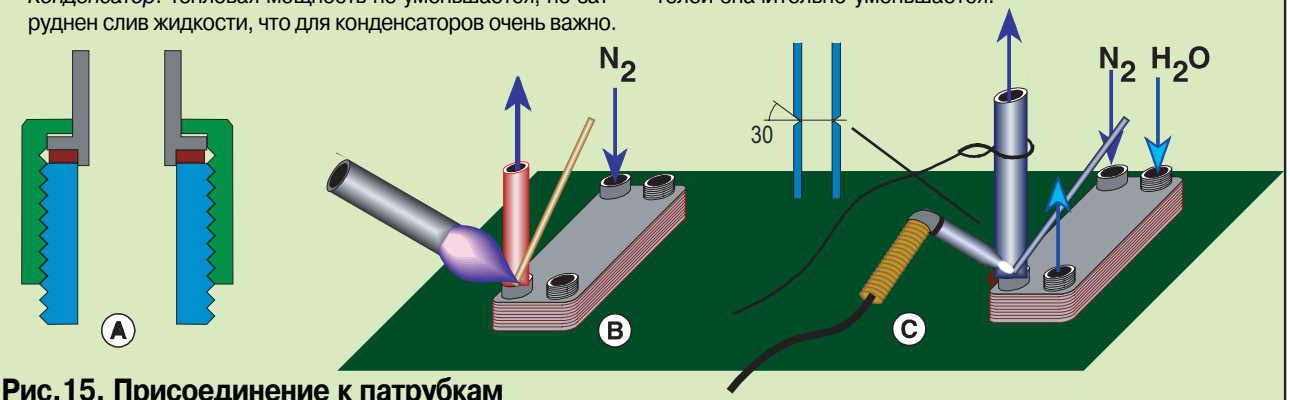


Рис.15. Присоединение к патрубкам

А. Уплотнение в резьбовом соединении должно быть сделано с помощью прокладки, нельзя наносить уплотнение на резьбу.

Б. Желательно выполнять пайку, расположив блок горизонтально. Азот препятствует коррозии и обеспечивает охлаждение.

В. Защищайте блок не только с помощью азота, но также применяя водяное охлаждение на водной стороне. Дополнительно можно обмотать нижнюю часть патрубка мокрой ветошью или поливать водой.

Рекомендуется сварка TIG.

4. Испарители и сепараторы

1. Процесс испарения

1.1. Что такое кипение?

- Кипение - это фазовый переход из жидкого в газообразное состояние, в ходе которого теплота передается жидкости при температуре, равной или превышающей температуру кипения этой жидкости при данном давлении. Можно выделить два основных типа процессов кипения, имеющих различные механизмы:

  кипение в большом объеме,

  кипение в потоке или конвективное кипение.

- Фазовый переход, который происходит при понижении давления насыщенной жидкости, теплоизолированной от окружающей среды, не считается кипением, хотя имеет много общего с истинным процессом кипения. Таким образом, испарение, которое происходит в терморегулирующем вентиле, не является процессом кипения.

1.2. Типы кипения

Кипение в большом объеме. Процессы кипения протекают по этому типу, если поверхность теплопередачи погружена в относительно большой объем неподвижной жидкости. Перемешивание жидкости происходит лишь за счет естественной конвекции и движения пузырьков. Примером может служить кипение воды в обычной кастрюле или кипение на поверхности погруженной в жидкость горячей проволоки, такое устройство часто используется для изучения процесса кипения в большом объеме.

На рис. 1А показано изменение теплового потока от горячей проволоки по мере увеличения разности температур между проволокой и жидкостью. Из этого графика следует, что теплообменник следует конструировать так, чтобы температура кипения была близка к точке 4, т.е. к точке максимального теплового потока. Эту точку обычно называют кризисом кипения. Основным механизмом теплоотдачи в данной зоне является пузырьковое кипение.

Образование пузырьков начинается не в жидкости, а в активных центрах парообразования на поверхности теплоотдачи. Это объясняется тем, что для поддержания пузырька против действия сил поверхностного натяжения, которые стремятся его уничтожить, требуется значительно больший перегрев в случае свободного пузырька, чем в случае пузырька, прикрепленного к центру парообразования. Поверхностное натяжение увеличивает давление в свободном пузырьке, в результате пар конденсируется и пузырек захлопывается.

Центрами парообразования могут быть высокоэнергетические группы молекул, полости, образованные инородными примесями, загрязнения, местные деформации и напряжения и т.д. Вероятно, наилучшим центром парообразования может служить коническое углубление на поверхности.

Количество центров парообразования, а также интенсивность образования на них пузырьков является функцией свойств поверхности, теплового потока, давления и физических свойств жидкости. Вообще говоря, грубая поверхность, например, корродированная сталь, дает более высокий коэффициент теплоотдачи, чем гладкая поверхность, например, стекло или, тем более, тефлон. Исследовались различные методы обработки поверхности для увеличения количества центров парообразования и, соответственно, коэффициента теплоотдачи. Это может быть пескоструйная обработка пластин из нержавеющей стали или напыление расплавленной меди либо других металлов на поверхность нержавеющей стали.

Вначале эффект значителен, но со временем, как правило, характеристики ухудшаются, вероятно, по причине загрязнения, которое деактивирует центры парообразования. Изменения с течением времени характеристик испарителей в некоторых случаях объясняется изменением качества поверхности. Тонкая пленка масла может сделать поверхность гладкой и тем самым уменьшить коэффициент теплоотдачи (одновременно увеличив загрязнение).

Отложение частиц, образующихся при механическом износе системы, может увеличить количество центров парообразования и этим улучшить коэффициент теплоотдачи.

Масло, растворенное в хладагенте, может увеличить коэффициент теплопередачи. С увеличением концентрации масла в хладагенте коэффициент теплоотдачи сначала увеличивается (до концентрации масла 3-5 %), затем начинает уменьшаться. Улучшение теплоотдачи можно объяснить уменьшением поверхностного натяжения раствора, что способствует активизацию большего количества центров парообразования. При более высоких концентрациях масла преобладает другой эффект – снижение коэффициент теплоотдачи из-за увеличения вязкости.

К сожалению, очень трудно предсказать изменение коэффициента теплоотдачи по изменению условий пузырькового кипения. Даже для самых лучших корреляций ошибки могут достигать нескольких сотен процентов. Более того, очень трудно точно определить состояние поверхности. Небольшие отклонения в обработке материалов, из которых выполнены поверхности нагрева, могут несколько видоизменить структуру поверхностей, вызвать разную степень окисления; хранение при разных условиях может повлиять на степень коррозии и т.д.

К счастью – с точки зрения конструктора – данный механизм кипения обычно редко используется в промышленности, особенно в испарителях холодильных установок.

Кипение в потоке. При протекании двухфазной смеси жидкости и пара по каналу возможны различные режимы потока. Разные исследователи предлагают различные классификации этих режимов. На рис. 1 Б показано несколько моделей потока в прямых каналах (в зависимости от содержания пара). Доля пузырькового кипения в общем теплопереносе обычно мала, но играет важную роль на начальном этапе испарения в термосифонном испарителе.

Главная роль в этом механизме теплоотдачи принадлежит двухфазной конвекции. Этот процесс аналогичен обычному турбулентному теплообмену между жидкостью и стенкой с той разницей, что число Рейнольдса в данном случае значительно больше, т.е. холодные частицы жидкости нагреваются у стенки и затем перемещаются в более холодную жидкость, где отдают теплоту.

Этот тип теплоотдачи не зависит от состояния поверхности теплообмена, и поэтому в данном случае можно легче добиться корреляции, чем для коэффициентов теплоотдачи при пузырьковом кипении. К счастью, именно этот механизм теплопередачи обычно используется в испарителях холодильных установок.

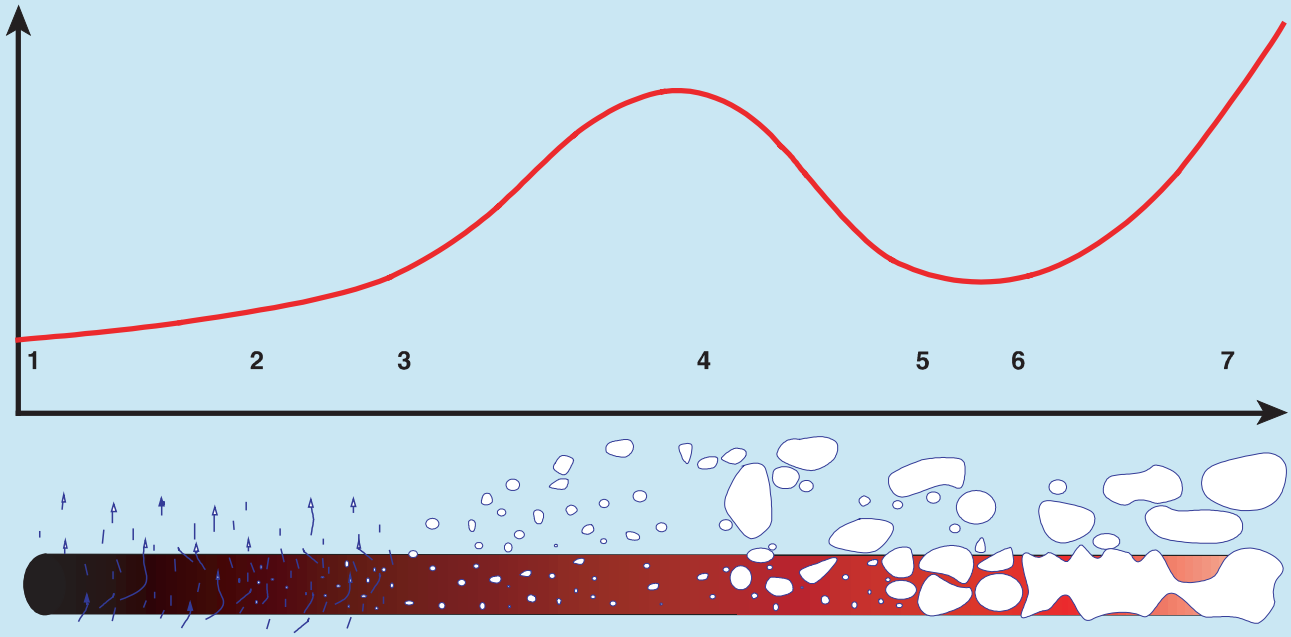


Рис. 01 А. Теплоотдача при кипении в большом объеме на нагретой проволоке

1 - 2. Свободная конвекция. В этой зоне пузырьки не образуются.

2 - 3. Кипение в фазе переохлаждения. На поверхности проволоки образуются пузырьки, но с перемещением в более холодный слой жидкости они захлопываются. Коэффициент теплопередачи быстро растет на этом этапе, так как к естественной конвекции, обеспечивающей сравнительно низкую теплоотдачу, добавляется пузырьковое кипение.

3 - 4. Пузырьковое кипение в фазе насыщения. На проволоке происходит образование пара. Коэффициент теплоотдачи в этой зоне имеет максимальное значение (кризис кипения).

4 - 5. Частичное пленочное кипение. Тепловой поток достаточно велик, чтобы часть поверхности была покрыта паром. Однако это ведет к снижению коэффициента теплоотдачи вследствие теплоизолирующих свойств газа.

5 - 6. Устойчивое пленочное кипение. Вся поверхность покрыта пленкой пара. В этой зоне коэффициент теплоотдачи минимальный.

6 - 7. Устойчивое пленочное кипение с тепловым излучением. Разность температур достаточно велика, чтобы тепловое излучение составляло все более важную часть общего теплового потока.

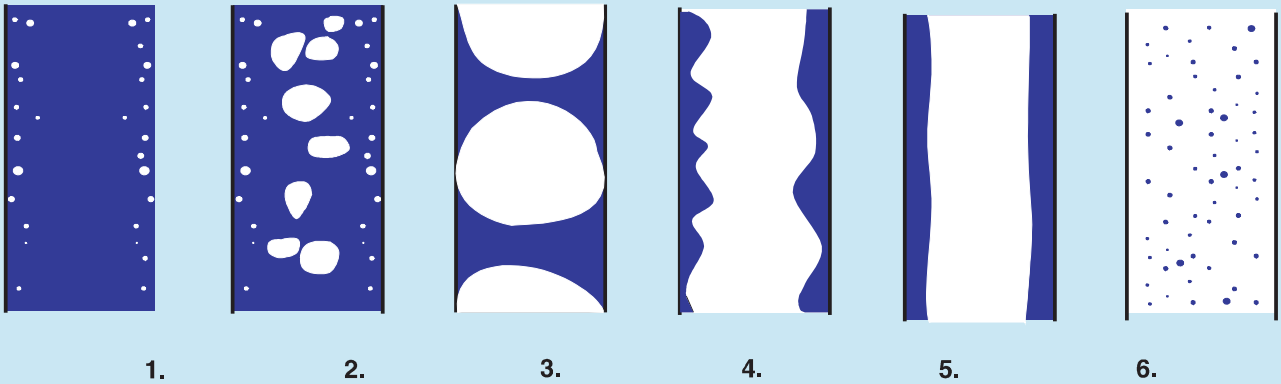


Рис. 01 Б. Различные режимы для вертикального восходящего двухфазного потока в круглом канале.

1. Кипение в фазе переохлаждения. Пузырьки захлопываются с перемещением в более холодный слой жидкости.

2. Пузырьковый поток. Происходит образование чистого пара.

3. Пробковый поток. Пузырьки сливаются в газовые пробки, занимающие большую часть сечения канала.

4. Встряхивающийся поток. В этом режиме жидкость течет вдоль стенок, но скорость пара недостаточно велика, чтобы поток был стабильным.

5. Кольцевой поток. Пар движется с достаточной скоростью, чтобы поднимать с собой кольцо жидкости. Коэффициент теплоотдачи очень велик и поток стабилен.

6. Эмульсионный поток. Двухфазный поток представляет собой капли жидкости в паре, а не пузырьки в жидкости. Коэффициент теплоотдачи низкий, характерный для газа.

1.3. Поток в каналах между гофрированными пластинами

Потоки в плоских каналах изучены значительно хуже, чем в прямых трубах. Испытания, проведенные фирмой Альфа Лаваль, показали, что такой поток, как можно было ожидать, представляет собой более однородную смесь пара и жидкости, чем представленный на рис. 01 Б.

Гофрированная поверхность вызывает энергичное смешивание потоков из двух половин канала. Можно сказать, что одна половина канала принадлежит одной пластине, а вторая - противоположной пластине.

Частица потока, двигающаяся вдоль канавки канала, очень быстро перемещается на другую половину канала. Здесь она изменяет направление, какое-то время двигается вдоль другой пластины, а затем вновь возвращается к первой. Таким образом, она двигается по траектории, напоминающей винтовую линию. Это обеспечивает очень эффективное перемешивание потока.

2. Классификация испарителей

2.1 Аппараты кипения в большом объеме

Поверхность теплоотдачи, т.е. ряд труб с протекающей внутри нагревающей средой, погружена в испаряемую жидкость. Жидкость неподвижна. Теплоотдача происходит в основном за счет пузырькового кипения. Пар отделяется от жидкости над пучком труб внутри кожуха. Иногда сразу над испарителем устанавливается сепаратор. Такой тип аппаратов используется, в основном, в больших промышленных холодильных установках. Его преимуществом является стабильная работа при различных рабочих условиях.

Поскольку пластинчатые теплообменники не являются аппаратами кипения в большом объеме, данный тип аппаратов не рассматривается в настоящей книге.

2.2. Аппараты кипения в потоке

- ***Прямоточные испарители.*** Испаряемая жидкость поступает в теплообменник и полностью или частично испаряется. После испарителя жидкость и пар разделяются и используются в дальнейших процессах.

  Испарители этого типа характеризуются коротким временем пребывания жидкости в испарителе. Это означает быстрый отклик на изменение рабочих условий.

- ***Рециркуляционные испарители.*** После испарения пар и жидкость разделяются, и эта неиспарившаяся жидкость смешивается с новой поступающей жидкостью и возвращается на вход испарителя. Рециркуляция осуществляется посредством насоса, естественной конвекции – по принципу термосифона – или с помощью эжектора. Время отклика меньше, чем в случае прямоточных аппаратов.

- ***Аппараты промежуточного типа.*** В испарителях с падающей пленкой испарение происходит в потоке, но теплоотдача осуществляется в основном за счет пузырькового кипения. Этот тип испарителей редко применяется в холодильных установках, хотя использовался в технологиях, использующих цикл Ренкина на органическом рабочем теле. Преимуществом аппаратов данного типа является возможность испарения при почти постоянной температуре, что позволяет применять их при очень малых перепадах температур.

2.3. Испарители холодильных установок

На выходе из конденсатора хладагент является немного переохлажденной жидкостью с весьма высокими температурой и давлением. Перед подачей в испаритель хладагент нужно привести в состояние, при котором он будет иметь температуру и давление испарения. Это достигается расширения хладагента, при котором он частично испаряется. Энергия, которую отдает охлаждаемое тело, поглощается испаряющимся хладагентом.

Испарители классифицируются в соответствии с тем, как осуществляется расширение.

- **Рециркуляционный испаритель** может быть термосифонным, насосным или эжекторным (рис. 02 Б - Г).

  Двухфазная смесь на выходе регулирующего вентиля разделяется на пар и жидкость в сепараторе. Эта жидкость смешивается с жидкостью, выходящей из испарителя, и вновь подается на вход испарителя. Пар смешивается с паром из испарителя и возвращается в компрессор.

  Этот тип испарителя всегда работает с коэффициентом испарения менее 100 %. Таким образом, поверхность нагрева всегда смочена хладагентом. Коэффициент теплоотдачи высокий, поэтому достаточно небольшой площади поверхности теплообмена, но такая конструкция требует сепаратора.

  Для затопленного испарителя необходима специальная система регенерации масла, т.к. в испаритель поступает жидкий хладагент вместе с маслом, а выходит из него только пар хладагента.

  В случае аммиачного испарителя масло (нерастворимое, более тяжелое, чем аммиак) отводится из нижней точки контура сепаратор-испаритель (глава **1, «Приложения»**, рис. 10). Если масло растворяется в хладагенте, требуется испаритель возврата масла (глава **1, «Приложения»**, рис. 19).

- **Испаритель непосредственного расширения.** Двухфазная смесь из регулирующего вентиля поступает непосредственно в испаритель. Здесь эта смесь полностью испаряется, и пар выходит из испарителя несколько перегретым. Значение перегрева используется для управления регулирующим вентилем (рис. 2 А).

  На заключительном этапе испарения, когда содержание пара приближается к 100 %, теплоотдача мала, поскольку происходит путем конвекции в газовой фазе. Поэтому такой испаритель требует большей площади поверхности теплообмена сравнительно с рециркуляционным испарителем, но в этом случае не требуется специальный сепаратор.

  Масло вместе с хладагентом возвращается в компрессор.

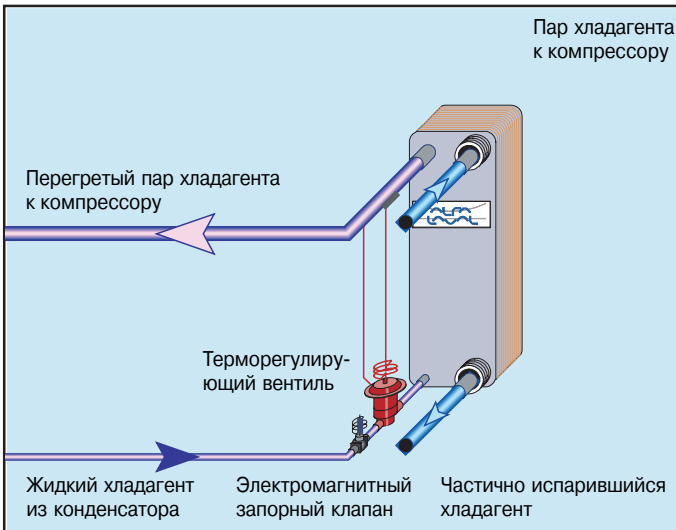


Рис. 02 А. Испаритель непосредственного охлаждения

Хладагент поступает в терморегулирующий вентиль, в котором он частично испаряется и, соответственно, охлаждается. ТРВ управляется перегревом на выходе испарителя. Двухфазный хладагент поступает в испаритель, где полностью испаряется и перегревается.

Масло остается в жидкой фазе, как правило, в виде тумана или мелких капель, и уносится с паром к компрессору.

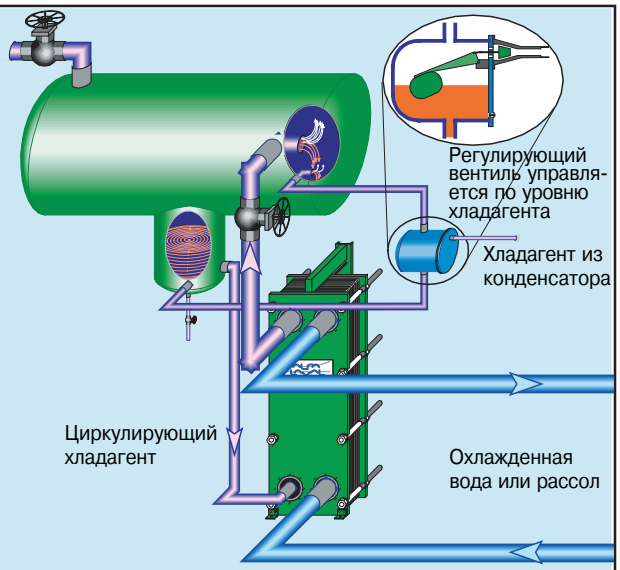


Рис. 02 Б. Термосифонный испаритель

Жидкий хладагент испаряется в регулирующем вентиле, установленном перед отделителем жидкости. Жидкий хладагент стекает из отделителя жидкости в испаритель и в нем частично испаряется. Парожидкостная смесь из испарителя разделяется в отделителе жидкости. Пар из отделителя жидкости поступает в компрессор, а жидкость вновь возвращается в испаритель.

Данная система применима для аммиачных и фреоновых испарителей, которые различаются только системой регенерации масла (на рисунке не показана).

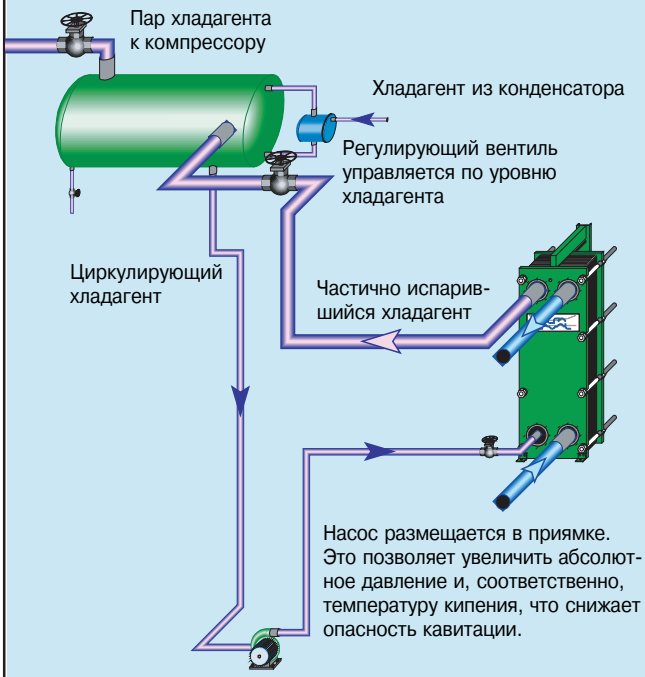


Рис. 02 В. Насосный рециркуляционный испаритель

По конструкции он мало отличается от термосифонного испарителя, но циркуляция хладагента в этом случае поддерживается насосом.

Такая схема предоставляет больше свободы в выборе места установки отделителя жидкости. Можно увеличить перепад высот, количество клапанов или изгибов в трубопроводе.

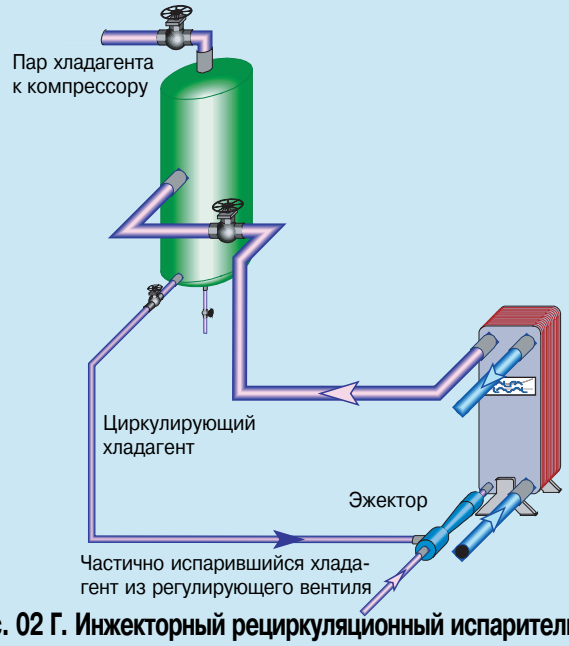


Рис. 02 Г. Инжекторный рециркуляционный испаритель

Это комбинация термосифонного испарителя и испарителя непосредственного расширения. Расширяющийся хладагент выполняет роль эжекторного насоса, который поддерживает циркуляцию.

Эта система сложна в управлении. Необходим очень точный расчет эжектора, причем эжектор должен работать постоянно, иначе направление потока может измениться. Кроме того, на входе испарителя требуется распределитель парожидкостной смеси.

Эта конструкция применима только с растворимым маслом. Нерастворимое масло распыляется в эжекторе и частично попадает в каналы, так как не успевает осесть. В каналах оно загрязняет нагревающую поверхность и тем самым ухудшает теплообмен.

3. Затопленный или рециркуляционный испаритель

3.1. Общие принципы

На рисунке 03 представлен общий принцип рециркуляционного испарителя. Испаритель соединен с отделителем жидкости двумя трубами, нижняя из которых служит для питания испарителя жидкостью, а верхняя для возврата не испарившейся части жидкости в сепаратор.

В сепараторе постоянно поддерживается определенный уровень жидкости, обычно значительно выше верхней точки испарителя. Поэтому такой испаритель постоянно заполнен жидкостью и называется затопленным испарителем.

В зависимости от движущей силы циркуляции затопленные испарители подразделяются на **термосифонные**, в которых движущей силой является разница в плотности хладагента в двух ветвях контура отделитель жидкости -испаритель, и **испарители с принудительной циркуляцией**, в которых движущая сила создается насосом или эжектором.

Коэффициент циркуляции - отношение общего количества хладагента, поступающего в испаритель, к количеству испарившегося вещества - может варьировать от 5 до 10 для кожухотрубных теплообменников и составляет около 1,2 для ПТО, как паяных, так и полусварных. Чем меньше коэффициент циркуляции, тем меньше объем трубопровода и сепаратора и, следовательно, меньше общее содержание хладагента в установке.

В данном испарителе поверхность нагрева постоянно смачивается хладагентом. Это существенно, т.к. теплоотдача в данном случае идет по двухфазному конвективному типу (пар в жидкости), т.е. коэффициент теплопередачи выше, чем в испарителях непосредственного расширения. В последних теплоотдача на этапе окончания испарения и перегрева пара осуществляется в газовой среде, т.е. с низким коэффициентом.

3.2. Область применения

Небольшой размер затопленного испарителя сравнительно с испарителем непосредственного расширения делает этот тип предпочтительным для установок большой производительности. В таких установках стоимость испарителя играет более важную роль, чем дополнительная стоимость отделителя жидкости.

Небольшие ППТО редко используются как затопленные испарители. Иногда их применяют в качестве дополнительных охладителей масла, воды или хладагента в больших установках. Более крупные ППТО могут использоваться в качестве затопленных испарителей для различных хладагентов, кроме аммиака.

По причинам, приведенным ниже, для аммиака предпочтительны затопленные испарители, и недавно разработанные никелевые паяные ПТО могут применяться в качестве аммиачных затопленных ПТО.

3.3. Термосифоны

Это наиболее экономичное решение для затопленных испарителей, поскольку исключает затраты на насос и его эксплуатацию. Однако коэффициент циркуляции в большой степени зависит от теплопереноса и падения давления в различных частях этой системы, которые, в свою очередь, зависят от циркуляции, т.е. наблюдается взаимодействие и взаимозависимость между падением давления, скоростью циркуляции и теплопередачей в системе циркуляции.

По определению термосифон подразумевает циркуляцию под действием различия плотности хладагента в двух ветвях контура испаритель - сепаратор, горячей и холодной. Предположим, что агрегат, представленный на рис. 03, не работает, но заполнен хладагентом. Оба клапана открыты. Уровень хладагента в отделителе жидкости такой же, как в испарителе.

Когда в испаритель с другой стороны подается охлаждаемая среда, хладагент разогревается, постепенно начинается кипение и каналы частично заполняются поднимающимися вверх пузырьками. Таким образом, средняя плотность в ветви, представленной испарителем, оказывается значительно меньшей, чем в ветви, образованной отделителем жидкости и нисходящей трубой.

Следовательно, эти две ветви не сбалансированы и хладагент постепенно начинает поступать в испаритель из отделителя жидкости по нисходящей трубе. В верхней части испарителя двухфазная смесь выдавливается в отделитель жидкости, в котором жидкость и пар разделяются. В нижней части испарителя поступающий хладагент разогревается и затем начинает кипеть. Таким образом, двухфазная смесь постоянно находится в каналах теплообменника.

По мере увеличения скорости циркуляции увеличивается перепад давлений в трубах и аппаратах контура, и, наконец, этот перепад давлений уравновешивает движущую силу (см. рис. 03). Система приходит в стационарное состояние, расход хладагента через испаритель и доля испаренного хладагента постоянны.

В отделитель жидкости поступает насыщенная парожидкостная смесь. Здесь жидкость отделяется, и хладагент вновь поступает в испаритель, но теперь уже не в насыщенном состоянии. Температура здесь такая же, как в отделителе жидкости, но давление выше на величину гидростатического напора между уровнем жидкости в сепараторе и входом в испаритель, т.е. хладагент переохлажден.

Это означает, что в первой части теплообменника происходит лишь повышение температуры, но не кипение. Однако по мере продвижения хладагента вверх давление снижается, что вызывает уменьшение переохлаждения.

Эти два эффекта (повышение температуры и снижение давления) приводят к тому, что через некоторое время хладагент достигает точки кипения и закипает, хотя и при более высокой температуре, чем на выходе. Давление продолжает падать из-за изменения высоты и гидравлического сопротивления, и хладагент, теперь в насыщенном состоянии, продолжает подниматься при уменьшении температуры и вновь поступает в отделитель жидкости.

На рис. 03 Б показано изменение температуры от входа до выхода испарителя. Обратите внимание на небольшое падение температуры хладагента, которое объясняется падением давления в выходном трубопроводе. Это падение температуры не связано с переносом теплоты, а обусловлено адиабатическим (т.е. без теплообмена с окружающей средой) расширением двухфазного хладагента. По причине этого падения температуры температура на выходе теплообменника несколько выше, чем на входе.

В аммиачных системах в нижней точке данного контура происходит слив масла. Подробнее об этом в главе **8. «Масла и хладагенты»**.

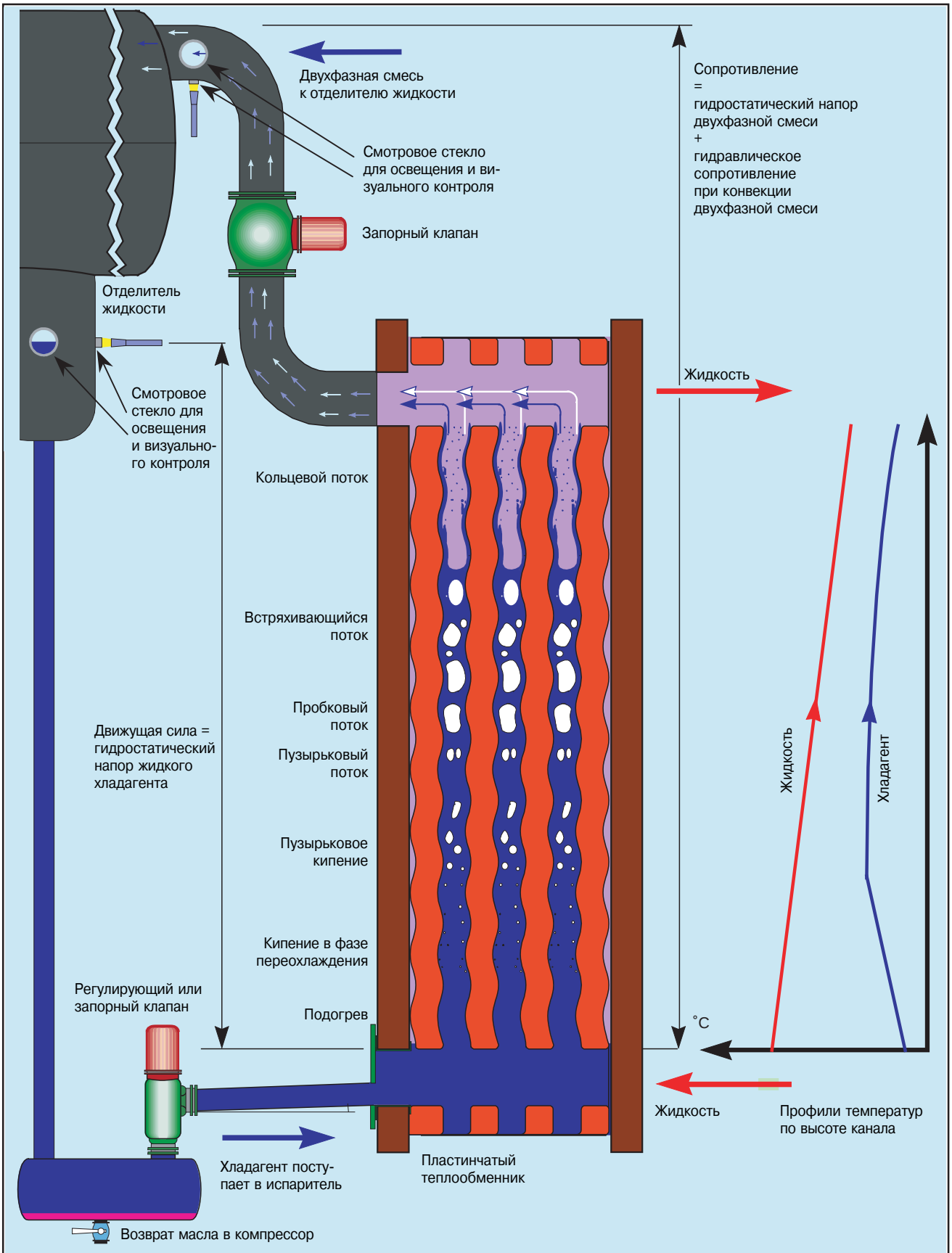


Рис. 03. Использование пластинчатого теплообменника в качестве термосифонного испарителя

Вода поступает снизу, т.е. прямотоком. Такое устройство объясняется тем, что при прямотоке первоначальная разность температур (крайне важная для начала кипения) больше, чем при противотоке. Выходная труба должна быть как можно более короткой и по возможности без изгибов. Если есть необходимость в запорном клапане, он должен быть такого типа и размера, чтобы иметь как можно меньшее сопротивление. На рисунке также показан дренаж масла для систем с нерастворимым маслом, более плотным, чем хладагент. На практике это означает аммиачные системы (с полусварными или никелевые паяными ПТО).

3.4. Определяющие моменты при конструировании термосифонов

3.4.1. Падение давления

- Предположим, что в системе имеются какое-то оборудование – испаритель, трубы, клапаны, колена трубопровода, – перепад давлений в котором выше нормального для контура циркуляции. Тогда возникает соблазн увеличить напор, поместив отделитель жидкости как можно выше над испарителем (Рис. 02 В и 04 А2), увеличивая тем самым движущую силу. Но при этом могут возникнуть следующие проблемы.
- Большой гидростатический напор увеличивает переохлаждение хладагента на входе в испаритель по сравнению с «нормальной» установкой (рисунки 02 Б и 04 А1).
- Зона подогрева удлиняется. Поскольку в данной зоне коэффициент теплопередачи низкий, это может потребовать установки более мощного испарителя.
- Из-за большего переохлаждения хладагент нагревается до более высокой температуры перед достижением точки кипения, т.е. уменьшается эффективная разность температур (см. рис. 04 А2). В итоге может произойти пересечение температурных кривых, т.е. ситуация, при которой работа испарителя невозможна.

3.4.2. Температура испарения

При уменьшении температуры испарения переохлаждение увеличивается. Пример:

- Аммиак при 0 °С переохлажден на 3 К, если давление на 0,5 бар больше давления насыщения.
- Аммиак при -30 °С переохлажден на 7 К, если давление на 0,5 бар больше давления насыщения.

Конечный результат будет тот же, как в § 3.4.1, т.е. это понижение коэффициента теплопередачи и СРТ. При очень низких температурах хладагент R22 следует заменить хладагентом с более крутой кривой давление-температура.

3.4.3. Распределение потока и двойные выходы

При большом количестве пластин возможно неравномерное распределение хладагента по каналам. В этом случае рекомендуется использовать двойные выходы на стороне хладагента. Заметьте, что расположение труб с двух сторон должно быть как можно более симметричным. Это действительно и для систем, где два испарителя подсоединены к одному отделителю жидкости (см. рис. 05).

3.4.4. Минимальная разность температур

Минимальная разность между температурой стенки и температурой насыщения входящего хладагента, необходимая для кипения, составляет 2-3 К. Эта величина сильно зависит от типа хладагента и состояния поверхности пластины.

3.4.5. Прямоток или противоток?

Обычно при противотоке разность температур больше, что позволяет использовать меньший испаритель.

Однако если разность температур мала (< 10 °С), прямоток может оказаться предпочтительнее, т.к. при этом достигается самая высокая температура стенки в месте входа хладагента. Высокая температура стенки очень существенна для начала кипения (см. рис. 02, 1 и 2).

Если отношение разностей температур на входе и на выходе оказывается слишком большим (больше двух), противоток может оказаться предпочтительнее, поскольку делает систему более устойчивой (см. § 3.5).

3.4.6. Доля пара на выходе

ППТО работают при более низких коэффициентах циркуляции, чем КТТО. Как правило, доля пара на выходе составляет от 70 до 90 %, т.е. коэффициент циркуляции равен 1,4 - 1,1.

3.4.7. Слив масла

Основной принцип слива нерастворимого масла с более высокой чем у хладагента плотностью состоит в следующем.

- Нужно так организовать систему, чтобы после расширения хладагента масло осело как можно быстрее, до того как оно попадет в каналы.
- Слив нужно производить из нижней точки контура.

См. рис. 6 - 8 в этой главе и главу 8, «Масло и хладагенты».

Учитывая эти требования, использование эжектора для циркуляции хладагента (см. рис. 2Г) представляется сомнительным решением. Масло попадает из регулирующего вентиля в эжектор полностью диспергированным в хладагенте и проникает в каналы. Значительная часть его здесь и остается.

3.5. Нарушения работы термосифонов

3.5.1. Неустойчивость

Термосифонный испаритель, являясь частью контура со сравнительно сложной системой управления, может работать нестабильно. Это бывает связано с неверной настройкой системы управления, несогласованностью различных компонентов системы и т.д. Однако есть два вида неустойчивости, которые непосредственно связаны с контуром циркуляции и поэтому специфичны для термосифонных испарителей.

- ***Неустойчивость 1.*** Предположим, что гидростатический напор является основной причиной падения давления в испарителе, а падение давления вследствие трения двухфазного хладагента пренебрежимо мало. Обычно это означает небольшое среднее содержание пара. Небольшое увеличение разности температур вызывает уменьшение плотности двухфазной смеси и уменьшение гидростатического напора, что ведет к усилению циркуляции. Падение давления, обусловленное силами трения, слишком мало и не влияет на скорость циркуляции. Усиление циркуляции улучшает теплопередачу, что ведет к дальнейшему увеличению испарения, уменьшению статического напора, усилению циркуляции и т.д.

  Таким образом, незначительное увеличение разности температур вызывает большое усиление циркуляции со всеми вытекающими из этого проблемами управления.

  Поскольку содержание пара в пластинчатом теплообменнике обычно велико и потому велико падение давления, обусловленное трением двухфазной смеси, для пластинчатых теплообменников эта проблема не характерна.

- ***Неустойчивость 2.*** Второй тип нестабильности возможен при интенсивном образовании пара и большой разности температур. Если падение давления на выходе испарителя превышает норму (слишком узкие или длинные трубы, много изгибов, клапаны с большим сопротивлением и т.д.), доступный напор недостаточен для того, чтобы преодолеть это сопротивление. Происходит запирание потока. Хладагент выталкивается из входа в испаритель.

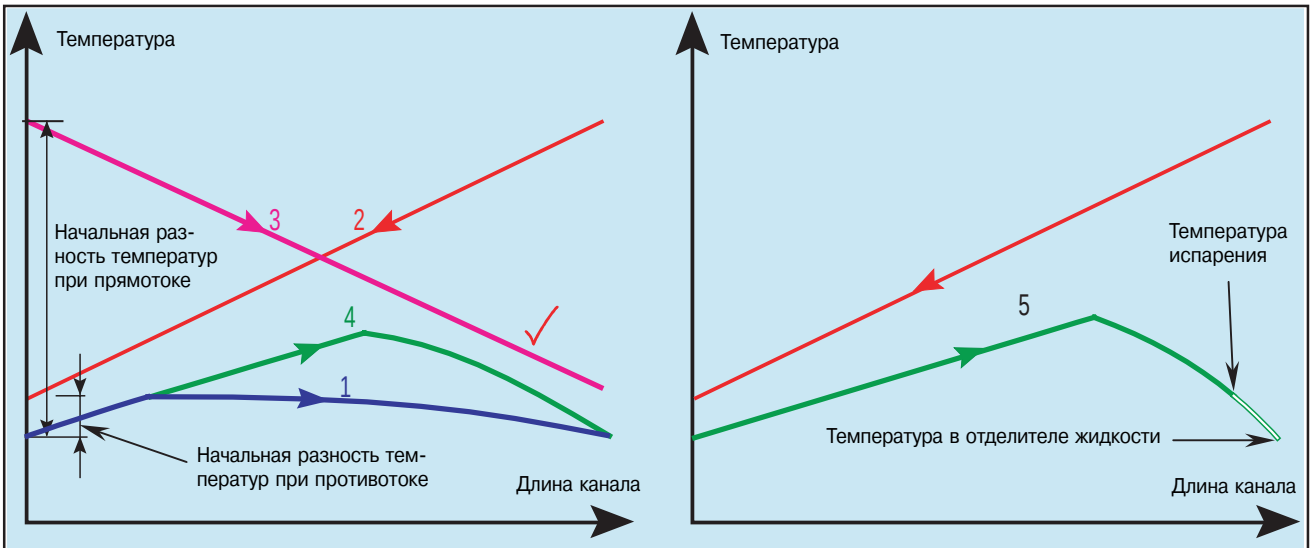


Рис. 04. Температурная программа для термосифонного испарителя

1. Хладагент, нормальный рабочий режим.

2. Среды подаются в противотоке. Разность температур на входе хладагента мала, поэтому кипение начинается поздно, следовательно, требуется теплообменник с большой площадью.

3. Среды подаются в прямотоке. Разность температур на входе хладагента велика, поэтому кипение начинается быстро.

Однако при очень большой разности температур прямоток может привести к неустойчивости системы (см. § 3.5.1). В этом случае попробуйте применить противоток, если разность температур на входе достаточна для начала кипения.

4. Работа в условиях разрежения. Изменение температуры при определенном изменении давления насыщения тем больше, чем меньше давление насыщения. Приходится сильно нагревать хладагент, чтобы начался процесс кипения, но температура вновь начинает падать. Это означает большую зону подогрева и уменьшенную СРТ.

При прямотоке температурные кривые двух сред могут смыкаться, эта зона отмечена на рисунке галочкой. При работе с разрежением уровень жидкости в сепараторе должен быть как можно ниже, чтобы уменьшить зону предварительного нагрева.

5. Если падение давления в испарителе велико, то и гидростатический напор должен быть большим, т.е. отделитель жидкости должен быть размещен достаточно высоко над выходом испарителя или же необходимо применить насос (рис. 02 В).

Это приведет к значительному падению давления и существенной разности температур между выходом испарителя и отделителем жидкости.

Температура испарения (измеренная на выходе испарителя) в этом случае оказывается выше, чем температура сепаратора.

Эта разность температур тем больше, чем меньше давление. Данный эффект, в том числе по своим последствиям для схем с прямотоком и противотоком, аналогичен эффекту разрежения.

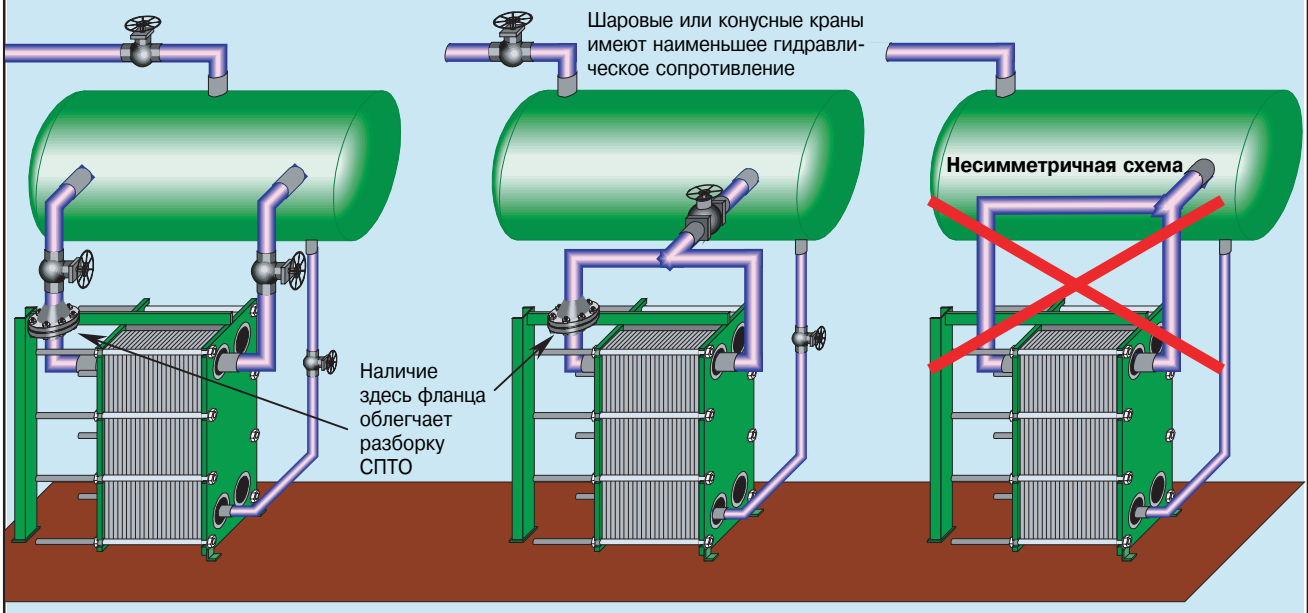


Рис. 05. Расположение трубопроводов для ПТО с двойными выходами

Выходные трубопроводы оказывают большое влияние на распределение хладагента в каналах. Наличие двух выходов уменьшает скорость в выходных отверстиях и тем самым улучшает распределение, при условии, что выходные трубопроводы симметричны. Расположение входного трубопровода не столь важно, потому что скорость потока здесь значительно меньше.

Это вызывает уменьшение испарения и падение давления, и двухфазная смесь выходит из испарителя. Хладагент вновь заполняет испаритель и цикл повторяется. Эта проблема более серьезная, чем первая, т.к. она имеет колебательную природу. Кроме трудностей управления, снижается производительность испарителя, т.к. часть времени он не функционирует. Эту проблему можно решить установкой клапана на входе хладагента.

Проблема усугубляется, если разность температур на входе очень велика, а на выходе – мала. Такое возможно в случае прямотока (см. рис. 04). В таком случае скорость испарения может быть больше в начале канала, чем в конце, и пар стремится выйти в обратном направлении. В таком случае лучше подходит противоток. Обратный поток можно предотвратить установкой регулирующего клапана, как было описано выше.

3.5.2. Эффективность теплопереноса

a) Проверьте все значения расходов, температур, перепадов давлений и т.д. Не указывают ли перепады давлений на нарушения в работе? На стеснение потока воды, избыток масла?

b) Переставьте термометры местами. Неточные термометры могут не зафиксировать незначительную разность температур.

   Пример. Измеренная разность температур (в схеме с прямотоком) равна 4 K. Термометр на выходе охлаждаемой среды имеет погрешность +0,5 K, а термометр на выходе хладагента -0,5 K. При перестановке термометров местами получается разность температур в 2 K. Средняя от этих двух измерений, 3 K, ближе к истинному значению.

c) Произведите повторную проверку коэффициента теплопередачи, используя различные комбинации температур и расходов.

d) Проверьте, нет ли различий в температуре на наружной поверхности испарителя. Большие различия могут свидетельствовать о неправильном распределении на одной или на другой стороне.

e) Проверьте охлаждаемую среду. Если это гликоль или аналогичная жидкость, проверьте ее концентрацию и (или) вязкость. Слишком высокая концентрация ухудшает теплопередачу, а слишком низкая может привести к образованию льда.

f) Проверьте, не образуется ли лед в испарителе. Лед ухудшает теплопередачу, и выходная температура при этом может вырасти.

g) Проверьте испаритель: нет ли загрязнения на стороне воды и избытка масла со стороны хладагента.

h) Соответствует ли производительность конденсатора и компрессора их техническим характеристикам? Если да, то и производительность испарителя тоже должна им соответствовать. Если это не так, где-то есть неисправность.

i) Если в хладагентах (это касается только фреонов) содержится вода, в регулирующем вентиле возможно образование льда, который будет стеснять поток.

j) Проверьте подачу хладагента в отделитель жидкости. В нем не может испаряться больше хладагента, чем подается, поэтому, если подача мала, производительность уменьшается. Смотрите замечания ниже.

k) Является ли система устойчивой? Неустойчивость приводит к снижению производительности.

l) Проверьте контур охлаждения. Слишком большой перепад высот между уровнем жидкости и входом испарителя может привести к смыканию температурных кривых (рис. 04 A.2). Если перепад высот слишком мал, в верхней части испарителя не будет жидкого хладагента.

m) Проверьте температуру хладагента на выходе. Соответствует ли она давлению? Если пар перегревается, коэффициент теплопередачи резко падает.

n) Эффективна ли регенерация масла в аммиачной машине? (См. главу **1, «Приложения», рис. 10.**) В противном случае, масло может покрыть поверхность нагрева и уменьшить теплопередачу.

o) Имеется ли испаритель возврата масла в системе с растворимым маслом? (См. главу **1, «Приложения», рис. 19.**) Если нет, масло не покроет поверхность нагрева, как в предыдущем случае, но физические свойства хладагента будут ухудшены (повышенная вязкость) и теплопередача уменьшится.

p) Измерьте температуру (по возможности, истинную температуру и соответствующее давление) на выходе испарителя и выходе отделителя жидкости, а также давление всасывания. Слишком большая разница указывает на стеснение потока.

q) Обратите особое внимание на возможность захвата хладагента в петле, направленной вниз.

r) Имеется ли вода в аммиачной системе? Чем больше содержание воды в аммиаке, тем выше температура испарения при данном давлении. Поскольку работа системы управления основана главным образом на давлении, это может маскировать уменьшение разности температур.

s) Проверьте, нет ли стеснения потока в контуре хладагента? Не слишком ли много в нем клапанов? Нет ли клапанов со слишком большим DP, многочисленных изгибов и т.п.? Особенно опасны стеснения потока на выходе пара. Как выглядит вход пара в отделитель жидкости? Нет ли здесь стеснения?

t) Перегрев пара может означать следующее:

   - Вода в аммиаке (см. пункт [r] выше).
   - Стеснение потока хладагента к испарителю (см. пункт [s] выше) означает, что производительность испарителя используется не полностью и пар перегревается.

   Заметьте, что перегрев пара означает неполное использование возможностей испарителя, т.е. если увеличить подачу хладагента, то увеличится испарение. Это аналогично слишком холодному конденсату на выходе из конденсатора. В обоих случаях эта проблема лежит вне пластинчатого теплообменника.

3.6. Отделение масла

Растворимое масло, поступающее в контур испаритель-сепаратор, постепенно концентрируется в хладагенте по мере возвращения чистого пара хладагента из испарителя в компрессор. Необходимо отвести из этого контура небольшую часть хладагента, испарить хладагент и вернуть масло в линию всасывания (см. § 16 в главе **1, «Приложения»**).

Нерастворимое масло, более плотное чем хладагент (т.е. аммиачные системы). Более или менее чистое масло собирается в нижней части контура и может быть отведено оттуда. См. рисунки 02 и 07 в данной главе и рисунок 10 и § 13 в главе **1, «Приложения»,** где показана система регенерации масла.

Нерастворимое масло, более плотное чем хладагент – такие системы встречаются редко и их следует избегать. Изменение уровня жидкости в месте сбора масла сильно затрудняет его отвод.

Заметьте, что масло нужно отводить ***из*** контура испаритель-сепаратор. Если отводить его ***перед*** контуром, масло, неизбежно остающееся в хладагенте, в итоге сконцентрируется в контуре испаритель-сепаратор. См. § 16 в главе **1, «Приложения»**.

4. Парожидкостные сепараторы

4.1. Цель данного раздела

В этом разделе описаны функции отделителя жидкости в системах с затопленным рециркуляционным испарителем, как с насосной, так и с естественной циркуляцией. Это описание относится:

- к системам с нерастворимым маслом **тяжелее** хладагента, т.е. на практике к аммиачным системам;
- ко всем системам с растворимым маслом.

Основное внимание уделяется взаимодействию отделителей жидкости с пластинчатыми теплообменниками. Описание не претендует на полный охват темы. Не затронуты вопросы, связанные с аппаратурой систем управления и защиты, механической конструкцией сосудов и т.д. Они решаются в соответствии с действующими на месте эксплуатации нормами и правилами работы с холодильной техникой и с сосудами под давлением, типом, размерами и размещением холодильной установки и т.п., и поэтому находятся за рамками данного справочника.

Обзор некоторых принципов конструирования сепараторов приведен в **Приложении II, «Конструкция парожидкостных сепараторов».**

4.2. Функции отделителя жидкости

Отделитель жидкости (или ресивер низкого давления) в системе с затопленным испарителем выполняет следующие функции:

- отделение пара от жидкости;
- аккумуляция хладагента на периоды останова системы;
- выравнивание изменений объема хладагента в системе при изменениях нагрузки;
- при определенных условиях хладагент может вспениваться, и сепаратор предоставляет пространство для этой пены;
- поддержание постоянного уровня жидкости, необходимого для обеспечения движущей силы циркуляции или высоты всасывания циркуляционного насоса;
- этот же уровень жидкости используется для управления регулирующим вентилем: иногда это уровень в ресивере высокого давления, иногда – в ресивере низкого давления;
- выполнение функций маслоотделителя.

4.3. Принцип действия

Разделение пара и жидкости осуществляется за счет гравитационных сил, иногда с помощью центробежных сил, которые позволяют осаждать относительно тяжелые капли жидкости.

Капли, достаточно мелкие, чтобы удерживаться во взвешенном состоянии в результате движения молекул (броуновское движение), в таком сепараторе не отделяются. На практике не отделяются даже капли крупнее броуновских, для их отделения применяются дополнительные методы.

4.4. Оборудование отделителей жидкости

Оборудование отделителя жидкости включает следующие компоненты (см. рис. 6-8).

- Каплеуловитель (для спиральных и поршневых компрессоров).
- Смотровые стекла (одно для освещения, другое для визуального контроля) на входе и выходе отделителя жидкости (из испарителя/ в испаритель). Это особенно важно для контроля работы инжекторного рециркуляционного испарителя.
- Патрубки для установки термометра и манометра.

4.5. Отделители жидкости для КТТО и ПТО

В КТТО коэффициент циркуляции равен 4 - 5, что соответствует доле фракции пара от 0,25 до 0,20. То есть, если в КТТО испаряется 1000 кг/ч хладагента, то в сепаратор поступает до 4000 кг/ч жидкости вместе с 1000 кг/ч пара.

ПТО, как правило, имеет более низкий коэффициент циркуляции, 1,25 или меньше, что соответствует доле фракции пара 0,8 или выше. В СПТО, где также испаряется 1000 кг/ч хладагента, в сепаратор поступает 176 кг/ч жидкости и 1000 кг/ч пара (доле фракции пара 0,85). Это не влияет на размер самого сепаратора, т.к. он главным образом зависит от расхода пара, но трубопроводы, особенно питающий трубопровод к ПТО и циркуляционным насосам, имеет значительно меньший диаметр.

Побочным эффектом низкого коэффициента циркуляции является небольшой объем хладагента, удерживаемого в ПТО. Это позволяет уменьшить размер сепаратора, т.к. уменьшает изменения общего объема хладагента, циркулирующего в системе.

4.6. Типы отделителей жидкости

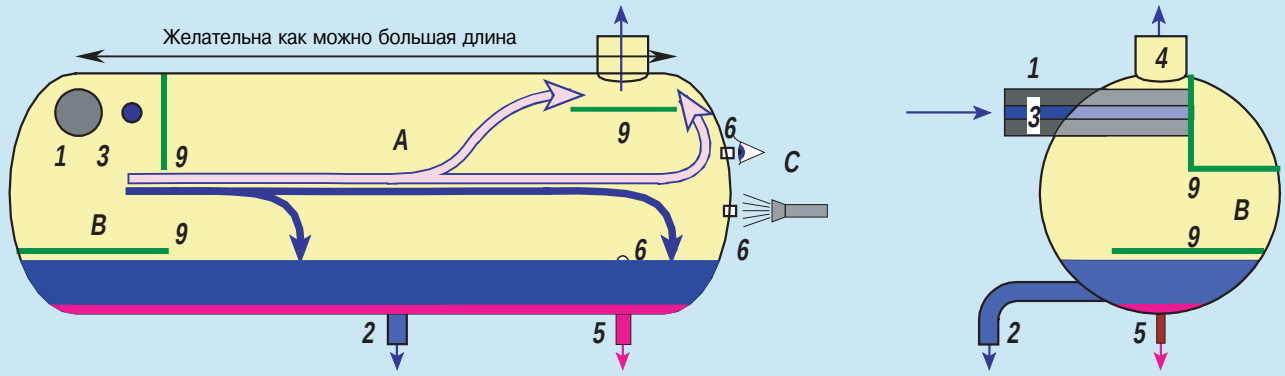
Существует два основных типа сепараторов - горизонтальный и вертикальный, а также гибридный тип.

Горизонтальный отделитель жидкости (рис. 2 В) имеет следующие особенности:

- Поток направлен горизонтально. Если время пребывания хладагента в сепараторе достаточно велико, капли отделяются независимо от скорости потока.
- Эффективность отделения определяется временем пребывания и высотой пространства для сепарации, а не скоростью.
- При увеличении уровня жидкости поперечное сечение уменьшается, скорость потока увеличивается и время пребывания уменьшается, т.е. сепарация ухудшается.
- К такому отделителю жидкости легко соединить два или более испарителей или испаритель с двойным выходом. Двойные входы сепаратора уменьшают вдвое и скорость, и расстояние сепарации, в результате эффективность остается прежней.

Вертикальный отделитель жидкости (рис. 2 Г) имеет следующие особенности:

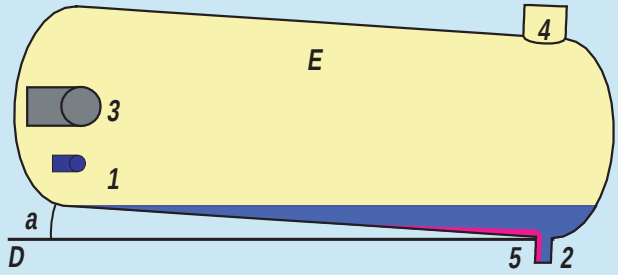
- Поток пара в основном направлен вверх. Если скорость потока меньше скорости сепарации (см. ниже), капли отделяются. Изменение содержания жидкости вызывает значительное изменение уровня жидкости в сепараторе.
- Уровень жидкости не влияет на скорость пара.
- Уровень жидкости легко колеблется, что приводит к изменениям сигнала, управляющего регулирующим вентилем, и затрудняет сепарацию масла.
- Отделитель жидкости этого типа занимает меньшую площадь, но больше места по высоте.
- Не следует путать вертикальный сепаратор с циклоном. Циклон отделяет частицы или капли посредством подачи в аппарат пара в тангенциальном направлении и с высокой скоростью, что создает большую ***центробежную силу***, под действием которой и происходит сепарация. Сепарация очень эффективна, но падение давления тоже очень велико.
- К такому отделителю жидкости трудно присоединить два или больше испарителей или испаритель с двумя выходами.



A. Как можно большую часть общей длины нужно использовать для сепарации.

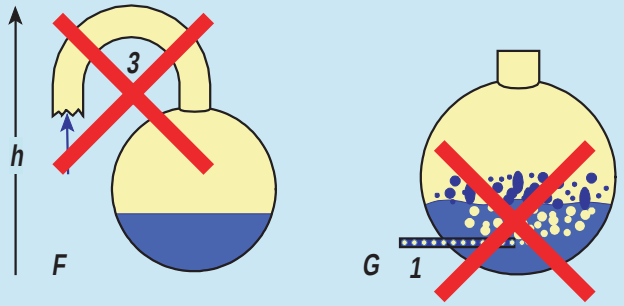
B. Брызгозащитные пластины (9) предохраняют массу жидкости от колебаний, особенно возле тангенциально направленных входов.

C. Два, а лучше три смотровых окошка (6), для освещения и визуального контроля являются недорогим средством проверки работы отделителя жидкости.



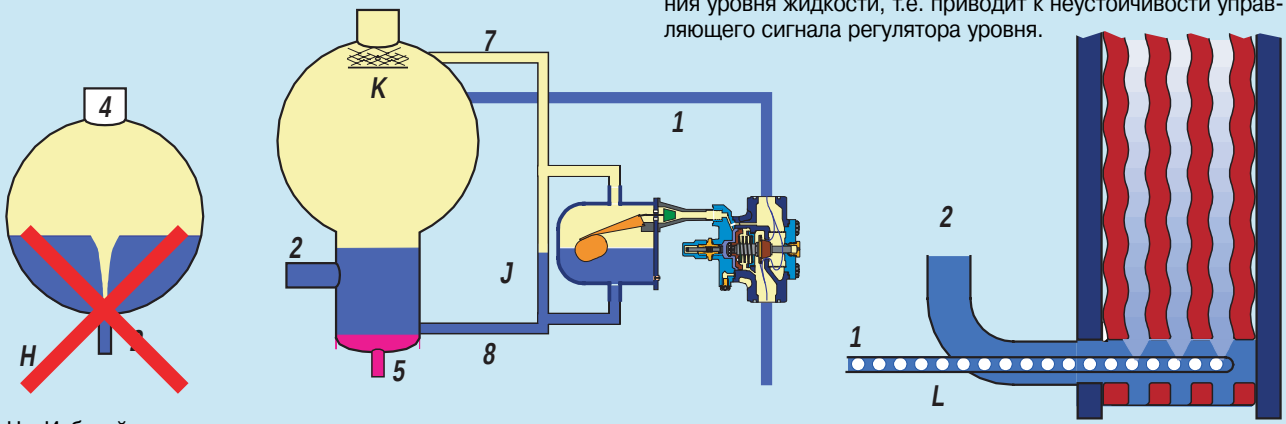
D. Наклон сепаратора помогает сливать масло в аммиачных системах. **Однако возникает опасность образования вихрей на выходе**.

E. Выходы масла и хладагента, возвращающегося в испаритель, должны размещаться как можно дальше от входов пара. Это дает время осесть мелким каплям масла, поступающим через вход 1. См. также пункт H.



F. Не используйте высокий вход, т.к. высота столба (h), определяющая гидростатический напор, и падение давления могут оказаться слишком большими.

G. Не вводите дросселированный хладагент из регулирующего вентиля вглубь жидкого хладагента. Это уменьшает образование тумана и мелких капель, но увеличивает колебания уровня жидкости, т.е. приводит к неустойчивости управляющего сигнала регулятора уровня.



H. Избегайте вертикальных выходов жидкого хладагента, т.к. в этом случае неизбежно образование вихрей. Если в испаритель попадет пар, производительность может уменьшиться, а в системе с принудительной циркуляцией это может привести к поломке насоса.

I. Верхний и нижний выходы (7 и 8), через которые присоединяется регулятор уровня (представленный здесь в виде управляющего клапана), должны отстоять друг от друга как можно дальше. Это облегчает изменение уровня жидкости, если в этом возникнет необходимость.

J. Каплеуловитель захватывает туман и мелкие капли.

K. Введение дросселированного хладагента из регулирующего вентиля в контур сепаратор-испаритель сопряжено с трудностями. Его можно вводить через эжекторный насос (как показано на рис. 2 Г) или через распределитель хладагента на входе ПТО (труба с отверстиями для подачи в каждый канал).

В обоих случаях расширение должно быть непрерывным (как в терморегулирующем вентиле), а не с двухпозиционным регулированием, как обычно делается в затопленных системах.

Рис. 06. Конструкции горизонтального отделителя жидкости

1. Парожидкостная смесь от регулирующего вентиля.
2. Циркулирующая жидкость к ПТО.
3. Возвращающаяся парожидкостная смесь из ПТО.
4. К компрессору.
5. Слив масла.
6. Смотровое окошко для визуального контроля.
7. Индикаторная труба верхнего уровня жидкости.
8. Индикаторная труба индикатора нижнего уровня жидкости.
9. Брызгозащитные пластины.

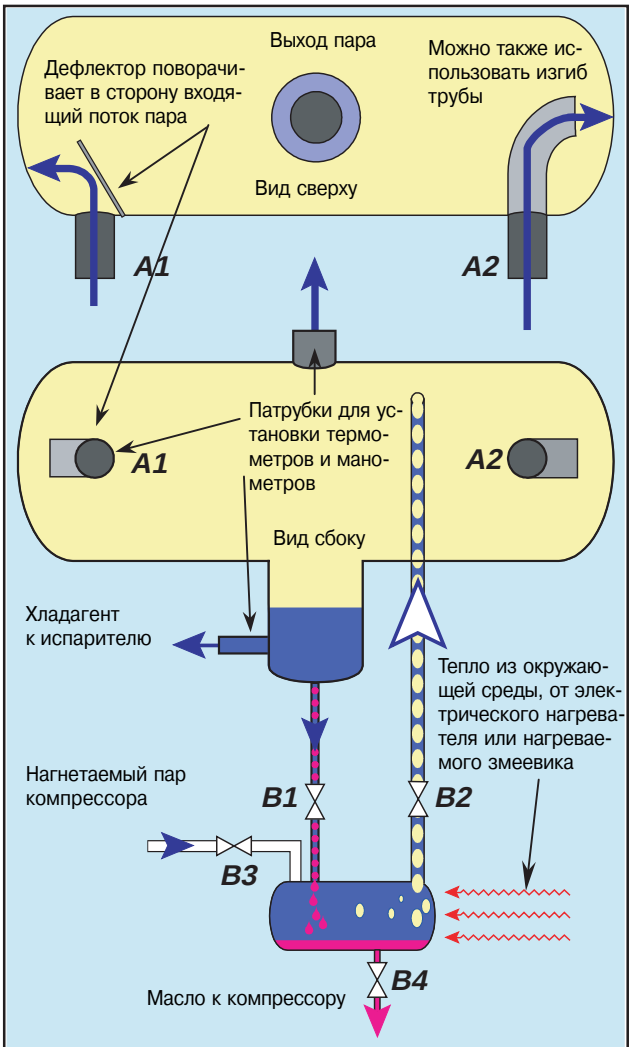


Рис. 07. Гибридный отделитель жидкости для аммиака с системой регенерации масла

Масло стекает из отделителя жидкости через трубопровод и клапан B1, а также из нижней точки контура сепаратор-испаритель (см. также главу 1, «Приложения», рис. 03 и 10) и собирается в маслосборнике.

Аммиак, попадающий вместе с маслом в маслосборник, испаряется и возвращается в испаритель через трубопровод и клапан B2. Теплота для этого испарения поступает из окружающей среды, от электрического нагревателя или нагнетаемого пара.

Когда маслосборник заполняется маслом, т.е. аммиак больше не испаряется, температура маслосборника увеличивается. Если температура испарения ниже нуля, этот хорошо заметно, т.к. иней на наружных стенках маслосборника исчезает.

В этот момент клапан B1 перекрывается на некоторое время, и остатки аммиака испаряются. Затем закрывается клапан B2, а клапаны B3 и B4 открываются. Через клапан B3 поступает пар высокого давления и выдавливает масло в систему смазки компрессора.

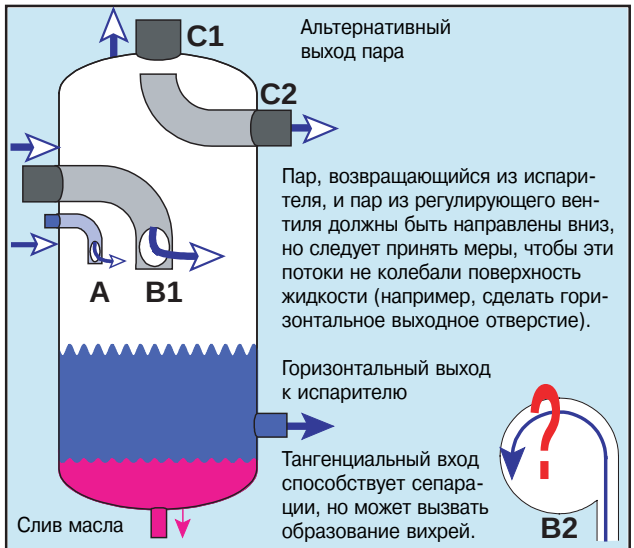


Рис. 08. Вертикальный отделитель жидкости

Жидкость перемешивается сильнее, чем в горизонтальном отделителе жидкости, что ухудшает слив масла.

Кроме проблемы со сливом масла, нестабильный уровень жидкости может вызвать проблемы управления. В этом случае управление регулирующим вентилем может осуществляться не по уровню жидкости в данном сепараторе, а по уровню в ресивере высокого давления.

Гибридный отделитель жидкости (рис. 2 Б) имеет следующие особенности:

- Он представляет собой горизонтальный сепаратор с добавленным снизу вертикальным сосудом.
- Уровень жидкости поддерживается в этом нижнем сосуде.
- Сепарация происходит в горизонтальной части.
- Скорость не зависит от уровня жидкости.
- Общий объем хладагента меньше, чем в горизонтальном отделителе жидкости.
- Уровень жидкости меньше колеблется из-за подачи хладагента из регулирующего вентиля или из-за циркуляции парожидкостной смеси.

4.7. Горизонтальные и гибридные отделители жидкости

- Пар из испарителя и, особенно, из регулирующего вентиля, нельзя направлять на поверхность жидкости. В противном случае при открытии и закрытии регулирующего вентиля могут образоваться волны, что в свою очередь повлияет на регулятор уровня, и в результате установится колебательный режим.

  Поток пара должен быть направлен в сторону стенки корпуса, а не в зону осаждения капель. Одним из решений может быть тангенциальный вход (1 и 3), как показано на рис. 06 B или 07 A1, в сочетании с брызгозащитными пластинами (8). Другое решение показано на рис. 02 B3 и 07 A2. Первое решение обеспечивает меньшее падение давления.
- Все входы и выходы должны располагаться на противоположных концах. Благодаря этому масло, поступающее с хладагентом из регулирующего вентиля, успеет осесть до выхода жидкости из сепаратора. В противном случае диспергированное масло может загрязнить испаритель.
- Смотровые стекла (6, рис. 06), одно для освещения, а другое для визуального контроля, это отличное средство проверки работы отделителя жидкости. Следует отметить, что только одно смотровое стекло практически бесполезно, особенно при температурах замерзания.
- Полезно иметь патрубки для термометров и манометров на входе и выходе испарителя.

- Парожидкостную смесь из ПТО следует возвращать в отделитель жидкости как можно более коротким трубопроводом без излишних изгибов, клапанов и других стеснений потока. Если на входе сепаратора необходим запорный вентиль, он должен иметь как можно меньшее гидравлическое сопротивление. Видимо, наилучшим типом является шаровой кран, который практически не вызывает потерь давления, затем следуют конусные и цилиндрические краны и задвижки, поворотные заслонки и, наконец, обладающие наибольшим сопротивлением проходные и угловые клапаны. Последние широко используются в качестве регулирующей арматуры.
- Если необходимо регулировать циркуляцию, регулирующие клапаны устанавливаются в жидкостную линию (рис. 2 Б).

  Обычно расход не требуется регулировать, за исключением систем с очень высоко установленным отделителем жидкости.
- После чистки системы керосином, уайт-спиритом или подобными растворителями, часть из которых остается внутри системы, возможно сильное вспенивание хладагента. Продукты разложения масла также являются пенообразующими веществами.
- В горизонтальном отделителе жидкости может возникнуть продольная стоячая волна. Она может привести неправильного определения уровня жидкости или попадания пара в трубопровод подачи жидкости.

4.8. Вертикальные отделители жидкости

В вертикальном отделителе жидкости, рис. 08, масса жидкости перемешивается сильнее, чем в горизонтальном, но вертикальные сепараторы менее чувствительны к стоячей волне. Принципы конструирования, изложенные выше в отношении горизонтальных отделителей жидкости, верны и для вертикальных аппаратов.

4.9. Итоговые замечания о конструкции отделителей жидкости

Лучшей обычно является самая простая конструкция. Отделитель жидкости, полный брызгозащитных пластин, дефлекторов, распределительных труб, патрубков и т.д., может работать хорошо, если изготовлен в соответствии с конструкторскими чертежами, но если нет, то отыскание неисправностей в таком сепараторе может стать просто невозможным. Лучше потратить деньги на увеличение размера устройства. Не забудьте о двух смотровых стеклах и патрубках для манометров и (или) термометров.

5. Терморегулирующий вентиль и испаритель непосредственного расширения

5.1. Терморегулирующий вентиль

Хладагент входит в испаритель частично испаренным. Для хладагента R22 типичная доля пара составляет 25 %. Расширение хладагента обычно происходит в терморегулирующем вентиле (ТРВ).

Одной из регулирующих переменных в ТРВ может быть температура. Но поскольку температуру непосредственно трудно использовать для регулирования, вместо нее используют соответствующее давление пара. Баллон с двухфазной смесью хладагента (или, скорее, с несколько иной смесью, по причине, которая будет объяснена ниже) устанавливается непосредственно (металл к металлу) на выходную трубу испарителя.

Этот термобаллон соединен с камерой A терморегулирующего вентиля посредством тонкой трубки (рис. 09 C). На данном этапе мы предполагаем, что камера B сообщается с атмосферой.

Давление в камере A воздействует с силой F_A на подвижную мембрану, которая давит на шток и через него на иглу клапана. Регулируемая пружина D действует на иглу с противоположной стороны с силой F_D. Как работает эта система?

Когда температура на выходе испарителя увеличивается, давление в термобаллоне и давление на мембрану соответственно растут, и игла идет вниз, увеличивая проходное сечение и пропуская больше хладагента. Усилие пружины можно регулировать винтом, увеличивая или уменьшая расход хладагента и (или) перегрев.

Это устройство работает хорошо при одном условии: температура испарения должна быть постоянна. Только один термобаллон контролирует температуру, определяя, имеется перегрев или нет. Теоретически можно иметь сменные наборы седел и игл или пружин для каждой температуры испарения.

Для увеличения рабочего диапазона ТРВ в качестве регулирующей переменной вместо температуры используем перегрев. У нас уже есть температура перегретого пара, преобразованная в давление. Из этого значения мы должны вычесть давление испарения. Его можно определить в точке, где измеряется температура - внешнее уравнивание давления, или непосредственно за точкой дросселирования - внутреннее уравнивание давления.

- ***Силы, действующие в канале вентиля.*** Прежде чем рассматривать способы уравнивания давления, требуется обсудить другие силы, действующие в ТРВ. Когда жидкость проходит через канал клапана, она создает давление, F_F, на шток. Эта сила направлена по направлению потока. На рис. 09 она стремится закрыть вентиль. Если направление потока изменяется, та же сила стремится его открыть. Иными словами, производительность вентиля зависит от направления потока. Это не обязательно недостаток; реверсивные кондиционеры обычно имеют разную производительность в режимах охлаждения и теплового насоса.

  Точное расположение штока весьма затруднительно, поскольку создаваемые потоком силы меняются, иногда нерегулярно. Точность позиционирования штока особенно важна при низкой производительности большого вентиля. В этом случае игла расположена очень близко от седла, и даже небольшие перемещения вызывают заметные изменения расхода.

  Возможным решением является узел с двумя седлами и двумя иглами на общем штоке, причем хладагент течет через эти седла в противоположных направлениях, см. рис. 09E. Силы потока F_{FA} и F_{FB} компенсируют друг друга, и положение штока зависит только от сил F_A, F_B и F_C.

  Различные изготовители ТРВ разрабатывают различные конструкции.

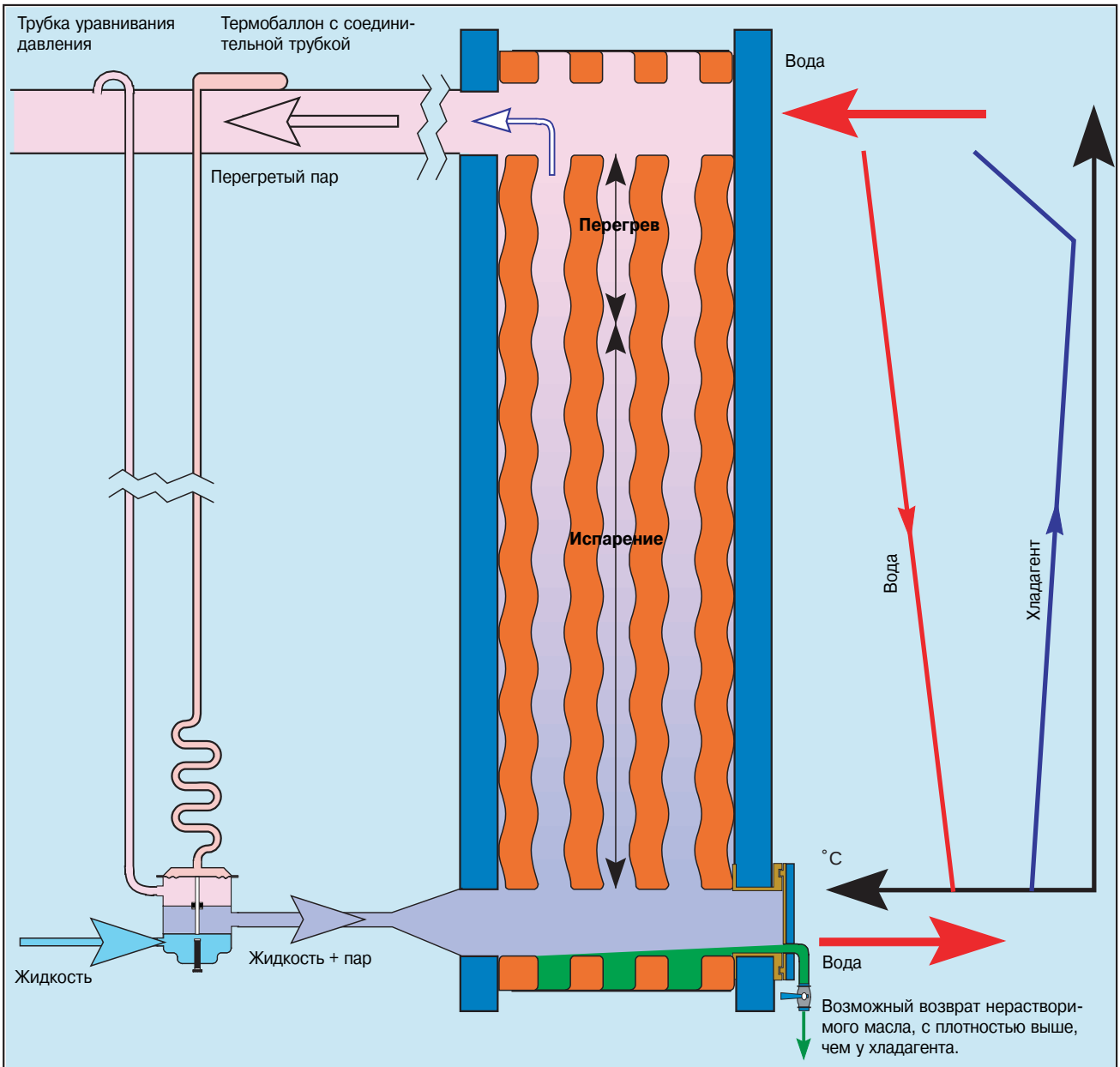
- ***Внешнее уравнивание давления.*** Очевидно, что контроль давления и температуры в одной точке более корректен. Однако в этом случае требуется добавить линию внешнего уравнивания давления.

  Небольшая трубка подсоединяется к выходу испарителя вниз по потоку от термобаллона. По этой трубке давление передается в камеру B, где воздействует на нижнюю сторону мембраны в направлении, противоположном давлению термобаллона. Чтобы понять работу вентиля, рассмотрим следующий пример для двух температур испарения, 0 и -20 °C, с перегревом 5 K в обоих случаях.

Температура испарения: 0 °C. Давление пара: 4,95 бар
Температура термобаллона: 5 °C. Давление в термобаллоне: 5,81 бар
Усилие на игле: (F_A - F_B) ~ (5,81 - 4,95) = 0,86 бар
Температура испарения: -20 °C. Давление пара: 2,44 бар
Температура термобаллона: -15 °C. Давление в термобаллоне : 2,94 бар
Усилие на игле: (F_A - F_B) ~ (2,94 - 2,44) = 0,50 бар

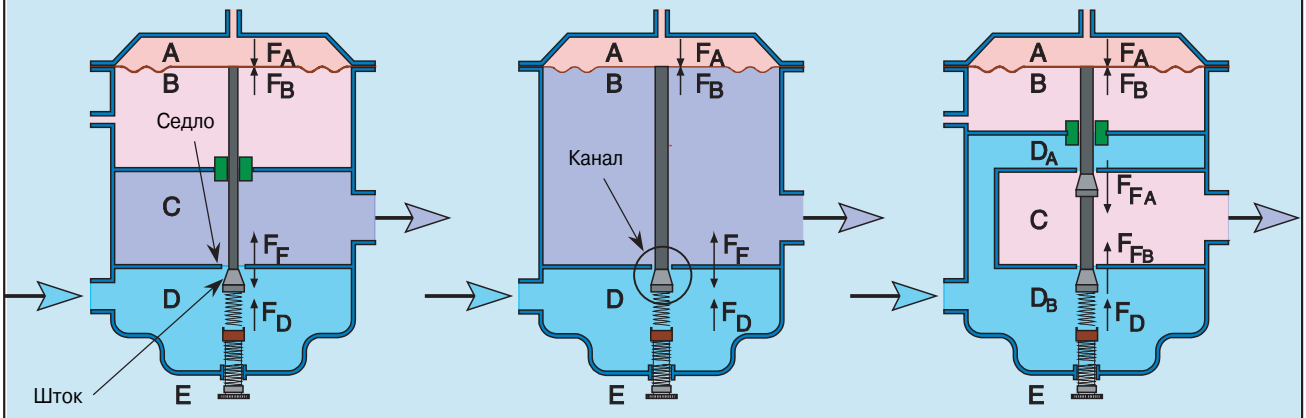
Таким образом, в ТРВ без уравнивания давления сила, действующая на шток, изменяется в диапазоне от 2,44 до 4,95 бар, т.е. в отношении 2,03:1, в то время как в ТРВ с уравниванием давления эта сила изменяется в диапазоне от 0,5 до 0,86, т.е. в отношении 1,72:1.

Диапазон изменения силы, действующей на шток, уменьшился, но недостаточно, чтобы оправдать уравнивание давлений. Теперь становится ясно, почему состав для заполнения термо-



A. Испаритель непосредственного расширения с терморегулирующим вентилем с внешним уравниванием

B. Температурный профиль в испарителе непосредственного расширения



C. Терморегулирующий вентиль с внешним уравниванием давления

D. Терморегулирующий вентиль с внутренним уравниванием давления

E. Терморегулирующий вентиль с симметричными каналами

Рис. 09. Терморегулирующий вентиль

баллона должен отличаться от хладагента. Если бы давление в термобаллоне при -15 °C осталось тем же – 2,94 бар, а при 5 °C давление в термобаллоне составило 5,45 бар, то при обеих температурах испарения сила, действующая на шток, была бы пропорциональна 0,50 бар. В этом случае положение регулировочного винта перегрева для любого заданного значения перегрева будет одинаковым для обеих температур испарения.

- ***Внутреннее уравнивание давления.*** Более простым по устройству является терморегулирующий вентиль с внутренним уравниванием давления, рис. 09 D. Здесь просто убрана перегородка между камерами C и D, и давление после дросселирования непосредственно действует на нижнюю сторону мембраны. Таким образом, температура контролируется после испарителя, а давление перед испарителем. По этой причине терморегулирующий вентиль с внутренним уравниванием давления рекомендуется использовать в следующих случаях.

  А. Для испарителей с незначительным перепадом давления, т.е. таких, где выходное давление равно входному давлению.

  Б. Для испарителей с постоянным перепадом давления.

  Поскольку перепад давления в ППТО сравнительно велик, для них не следует применять терморегулирующие вентили с внутренним уравниванием давления.

- ***Ограничения.*** Итак, терморегулирующий вентиль предназначен для регулирования расхода хладагента и, следовательно, производительности испарителя, при условии, что из испарителя выходит перегретый пар. Его нельзя использовать для поддержания заданного расхода двухфазного хладагента на выходе испарителя, а также для регулирования давления испарения.

5.2. Назначение перегрева

- ***Защита компрессора.*** Если капли хладагента попадают в компрессор, это может вызвать «гидравлический удар», т.е. резкий скачок давления при испарении жидкого хладагента вследствие повышения температуры при сжатии в компрессоре.

  Вследствие такого дополнительного увеличения количества пара давление поднимается выше, чем при сжатии нормального количества пара. Компрессор перегружается и может выйти из строя. «Гидравлический удар» не является следствием несжимаемости жидкость, как иногда считают. В паре, всасываемом компрессором, иногда содержится значительное количество (до 5 %) «несжимаемых» капель масла, но они не вызывают гидравлического удара.

  Кроме опасности гидравлического удара, капли хладагента могут вымыть масло, и тогда компрессор может заклинить.

  Наиболее чувствительны к «гидравлическому удару» негерметичные поршневые и спиральные компрессоры, а наименее чувствительны винтовые и турбокомпрессоры.

  Пар перегревается, чтобы обеспечить полное испарение жидкости перед подачей пара в компрессор. Сколько жидкости может испариться?

  Пример: хладагент R22 с температурой насыщения 0 °C и с перегревом +5 K может содержать до 1,8 % жидких капель. Эти капли испаряются, и в результате получается 100 % насыщенный пар с температурой 0 °C.

  Пар аммиака, содержащий 1,8 % жидкости, необходимо перегреть почти на 11 K для испарения всей жидкости, тем самым значительно уменьшая эффективную разность температур для охлаждения воды.

  Это одна из причин, почему аммиачные холодильные установки обычно используют затопленные испарители, в которых нет перегрева пара.

- ***Управление терморегулирующим вентилем.*** ТРВ пропускает определенное количество хладагента, которое регулируется по перегреву после испарителя. Почему?

  Для ответа на этот вопрос представьте, что произойдет, если на выходе испарителя должен быть насыщенный пар или даже влажный пар, содержащий, скажем, 1 % жидкости. Какую регулирующую переменную можно использовать, чтобы обеспечить 1 % жидкости на выходе?

  К сожалению, очень трудно найти такую переменную. Нельзя использовать давление и (или) температуру, т.к. они одинаковы, как для смеси с 1 %, так и с 99 % жидкости. Можно определять количество жидкости по средней плотности, но на практике крайне трудно или даже невозможно контролировать данный параметр.

  Можно использовать рассеяние или поглощение света для детектирования капель жидкости, но тогда необходимо присутствие определенного количества жидких хладагентов.

  Еще можно было бы также применить микрофон для определения звуков «гидравлического удара» в компрессоре и управления терморегулирующим вентилем на основе этих измерений.

  Когда пар начинает перегреваться, ситуация изменяется. Тогда температурная кривая и кривая давления строятся независимо, предоставляя набор двух переменных для регулирования. Если перегрев увеличивается, т.е. испаритель работает не на полную мощность, ТРВ открывается и пропускает больше хладагента.

  Если перегрев уменьшается, т.е. испаритель работает с мощностью выше номинальной, ТРВ закрывается и уменьшает подачу хладагента.

5.3. Испаритель непосредственного расширения

При подъеме насыщенной двухфазной смеси в испарителе давление падает. Это объясняется уменьшением перепада давления и, в меньшей степени, увеличением высоты столба.

Вследствие такого уменьшения давления и в силу взаимозависимости температуры и давления, температура в аппарате уменьшается от точки входа до точки полного испарения хладагента. После этого пар, который больше не находится в равновесии с жидкостью, начинает перегреваться. Значения перегрева меняются, но типичным для хладагента R22 является 5 K. См. температурный профиль на рис. 09 B. Обратите внимание на разницу в профилях по сравнению с термосифонным испарителем (рис. 03 Б).

5.4. Система терморегулирующий вентиль - испаритель

5.4.1. Заполнение термобаллона

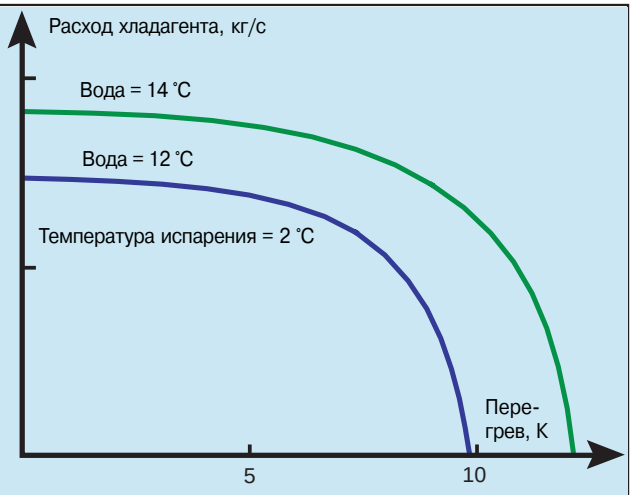
Было разработано много типов наполнителей термобаллонов для управления испарителем. От них зависят характеристики ТРВ при различных температурах испарения, в момент пуска и остановки, и т.д. Имеется три основных типа заполнения.

- ***Жидкое заполнение.*** Термобаллон содержит и пар, и жидкость во всем рабочем диапазоне температур. В других частях устройства (в трубке и в камере ТРВ) может находиться только жидкость.

  Если температура термобаллона выше температуры других частей системы, хладагент перетекает в эти части и может полностью заполнить их жидкой фазой. Давление в системе определяется давлением в компоненте с двухфазным наполнением, т.е. в термобаллоне.

  Если температура термобаллона ниже температуры других частей системы, жидкость в этих частях испаряется и в них остается только пар. Давление в системе по-прежнему задается давлением в компоненте с двухфазным наполнением, т.е. в термобаллоне.

А. Характеристическая кривая ТРВ
Вентиль остается закрытым, пока перегрев не увеличится до определенного значения - статического перегрева. Затем он открывается и расход хладагента (пропускная способность ТРВ) увеличивается до полного открытия клапана. На рисунке показаны кривые для различных уставок статического перегрева. В данном случае пропускная способность линейно зависит от перегрева.



Б. Характеристическая кривая испарителя
Когда расход хладагента (пропускная способность ТРВ) имеет максимальное значение, перегрев равен нулю. Если расход уменьшается, перегрев увеличивается и достигает максимума при нулевом расходе (максимальный перегрев определяется входной температурой охлаждаемой среды). На рисунке показаны кривые для двух входных температур охлаждаемой среды (10 и 12 °С).

Рис. 10. Характеристические кривые ТРВ и испарителя

- ***Перекрестное заполнение.*** Кривая упругости пара для заполнения термобаллона имеет меньший наклон, чем аналогичная кривая для хладагента, т.е. при некоторой температуре кривые давления пересекаются, и затем с увеличением температуры увеличивается перегрев.

  Для низкотемпературных систем это является преимуществом. Когда система начинает работу, температура и, соответственно, пропускная способность ТРВ, как правило, намного выше нормальных рабочих значений, поэтому требуется высокий перегрев, чтобы ограничить расход хладагента через испаритель и не допустить попадания жидкого хладагента в компрессор.

- ***Паровое заполнение.*** Вся система заполнена в основном паром, небольшое количество жидкости содержится в термобаллоне. Выше определенной температуры вся жидкость испаряется. После этого давление в термобаллоне растет очень медленно, тогда как давление испарения продолжает увеличиваться экспоненциально. В результате ТРВ закрывается выше определенной температуры/давления.

  Такой МРД вентиль (МРД – максимальное рабочее давление) снижает нагрузку компрессоров с двигателями, имеющими низкий крутящий момент при пуске. Излишнее давление при пуске могло бы сжечь двигатель. Недостаток такого ТРВ в том, что термобаллон должен всегда быть самой холодной частью системы термобаллон-ТРВ. В противном случае жидкость переместится в более холодную часть системы, от которой теперь будет зависеть состояние ТРВ. Такой ТРВ отличается быстрой реакцией на температурные изменения.

- ***Абсорбционное заполнение.*** Система заполняется газом, а термобаллон заполняется абсорбентом. Чем холоднее термобаллон, тем больше газа он поглощает. Такой ТРВ реагирует только на температуру термобаллона и не является вентилем МРД типа.

5.4.3. Характеристическая кривая ТРВ

Даже при выключенном компрессоре пружина прижимает иглу к седлу, т.е. клапан остается закрытым до тех пор, пока усилие со стороны мембраны меньше или равно усилию пружины. Игла поднимается, когда усилие мембраны достигает значения, соответствующего определенному перегреву - статическому перегреву.

Для того чтобы создать необходимый поток хладагента, требуется дальнейший перегрев - перегрев открывания. Сумма этих двух перегревов называется рабочим перегревом и должна равняться перегреву на выходе испарителя при требуемой производительности. На рис. 10 А показана характеристическая кривая для типичного ТРВ. Обычно терморегулирующий вентиль настраивается на заводе на определенный статический перегрев. Его можно изменять поворотом регулировочного винта Е. Это вызывает параллельный сдвиг характеристической кривой. Передаваемый на ТРВ перегрев трансформируется в соответствующее открытие клапана.

Пропускная способность ТРВ, которая может выражаться через расход или через холодопроизводительность, зависит не только от степени открытия клапана, но также от разности давлений между входом и выходом, абсолютного давления и типа хладагента. Кроме того, форма иглы клапана может быть различной, т.е. открытие необязательно представляет собой линейную функцию от перегрева. Ниже представлены некоторые другие возможные кривые.

5.4.3. Характеристическая кривая испарителя

Характеристическую кривую испарителя можно представить аналогичным образом. Независимой переменной здесь является расход хладагента, а зависимой – перегрев. Ради того чтобы облегчить сравнение с характеристической кривой ТРВ, оси этого графика ориентированы так же, как и для ТРВ, т.е. расход откладывается на оси ординат, а перегрев – на оси абсцисс. На рис. 10 Б изображена кривая для CB52-50H.

Номинальная производительность испарителя составляет 29,7 кВт, что соответствует расходу R22 694 кг/ч при температуре испарения 2 °С и перегреве 5 К. Номинальная температура воды на входе составляет 12 °С, а расход воды остается постоянным и равен 5086,5 кг/ч. Зеленая линия показывает характеристическую кривую, когда температура воды на входе увеличивается до 14 °С.

При изменении расхода R22 перегрев изменяется в соответствии с характеристической кривой. Для расхода 736 кг/ч перегрев равен нулю, а когда расход приближается к нулю, перегрев достигает максимального значения, 10 К (12 К, если входная температура воды равна 14 °С).

Кривая испарителя более сложна, чем кривая ТРВ. Перегрев зависит от расхода, температуры и типа охлаждаемой среды. Очень трудно правильно рассчитать тепловые характеристики испарителя, т.к. они зависят от многих параметров (например, чистоты обработки поверхности), которые трудно сопоставлять, поведение потока не до конца изучено и т.д.

5.5. Согласование ТРВ с испарителем

5.5.1. Рабочая точка

При согласовании терморегулирующего вентиля с испарителем следует оценить две характеристики в фактической рабочей точке:

- *требуемая производительность*
- *стабильность системы.*

Рабочую точку системы ТРВ-испаритель определить очень легко - просто наложите характеристическую кривую испарителя на кривую терморегулирующего вентиля. Пересечение двух кривых является фактической рабочей точкой. В рабочей точке хладагент с определенным расходом перегревается до значения, при котором терморегулирующий вентиль обеспечивает именно этот расход (см. рис. 11).

5.5.2. Производительность системы ТРВ-испаритель

По рабочей точке легко определить производительность системы, представленной на рис. 11 А. Однако эта производительность равна всего 27 кВт, т.е. меньше номинального значения 29,7 кВт. Что следует сделать, чтобы получить номинальную производительность?

Один из способов – увеличить размер испарителя. Зеленая линия на рис. 11 А – это кривая для CB50-60H. Ее пересечение с кривой ТРВ дает производительность около 29,7 кВт. Однако перегрев увеличился почти до 8 K, что едва ли приемлемо.

Другой способ - установить вентиль с большей пропускной способностью. Такое решение представлено на рис. 11 Б. Пересечение кривых ТРВ и испарителя дает производительность около 29,7 кВт при перегреве 5 K. Кривая для этого ТРВ имеет больший наклон, чем для предыдущего, что может вызвать неустойчивость системы (см. ниже).

На рис. 11 Б красной линией изображена работа ТРВ с недостаточной пропускной способностью. Пересечение кривых ТРВ и испарителя происходит в зоне, где вентиль полностью открыт. Помимо того, что пропускная способность недостаточна, в этой зоне вентиль практически не регулирует перегрев.

Следует иметь в виду, что ТРВ является регулирующим прибором, отрабатывающим пропорциональный закон, т.е. он может управлять только перегревом при определенной холодопроизводительности.

Пример. Рассмотрим работу конденсатора-испарителя в каскадной системе. Терморегулирующий вентиль имеет пропускную способность 60 кВт при перегреве 6 K, что вполне соответствует производительности трех компрессоров, питающих аппарат со стороны конденсации. Что произойдет, если работает только один компрессор?

Производительность упадет до одной трети, 20 кВт. В конденсаторе-испарителе средняя разность температур уменьшается до 1/3, т.е. снижается температура конденсации. Чтобы ТРВ обеспечивал такую производительность, **перегрев должен уменьшиться** до 4 K при условии, что статический перегрев равен 3 K. При таком незначительном перегреве (перегрев открывания всего 1 K) ТРВ работает очень неустойчиво (см. также главу **1, «Приложения»,** § 11, и § 6.7 в данной главе).

Заключение. Очень важно, чтобы ТРВ и испаритель были согласованы, т.е. чтобы ТРВ обеспечивал требуемую производительность при перегреве, который имеется на выходе испарителя испаритель при данной производительности. Рабочая точка должна быть такой, чтобы ТРВ мог выполнять регулирование в зоне слева и справа от рабочей точки. Как правило, допустимая пропускная способность ТРВ может превышать номинальную приблизительно на 20 %, что предоставляет достаточный диапазон регулирования при номинальной производительности.

5.5.3. Устойчивость контура ТРВ-испаритель

Помимо того, что система ТРВ-испаритель должна обеспечить требуемую производительность, ее работа должна быть устойчивой. Явление, при котором вентиль колеблется между почти закрытым состоянием и почти открытым состоянием, специалисты по холодильной технике обычно называют колебанием клапана.

Возможны различные причины колебательных процессов и неустойчивости в холодильных системах.

- ***Шум.*** Здесь мы постараемся адаптировать термины, применяющиеся для систем управления. Шум - это появление случайных неравномерностей переменной; самым известным примером, давшим начало данному термину, является шум плохо настроенного радиоприемника.
- ***Самовозбуждение.*** Самовозбуждение возникает, например, в системе громкой связи, состоящей из микрофона, усилителя и громкоговорителя, когда микрофон поднесен слишком близко к громкоговорителю или когда усиление слишком велико. В результате раздается пронзительный свист. Это происходит в контурах с положительной обратной связью, т.е. там, где выходной сигнал устройства вновь подается на вход и усиливает себя.

  В холодильных установках имеется множество систем с обратной связью, в частности, контур ТРВ-испаритель. Фактически, вся холодильная система является единой системой с обратной связью. В такой системе колебательные процессы могут возникать, даже если все индивидуальные компоненты работают без существенного шума и какой-либо неустойчивости.
- ***Постоянное изменение рабочих параметров, осо***бенно действующих противоположным образом. Увеличение перегрева открывает ТРВ, а увеличение давления конденсации повышает расход хладагента, что приводит к закрытию ТРВ.
- ***Неустойчивая система.*** В некоторых случаях система принципиально неустойчива, например, цикл с переохладителем-перегревателем (глава **1, «Приложения»,** § 10), особенно если ТРВ устанавливается за переохладителем-перегревателем.

5.5.4. Шум в испарителе

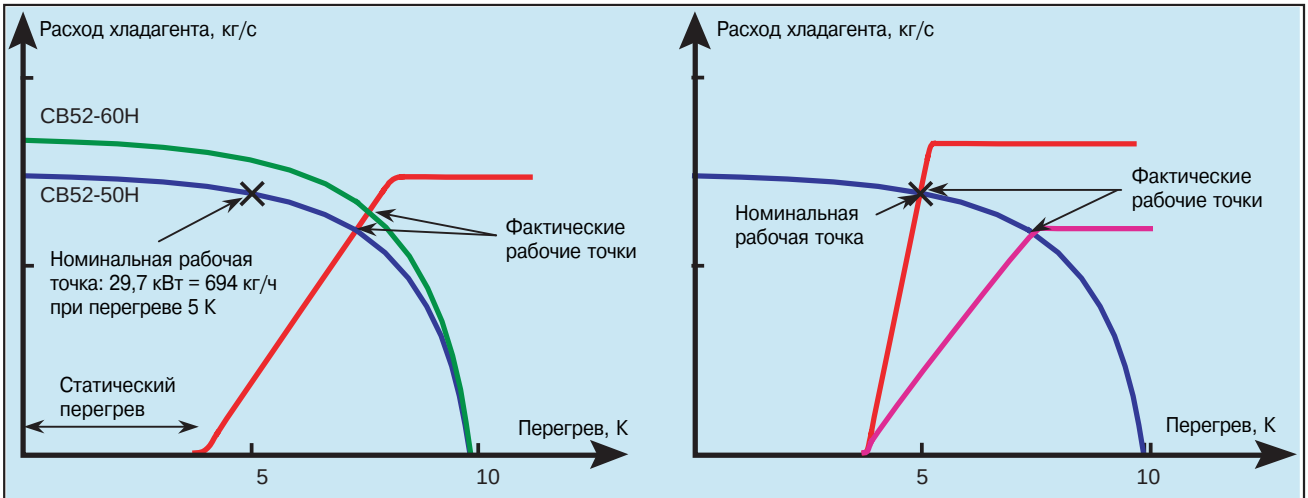
В этом параграфе термин шум используется в указанном выше смысле, т.е. обозначает одну из причин флуктуаций в системе управления, а не акустический шум.

Рассмотрим испаритель со стабильным расходом хладагента, имеющего постоянные параметры. Условия на стороне охлаждаемой среды тоже постоянны. В таком случае условия на выходе из испарителя (перегрев) также должен быть постоянными.

К сожалению, это не всегда так. Состояние пара может меняться от влажного до перегретого. Эти изменения особенно заметны при низких расходах в каналах (для воды и хладагента), т.е. при малом перепаде давления в каналах и малом перегреве. Причины заключаются в следующем.

- Случайный характер турбулентного потока, особенно потока двухфазной смеси. В канал может поступить смесь с необычно большим содержанием пара, может возникнуть обратный поток и т.д.

  Частота возникающих колебаний тем меньше, чем меньше число Рейнольдса (пропорциональное падению давления в канале). Колебания высокой частоты могут поглощаться благодаря инерции системы, но колебания низкой частоты сохраняются на выходе системы.
- В случае низкого перепада давления на стороне охлаждае-



А. Рабочая точка терморегулирующего вентиля для двух типоразмеров испарителя.
Рабочая точка определяется наложением двух характеристических кривых – ТРВ и испарителя. Точка пересечения кривых дает фактические рабочие условия - около 7,6 K при расходе хладагента 654 кг/ч для испарителя меньшего типоразмера и 7,9 K при расходе хладагента 694 кг/ч для испарителя большего типоразмера.

Б. Рабочая точка испарителя для двух типоразмеров терморегулирующего вентиля.
Предположим, что требуемая рабочая точка системы имеет параметры 5 K и 696 кг/ч. Очевидно, что терморегулирующий вентиль С слишком мал. Необходим ТРВ большего размера, который обеспечивает расход 694 кг/ч при перегреве открывания 1 K, а не 3,9 K. Маленький ТРВ, кривая которого показана на графике, при требуемом расходе полностью открыт, т.е. вышел за пределы своей зоны регулирования.

Рис. 11. Согласование ТРВ и испарителя

мой жидкости, особенно при нисходящем потоке, возможно возникновение обратных потоков из-за обусловленной температурой разницы плотности. Разница в 1 K между номинальным и реальным перегревом, очевидно, тем существеннее, чем ниже номинальный перегрев, т.е. относительный отклик ТРВ больше при низких значениях перегрева.

- Большие количества масла, особенно нерастворимого, попадающего в испаритель, могут менять поверхность теплопередачи и стать источником шума.
- Главным источником шума (строго говоря, это не шум) являются постоянные изменения рабочих параметров. В результате изменений рабочих параметров меняются расход, температура и давление хладагента, а также расход и температуры воды. Все это вызывает изменение перегрева на выходе испарителя, и ТРВ должен реагировать соответственно.

5.5.5. Кривая устойчивости испарителя

Предпринимались попытки определить необходимый перегрев, который обеспечил бы устойчивость системы. Для этого строится график зависимости пропускной способности от перегрева и на него накладывается характеристическая кривая ТРВ. Характеристическая кривая ТРВ должна приближаться к кривой устойчивости, но не пересекать ее.

К сожалению, кривая устойчивости, рис. 12 (обратите внимание, это не характеристическая кривая испарителя), имеет несколько расплывчатый характер.

Ее нельзя рассчитать, можно только измерить, и поэтому трудно или невозможно использовать на практике. Кроме того, трудно определить условия испытаний, которые были бы такими же, как расчетные условия.

Для определенных расчетных условий конкретный теплообменник обеспечивает определенный перегрев, рис. 10 Б.

Чтобы изменить перегрев для данной производительности необходимо изменить входную температуру охлаждаемой среды, температуру испарения или же размер испарителя. Это означает, что условия испытаний не могут быть такими же, как расчетные условия, так что их результат вызывает сомнения.

Более того, колебания от неустойчивого компонента в хорошо

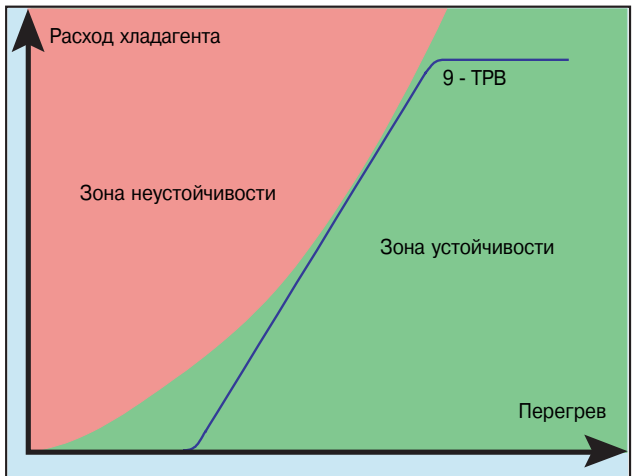


Рис. 12. Кривая стабильности испарителя

Красная зона слева показывает зону неустойчивости ТРВ. Характеристическая кривая ТРВ должна в идеале полностью находиться в зеленой зоне – зоне устойчивости.

рассчитанном контуре (см. ниже) могут затухать, что делает применение кривой стабильности еще более сомнительным.

5.5.6. Самовозбуждение в контуре ТРВ-испаритель

В системе с обратной связью, такой как контур ТРВ-испаритель, рис. 13 А, возможно возникновение колебаний. Для изучения динамических характеристик системы контур прерывается в какой-либо точке. В данном случае удобно сделать это в точке, где сигнал перегрева в испарителе подается в терморегулирующий вентиль, рис. 13 Б.

Синусоидальный сигнал перегрева передается на вход терморегулирующего вентиля. Это вызывает изменения положения иглы клапана и расхода хладагента. Изучается ответный перегрев в испарителе. Оба сигнала необходимо измерять в тех же единицах измерения, в данном случае в градусах Кельвина (K). Критерии колебательного потока (диаграмма Найквиста) можно выразить просто:

- ***отклик должен совпадать по фазе с входным сигналом,***
- ***отклик должен усиливаться.***

На рис. 13 В показаны различные варианты. В данной системе фаза и коэффициент усиления зависят от частоты, и для некоторых частот выполняются указанные выше критерии колебания. Эта частота зависит от параметров системы, таких как характеристики терморегулирующего вентиля и испарителя (рис. 11), расположение ТРВ и термобаллона, а также более трудные для определения динамические характеристики. Предположим, что мы вновь замкнем контур. Что произойдет?

- ***Отклик не в фазе, но усилен.*** Начинается новый цикл и, скорее всего, колебания будут затухать.
- ***Отклик в фазе, но ослаблен.*** Если этот сигнал подается на клапан, то на выходе испарителя он будет ослаблен еще больше, т.е. колебания замирают.
- ***Отклик в фазе и усилен.*** Если этот сигнал подается на клапан, то на выходе испарителя он усиливается еще больше, и в результате происходят самовозбуждающиеся колебания.

Какова же опасность, что синусоидальный сигнал возмущения, имеющий данную частоту, попадет в контур? Если такая частота существует, она обязательно усиливается. Любое нерегулярное возмущение, которое попадает в контур, можно представить как ряд синусоидальных волн (Фурье-анализ), и резонансная частота усиливается. Обратите внимание на сходство с аудио системами.

5.5.7. Реакция системы ТРВ-испаритель на резкое изменение температуры

Вероятно, чаще всего возмущения в холодильном контуре вызываются изменениями тепловой нагрузки. Изменяется входная температура воды и, следовательно, перегрев, вызывая ответную реакцию ТРВ. Изучение кривых ТРВ-испаритель (рис. 11) показывает, что определяющее значение имеет один параметр - относительный наклон двух кривых в рабочей точке.

Точное математическое описание динамики этой системы сложно, но осуществимо. Однако это выходит за рамки данного руководства. Здесь мы приведем упрощенный анализ двух случаев: кривая ТРВ более крутая, чем кривая испарителя, и кривая испарителя более крутая, чем кривая ТРВ (см. рис. 14).

Анализ, представленный на рис. 14, в действительности не может считаться динамическим анализом, это просто предсказание динамических характеристик системы на основе ее статических свойств. К сожалению, проведено очень мало исследований динамического поведения испарителей пластинчатых теплообменников, оснащенных ТРВ и без них.

5.5.8. Факторы, воздействующие на динамику системы ТРВ-испаритель

Итак, представляется, что характеристика ТРВ более крутая, чем характеристика испарителя, создает опасность самовозбуждающихся колебаний. Однако для этого отклик должен быть не только усилен, но и совпадать по фазе, см. рис. 13.

- Сигнал перегрева может быть ослаблен, например, установкой термобаллона дальше от испарителя. Обратное смешение пара вследствие турбулентности уменьшает амплитуду изменений.
- Изменение положения термобаллона означает, что рассматривавшийся сигнал может быть уже не в фазе, хотя сигналы других частот могут быть оказаться фазе.
- Время отклика ТРВ очень мало, если перегрев изменяется вследствие изменения давления. Изменение давления передается на ТРВ почти моментально, особенно в случае ТРВ с внутренним уравниванием (см. рис. 09). В принципе, время отклика ТРВ с внешним уравниванием можно увеличить, установив диафрагму или небольшой клапан в линии уравнивания.
- Время отклика ТРВ на изменение температуры относительно велико, т.к. при этом сначала нагревается стенка в месте соединения, затем теплота передается через стенку в термобаллон и, наконец, заполнение термобаллона изменяет фазу.
- Поэтому опасность самовозбуждающихся колебаний может быть различной для изменений перегрева, вызванных изменениями давления и температуры.
- Если статический перегрев уменьшается, т.е. кривая ТРВ перемещается влево и становится более крутой, опасность самовозбуждающихся колебаний увеличивается (см. рис. 11 А).
- Два ТРВ разного типоразмера сравниваются на рис. 11 Б. Меньший ТРВ может не обладать требуемой пропускной способностью, но менее опасен в отношении самовозбуждающихся колебаний.
- Общая масса хладагента и металла может быть разной для разных установок, и это влияет на отклик системы.
- ТРВ может иметь характеристическую кривую, показаннную на рис. 15. Такую характеристику можно получить с помощью перепуска, как внутреннего, так и внешнего, через параллельно соединенный вентиль.

5.5.9. Критерий устойчивости системы ТРВ-испаритель

Если наклон характеристической кривой ТРВ в рабочей точке больше, чем наклон кривой испарителя, то существует опасность неустойчивости *(см. рис. 16).*

5.5.10. Выбор и установка терморегулирующего вентиля

- В продаже можно найти различные ТРВ, отличающиеся заполнением термобаллонов, временем отклика, характеристиками при останове и т.д. При выборе ТРВ посоветуйтесь с изготовителем. Как правило, в требуемой рабочей точке **ТРВ и испаритель должны иметь одинаковые производительность и перегрев.** Хотя допустимо, чтобы терморегулирующий вентиль был несколько мощнее.
- Если нужно сделать выбор между двумя на первый взгляд равноценными вентилями, выбирайте тот, у которого меньше наклона характеристической кривой (см. рис. 11 Б).
- Очень трудно сформулировать абсолютные правила относительно наклона кривых ТРВ и испарителя в рабочей точке. Если наклона характеристики испарителя больше наклона характеристики ТРВ, система должна быть устойчива, хотя это не гарантировано.
- Для регулирования давления иногда применяют ТРВ типа МРД. Заметьте, что такие ТРВ могут действовать как регуляторы давления только при нормальных рабочих условиях, но не во время пуска.
- Двухседельные вентили, вероятно, будут удачным решением, особенно для режимов, при которых вентиль с высокой пропускной способностью должен работать с низкой нагрузкой. В таком режиме игла располагается очень близко к седлу, и ее малейшие движения вызывают большие отклонения рабочих параметров. См. рис. 09 Е.
- Правильно ли установлен ТРВ? ТРВ с абсорбционным или жидким заполнением может работать в любом положении, а ТРВ с паровым заполнением должен располагаться вертикально.
- Если ожидается неустойчивость системы, испаритель следует рассчитывать на более высокий перегрев, чем нормальные 5 К. Фактически, испаритель всегда проектируется с запасом, учитывая загрязнение. При этом увеличивается угол наклона, но с некоторой потерей производительности.
- Выбирайте такой ТРВ, чтобы его максимальная производительность была меньше, чем производительность испарителя при нулевом перегреве. В случае возникновения колебаний это исключит опасность попадания жидкого хладагента в компрессор.
- Рисунок 17 иллюстрирует некоторые правила по монтажу

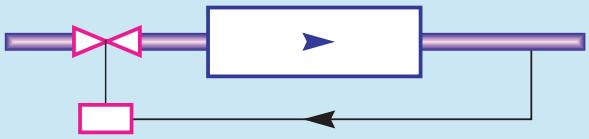


Рис. 13 А. Контур ТРВ-испаритель
Испаритель и ТРВ образуют замкнутый контур, в котором перегрев является входным сигналом для ТРВ.

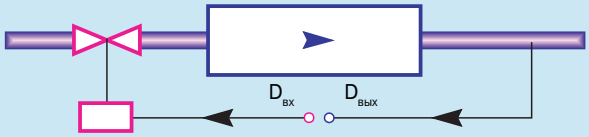


Рис. 13 Б. Разомкнутый контур ТРВ-испаритель
Контур разомкнут в цепи сигнала перегрева. Изучается влияние $D_{вх}$ на $D_{вых}$.

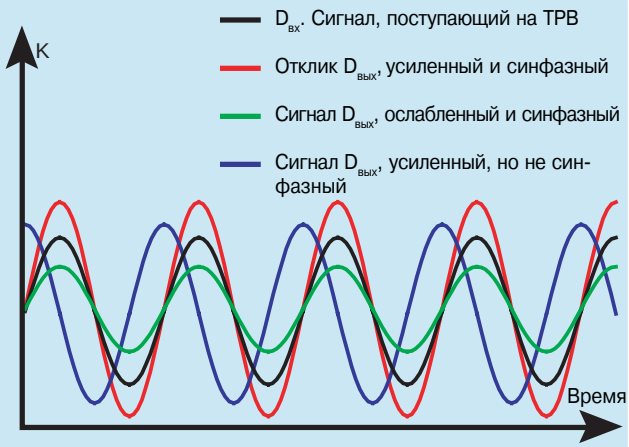


Рис. 13 В. Динамическая характеристика
На рисунке показаны возможные отклики $D_{вых}$ при синусоидальном сигнале $D_{вх}$.

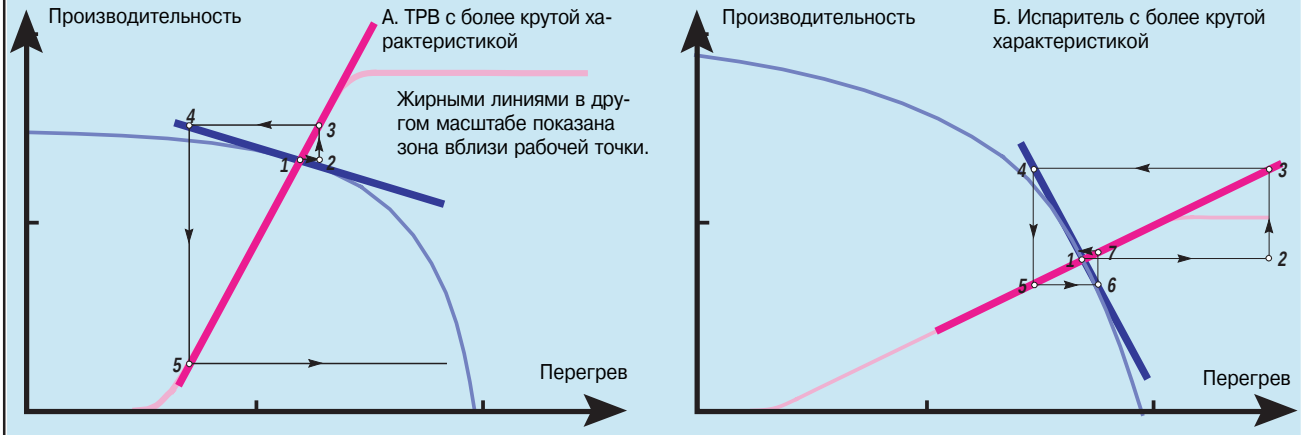


Рис. 14. Отклик на резкое изменение перегрева
Контур ТРВ-испаритель работает в установившемся режиме в рабочей точке 1.

Затем перегрев резко изменяется, например, в ответ на изменение нагрузки, принимая новое значение, точка 2.

Это новое значение соответствует иной производительности, точка 3.

Эта производительность соответствует новому перегреву, точка 4.

Производительность перемещается в точку 5, и т.д.

Как видно из рисунка, в случае А рабочая точка перемещается по раскручивающейся спирали; т.е. существует опасность самовозбуждающихся колебаний. В случае Б она перемещается по закручивающейся спирали и стремится к новому устойчивому положению.

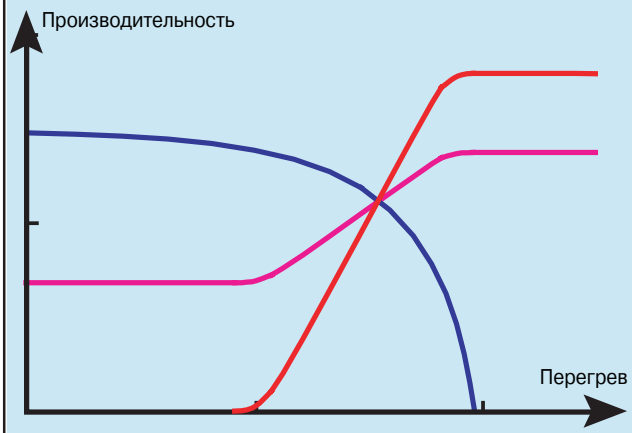


Рис. 15. ТРВ с перепуском

Перепуск, внутренний или внешний, уменьшает угол наклона в рабочей точке и делает узел более стабильным по сравнению с одним большим ТРВ.

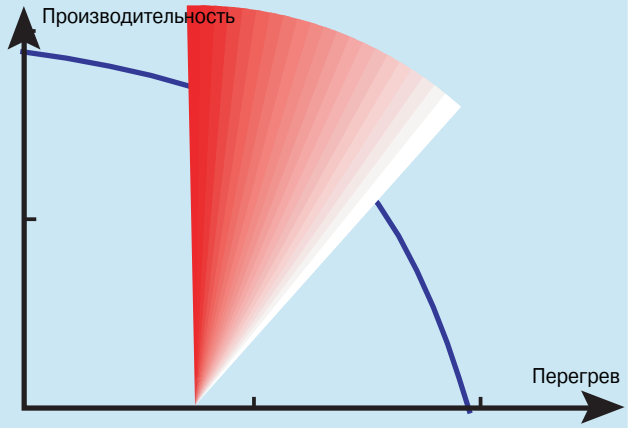


Рис. 16. Наклон кривой ТРВ

Опасность самовозбуждающихся колебаний мала или отсутствует, если характеристика ТРВ имеет такой же или меньший наклон, чем характеристика испарителя. Опасность увеличивается с увеличением наклона.

терморегулирующего вентиля. Термобаллон в данном случае показан без изоляции, но обычно он должен быть изолирован.

- Жидкий хладагент может протекать через уплотнение терморегулирующего вентиля и таким путем попадать в пар, идущий к компрессору.

  Обычно в конструкторской документации говорится, что термобаллон нужно устанавливать перед манометром, чтобы исключить неверное определение перегрева термобаллоном. Однако это означает, что фактический перегрев на входе в компрессор отличается от измеренного.

  Если расстояние между испарителем и компрессором достаточно велико, чтобы установить термобаллон через 400-600 мм после манометра, нужно это сделать. В этом случае жидкий хладагент успевает испариться, и термобаллон определяет истинный перегрев.

- При снижении давления уменьшается усилие, с которым мембрана воздействует на шток вентиля. Достаточно большое усилие является важным условием поддержания устойчивой работы. Небольшое усилие можно компенсировать большой поверхностью мембраны. Иначе говоря, из равных по прочим показателям вентилей выбирайте тот, у которого диаметр мембраны больше, что особенно существенно при работе с низкими температурами.

- Избегайте применять вентили с внутренними компонентами из пластика, так как у них меньше срок службы.

- В случае системы с непосредственным расширением и сепаратором на линии всасывания, взвесьте возможность установки термобаллона на выходе такого сепаратора. См. в данной главе § **6, Сепараторы на линии всасывания.**

- Каждый из параллельно соединенных испарителей должен иметь собственный ТРВ, поскольку двухфазную смесь трудно равномерно распределить между испарителями. См. также рис. 11а в главе **3, «Конструкция и дизайн»**.

- Вентили с шаговым двигателем не закрываются при отключении питания (и не меняют положения). Даже если такой вентиль плотно закрывается при нормальном останове системы, смонтируйте перед ним электромагнитный клапан.

- Избегайте применять вентили с широтно-импульсной модуляцией, т.е. вентили, которые остаются открытыми определенное время, см. § **6.2, Электронный регулирующий вентиль,** поскольку они могут привести к повреждению испарителя.

5.5.10. Испарители с распределителями

В случае низкой скорости потока в патрубках ППТО существует опасность, что поступающий из регулирующего вентиля двухфазный хладагент может разделиться на пар и жидкость, которые попадут в разные каналы. С другой стороны, если скорость в патрубках слишком высока и перепад давления в патрубках, соответственно, велик в сравнении с перепадом в каналах, происходит неравномерное распределение хладагента между каналами. Это общая проблема распределения между параллельными каналами, не связанная с типом каналов.

Предлагается несколько решений этой проблемы (рис. 18), но все имеют некоторые недостатки. Хорошие распределители, как Б и В на рис. 18, имеют довольно большое сопротивление и поэтому не могут использоваться в режиме конденсатора при реверсировании цикла.

Система, показанная на рис. 18 Г, состоит из предварительного смесителя и распределительной трубы, которая впрессована в пакет пластин. Такое устройство обеспечивает хорошее распределение по всем каналам без излишнего падения давления.

Эту систему можно использовать для конденсатора полной конденсации, но не для парциального конденсатора и не для распределения однофазного газообразного или жидкого хладагента.

Падение давления в этом распределителе при конденсации составляет менее 0,1 бар, что соответствует десятым долям градуса Кельвина. Поэтому мгновенное испарение хладагента не представляет проблемы, т.к. конденсат обычно переохлаждается больше чем на три градуса.

Пропускная способность терморегулирующего вентиля в этом случае должна быть выше, чем обычно, чтобы компенсировать уменьшение движущей силы.

Вероятно, хорошим общим решением является правильная установка терморегулирующего вентиля с входной трубкой минимального возможного размера.

5.6. Поиск неисправностей в системе ТРВ-испаритель

5.6.1. Гидравлический удар

Когда давление в пузырьках пара резко возрастает, пузырьки захлопываются. Если энергия движения окружающей жидкости при этом передается, например, металлической поверхности, эта поверхность может быть повреждена. Данный процесс называется кавитацией.

Сходное явление наблюдается в холодильной установке. Предположим, в установке имеется испаритель непосредственного расширения, как на рис. 02.А. Электромагнитный клапан закрывается, и из испарителя откачивается хладагент. Если ТРВ закрыт не герметично, то хладагент между электромагнитным клапаном и ТРВ испаряется. Когда электромагнитный клапан резко открывается, на этот участок попадает жидкость высокого давления. Пузырь пара захлопывается, и жидкость с большой скоростью ударяет в ТРВ, что может привести к повреждению вентиля.

Если при работе холодильной установки слышны хлопки, их источником могут быть схлопывающиеся пузыри.

5.6.2. Самовозбуждающиеся колебания

Если, несмотря на принятые меры, в системе происходят самовозбуждающиеся колебания, рекомендуется выполнить следующее.

- Попытайтесь изменить значение перегрева. Иногда (в зависимости от формы характеристической кривой ТРВ) это помогает добиться устойчивости системы.

- Переставьте термобаллон дальше от испарителя. Это ослабит колебания. Однако термобаллон нельзя устанавливать слишком близко к компрессору, иначе ТРВ не успеет среагировать на неиспарившийся хладагент и предотвратить его попадание в компрессор.

- Попробуйте полностью открыть ТРВ и поддерживать его в таком состоянии некоторое время. Сохраняются ли колебательные процессы в системе? Постарайтесь определить их источник.

- Происходят ли колебания только при низких значениях производительности? При очень малом расходе в каналах система может быть неустойчивой.

- Остаются ли неизменными расход и характеристики потока хладагента из конденсатора или ресивера жидкости?

- Имеется ли в системе регулятор перепуска горячего пара или защита от замерзания (глава **7, «Замерзание»,** § 5)? Могут ли они быть источником колебаний?

- Попробуйте увеличить разность температур между средами в испарителе. Это позволит сместить характеристическую кривую ТРВ в область, где ее наклон меньше, чем у кривой испарителя (см. рис. 11 А).

- Проверьте заправку системы хладагентом. Если она недостаточна, ресивер жидкости может оказаться пустым, и в терморегулирующий вентиль поступает нерегулярный поток хладагента. Это влияет и на устойчивость системы, и на производительность испарителя.

- Вентили МРД типа обычно меньше подвержены колебаниям.

На рисунке показан ППТО с патрубками для воды на задней плите.

1. Термобаллон должен быть установлен, как показано на рисунке, ни в коем случае не под трубой, где температура может отличаться из-за присутствия масла.

2. Манометр должен присоединяться к трубе после термобаллона (см. замечания к § 5.4.9).

3. Термобаллон и манометр рекомендуется устанавливать за изгибом на горизонтальном участке трубопровода. Изгиб действует как парожидкостной сепаратор и предотвращает ошибки измерения из-за наличия жидкого хладагента и масла.

4. Труба от терморегулирующего вентиля до входа испарителя должна быть прямой и того же диаметра, что и выход ТРВ.

5. Если расстояние между компрессором и термобаллоном и манометром слишком мало, жидкий хладагент может попасть в компрессор, так как ТРВ не успевает отреагировать на изменения нагрузки.

6. Электромагнитный клапан (на рисунке не показан) должен устанавливаться как можно ближе к терморегулирующему вентилю.

7. Выбирайте вентиль с как можно более прямым выходом. Обратите внимание на возможные повороты на пути парожидкостной смеси внутри вентиля, так как в них фазы могут разделяться под действием центробежной силы.

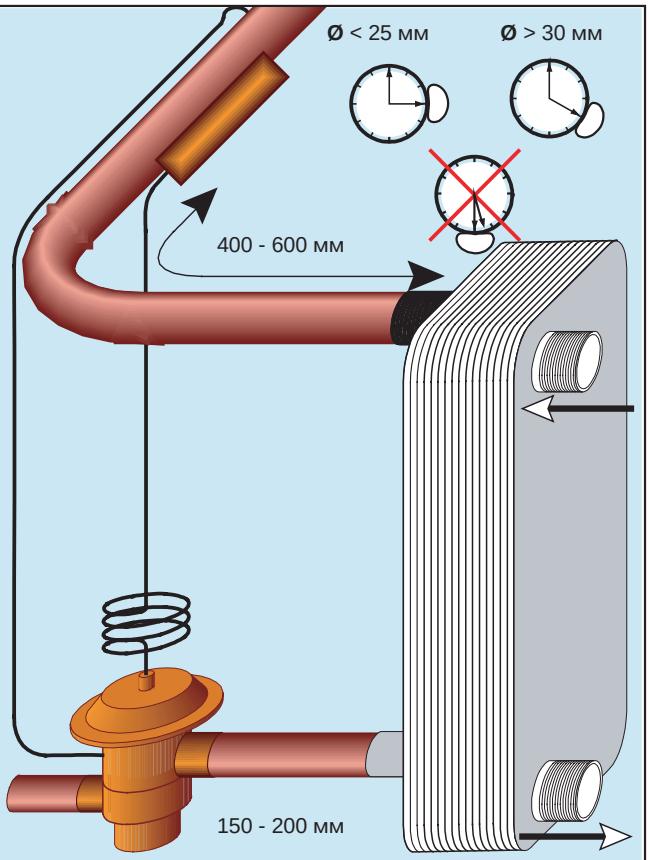


Рис. 17. Установка терморегулирующего вентиля

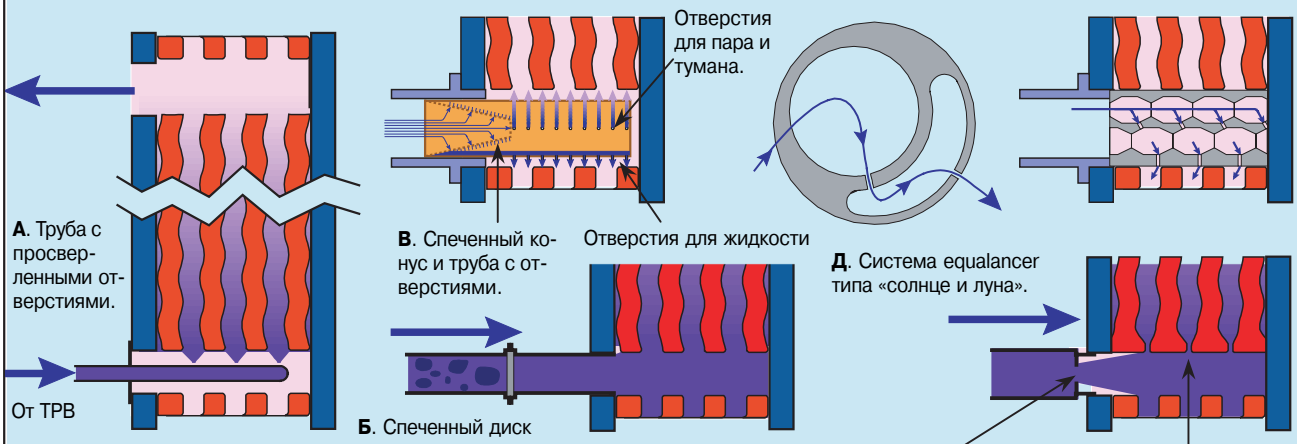


Рис. 18. Распределитель хладагента

Для улучшения распределения хладагента по каналам были разработаны различные методы. Все они имеют определенные преимущества и недостатки.

А. Во входное отверстие вставляется труба с просверленными отверстиями, обычно одно отверстие приходится на каждый второй канал. Диаметр отверстий увеличивается по мере удаления от входа. Это эффективный способ улучшить распределение в полусварных пластинчатых теплообменниках, как для аммиака, так и для фреона. Он может применяться и для паяных пластинчатых теплообменников.

Б. В трубопровод после ТРВ вставляется спеченный микропористый диск. Он разбивает жидкостные пробки и тем самым улучшает распределение. Диск легко загрязняется, и его нельзя использовать в системах с реверсированием цикла, где испаритель периодически действует в качестве конденсатора.

В. Этот распределитель сходен с предыдущим, но диск заменен конусом. После конуса смесь попадает в трубу с двумя рядами отверстий. Через нижний ряд распределяется, главным образом, жидкость, а через верхний – пар и туман хладагента. Благодаря этому жидкость успевает равномерно распределиться по длине трубы.

Г. Распределительная труба запрессована в пакет пластин, в патрубке имеется устройство предварительного смешивания. Различные варианты этих систем показали при испытаниях хорошие результаты. Данная конструкция допустима для конденсаторов полной конденсации (но не парциальных) и, следовательно, подходит для агрегатов с реверсированием цикла.

Д. Система equalancer (запатентована). Парожидкостная смесь входит в первую входную полость, которая с точки зрения топологии расположена на стороне охлаждаемой среды и отделена от нее паяным соединением между пластинами. Из входных полостей эта смесь проникает во второй ряд полостей, расположенных на стороне хладагента, и отсюда попадает в каналы. Эта конструкция обеспечивает хорошее продольное распределение, но, к сожалению, ее нельзя применять в случае однофазного потока.

5.6.3. Недостаточная производительность

- Проверьте все значения расходов, температур, перепадов давлений и т.д. Не указывают ли перепады давлений на нарушения в работе? На стеснение потока воды, избыток масла и т.д.?
- Не подается ли хладагент из одного ТРВ в несколько испарителей? Трудно обеспечить равномерное распределение двухфазной смеси между параллельными испарителями.
- Переставьте термометры местами. Неточные термометры могут не зафиксировать незначительную разность температур.
  Пример. Измеренная разность температур (в схеме с прямотоком) равна 4 K. Термометр на выходе охлаждаемой среды имеет погрешность +0,5 K, а термометр на выходе хладагента -0,5 K. При перестановке термометров местами получается разность температур в 2 K. Средняя от этих двух измерений, 3 K, ближе к истинному значению.
- Перепроверьте коэффициент теплопередачи, используя различные комбинации температур и расходов.
- Проверьте, нет ли перепадов температуры на наружной поверхности испарителя. Большие различия могут свидетельствовать о неправильном распределении на одной или на другой стороне.
- Проверьте охлаждаемую среду. Если это гликоль или аналогичная жидкость, проверьте ее концентрацию и (или) вязкость. Слишком высокая концентрация ухудшает теплопередачу, а слишком низкая может привести к образованию льда.
- Проверьте, не образуется ли лед в испарителе. Лед ухудшает теплопередачу, и выходная температура при этом может вырасти.
- Проверьте испаритель: нет ли загрязнения на стороне воды и избытка масла со стороны хладагента. Масло, особенно при низких температурах, может ухудшить работу ТРВ и заблокировать часть испарителя.
- Соответствует ли производительность конденсатора и компрессора их техническим характеристикам? Если да, то и производительность испарителя тоже должна им соответствовать. Если это не так, где-то есть неисправность.
- Если в хладагентах содержится вода, в регулирующем вентиле возможно образование льда, который будет стеснять поток.
- Нерастворимое масло, например, в аммиачной системе, может засорить клапан, особенно при низких температурах.
- Нет ли признаков механического повреждения терморегулирующего вентиля?
- Установлен ли ТРВ в соответствии с рекомендациями изготовителя?
- Правильно ли подсоединена линия уравнивания? Если она заблокирована, давление в камере B (рис. 09 C) будет равно давлению в камере C, особенно в старых или изношенных ТРВ. Это давление выше истинного давления уравнивания. ТРВ реагирует на это, как на слишком маленький перегрев, и закрывается.
- Правильно ли смонтирован термобаллон, хороший ли контакт между ним и стенкой трубопровода?
- Возможно, хладагент постоянно протекает через неисправный перепускной клапан горячего пара, что снижает производительность.
- Рассчитан ли ТРВ на данный тип хладагента?
  Пример. Система, рассчитанная на R12, модернизируется для работы на R134a. ТРВ настроен на перегрев 5 K и температуру испарения 0 °C. Вентиль рассчитан на давление от линии уравнивания 3,084 бар (R12 при 0 °C). Если температура испарения R134a равна 0 °C (2,929 бар), такой вентиль действует так, будто перегрев равен 5 °C - (-1,6 °C) (R12 при 2,929 бар) = 6,6 K, т.е. значительно выше уставки, поэтому ТРВ открывается. В данном случае это повышает производительность, но потенциально опасно для компрессора.
  Внимание! Хладагенты с температурным глайдом, такие как R407C, могут вызвать проблемы с уставками (см. главу **8, «Масла и хладагенты»**). Строго следуйте всем рекомендациям изготовителя ТРВ при смене хладагента.
- Вода в аммиаке вызывает те же проблемы. Подробнее о повышении точки кипения вследствие загрязнения водой см. в приложении.
- Отсоедините термобаллон от выходной трубы и нагрейте. Повышение температуры термобаллона заставляет вентиль увеличить пропускную способность до максимума. Возрастает ли производительность?
- Термобаллоны с определенным типом заполнения функционируют только при условии, что являются самой холодной частью системы ТРВ-термобаллон. Если ТРВ находится вне помещения, то зимой это требование может не выполняться.
- В случае протечки через уплотнение штока хладагент охлаждает мембрану. При этом ТРВ перестает работать или работает неустойчиво.
- Есть ли пар или воздух в жидкостной линии? Их присутствие увеличивает падение давления в ТРВ и в линиях, через которые проходит меньше хладагента.
- Проверьте давление в конденсаторе. Если оно слишком низкое, давление может быть недостаточным, чтобы обеспечить необходимый расход хладагента через ТРВ.
- Не наблюдается ли в системе неустойчивость, которая может понизить производительность?
- Проверьте значение перегрева на выходе испарителя. Если перегрев выше расчетного, значит, испаритель может испарить больше хладагента, т.е. работать с большей производительностью.
  В таком случае проблема находится за пределами испарителя. Каким-то образом поток хладагента к испарителю ограничен. Причиной может быть ТРВ с малой пропускной способностью, стеснение в трубопроводе, загрязненный фильтр, лед, отсутствие жидкости в ресивере и т.д. Количество испарившегося хладагента не может быть больше поступившего, и если подача недостаточна, производительность тоже будет недостаточной.
- Если ТРВ не может обеспечить пропускную способность, соответствующую измеренному перегреву, а статический перегрев установлен на минимум, невозможно увеличить производительность системы (см. рис. 11). Установленный параллельно ручной вентиль может увеличить производительность и предотвратить самовозбуждающиеся колебания в системе (см. рис. 15).
- Проверьте температуру на входе регулирующего вентиля. Если хладагент достаточно переохлажден, например, в экономайзере, он меньше испаряется в ТРВ, чем при поступлении с температурой конденсации. Чем меньше содержание пара, тем меньше коэффициент теплопередачи, соответственно, понижается производительность.
- Проверьте, не выходит ли из испарителя жидкий хладагент? Причиной может быть неисправность распределителя, неправильный тип кассеты, закупоривание на стороне рассола и т.д. В результате жидкий хладагент выходит из каких-то каналов и вызывает занижение перегрева, определяемого термобаллоном. В результате вентиль закрывается.
- Вышеописанное нарушение работы особенно опасно, если ТРВ расположен слишком близко к испарителю.

5.6.4. Слишком низкое давление всасывания

Слишком низкое давление всасывания проявляется следующим образом.

- Слишком низкая температура испарения и, как следствие, опасность замерзания.
- При значительном снижении реле низкого давления отключает компрессор.

Причина слишком низкого давления всасывания в несогласованности мощности компрессора и испарителя, компрессор всасывает больше пара, чем производит испаритель. Это может зависеть от следующего.

- Слишком большой компрессор или компрессор с неисправным механизмом управления, например, золотником в случае спирального компрессора.
- Значительная неравномерность распределения на какой-либо стороне испарителя.
- Загрязненный, поврежденный или недостаточно мощный ТРВ.
- Слишком малое давление конденсации.
- Пар в линии конденсата перед ТРВ.
- Утечка из ТРВ через линию уравнивания.

Пример. Реле низкого давления выключает компрессор уста-

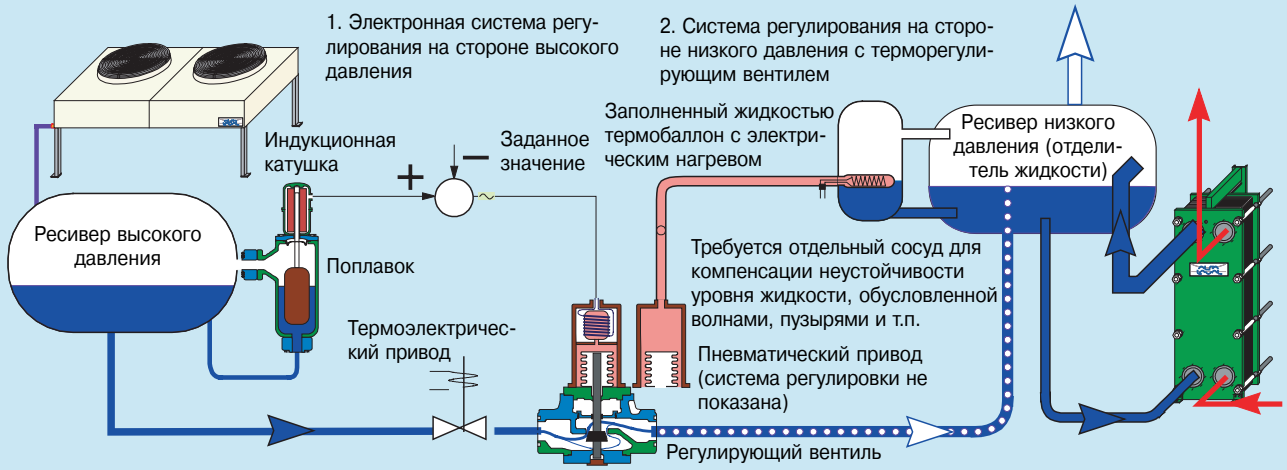


Рис. 19. Управление регулирующим вентилем в затопленном испарителе

1. При повышении уровня жидкости в ресивере высокого давления в соединенном с ним регуляторе поднимается поплавок и перемещает сердечник в индукционную катушку. Ее электрические характеристики изменяются, и электронный регулятор передает сигнал в тепловой двигатель. Давление в жидкостном заполнении растет, и вентиль открывается, выпуская хладагент из ресивера высокого давления.

Регулятор высокого давления имеет то преимущество, что он работает с относительно устойчивым уровнем жидкости. Однако он чувствителен к заполнению системы жидкостью. При малом количестве жидкости ее уровень может быть недостаточным, чтобы обеспечить требуемую производительность; при избыточном возможно затопление ресивера низкого давления и попадание жидкости в испаритель.

2. Когда уровень жидкости поднимается выше термобаллона, тепловой поток направлен от термобаллона, давление в нем падает, и ТРВ закрывается. Когда уровень жидкости падает, тепловой поток направлен к термобаллону; давление растет, открывая ТРВ. В принципе, это модифицированный терморегулирующий вентиль.

Регулятор низкого давления менее чувствителен к заполнению жидкостью, чем регулятор высокого давления. Однако при останове установки уровень жидкости падает, т.к. в испарителе нет пара и в него перетекает жидкость. Регулирующий вентиль открывается, и отделитель жидкости наполняется. В результате при пуске жидкость может попасть в компрессор. Для предотвращения перетекания жидкости в отделитель жидкости используется электромагнитный клапан, который закрывается при останове компрессора.

новки с испарителем непосредственного расширения приблизительно через 90 секунд работы. Тщательная проверка не обнаружила никаких нарушений.

Инфракрасная камера показала, что в первые несколько секунд после пуска температура понижается за ТРВ и на входе испарителя. На выходе испарителя температура не менялась, но, как ни странно, понижалась в линии всасывания далеко от испарителя.

Наконец, после съемки присоединения линии уравнивания к линии всасывания причина прояснилась. Линия уравнивания подходит вертикально к верхней части горизонтальной линии всасывания.

При пуске изображение было низкоконтрастным оранжевым, что указывает на равенство температур. Через некоторое время линия уравнивания становилась синей, т.е. температура опускалась ниже нуля, затем то же происходило на нижней стороне линии всасывания, прямо под входом линии уравнивания.

Исследование ТРВ показало, что в данном вентиле конденсат высокого давления протекал через сальник штока. (А при реверсировании потока протекал бы в камеру С, см. рис. 09, стр. 83.)

Утечка через сальник повышает давление с внутренней стороны мембраны и закрывает вентиль. На входе уравнительной линии в линию всасывания было сужение, потому до этого сужения давление не падало. Замена вентиля решила проблему.

- Недостаточно мощный или загрязненный испаритель или испаритель с очень большим сопротивлением.
- Недостаточный расход рассола. Очевидно, если в испаритель поступает мало рассола, пар не образуется.

  Паяные пластинчатые теплообменники, не предназначенные для хладагента

  Такие пластинчатые теплообменники не следует использовать в качестве испарителей по следующим причинам.

- В ППТО этого типа обычно имеется одинаковое количество каналов с каждой стороны (нечетное число пластин), т.е. один канал с каждой стороны оказывается крайним в пакете пластин и примыкает к плите.

  У этого канала теплопередающая пластина находится только с одной стороны. Из-за этого не весь хладагент в этом канале испарится, и общий перегрев будет ниже. Это особенно заметно на ППТО с менее чем 30 пластинами, особенно если этот «половинный» канал расположен рядом с выходным патрубком (см., однако, § 6.2). Пониженный перегрев означает, что терморегулирующий вентиль закроется и пропустит меньше хладагента. Регулятор производительности реагирует на это, уменьшая температуру испарения, в результате возникает ***опасность замерзания.***

- В некоторых таких ППТО имеется открытое пространство между первой гофрированной пластиной и плитой. Если углы между гофрами направлены вниз, в них собирается и замерзает вода (см. главу «Замерзание», рис 01 С).
- Эти ППТО имеют четыре резьбовых патрубка. Их очень трудно соединять пайкой, т.к. большая масса резьбового патрубка приводит к опасности перегрева.

6. Регулирование

6.1. Расширение хладагента в затопленном испарителе

В этих испарителях, в отличие от испарителей непосредственного расширения, дросселирование хладагента редко регулируется по перегреву. Здесь просто нет перегрева или разности температур между входом и выходом, которые можно было бы использовать в качестве регулирующих переменных.

Вместо этого регулирующий вентиль управляется по уровню

жидкости в ресивере высокого или низкого давления. При увеличении уровня жидкости регулятор на стороне высокого давления должен открывать вентиль, а регулятор на стороне низкого давления – закрывать. Контроль уровня может быть механическим, по температуре, по поглощению света и т.д. (см. рис. 02 Б, 06 J и 19, на которых представлены некоторые возможные конструкции).

В установках с единственным испарителем обычно используется регулятор на стороне высокого давления. При наличии нескольких параллельных испарителей (каждый с собственным регулятором) предпочтительнее регуляторы на стороне низкого давления.

В отличие от испарителей непосредственного расширения затопленные испарители могут оборудоваться регулирующими вентилями с широтно-импульсной модуляцией. Сепаратор действует в качестве огромного демпфирующего устройства, который сглаживает флуктуации работы вентиля.

В качестве затопленных испарителей часто используются ПСПТО, которые в любом случае менее чувствительны к пульсациям.

6.2. Электронный регулирующий вентиль

Простой терморегулирующий вентиль, описание которого приведено в § 5 этой главы, имеет определенные недостатки.

Один из них состоит в том, что это пропорциональный регулятор, т.е. выход пропорционален входу. На практике это означает, что регулируемая переменная, перегрев, поддерживается только для одного значения производительности. Если производительность изменяется, перегрев тоже изменяется. Поэтому перегрев должен быть достаточно большим, чтобы компрессор мог работать и при повышении, и при понижении перегрева.

Однако испаритель работает тем лучше, чем меньше перегрев, т.к. в зоне перегрева коэффициент теплопередачи меньше. Это привело к разработке электронных систем регулирования, которые лучше управляют работой регулирующего вентиля.

- Одним из примеров является система пропорционального-интегрального регулирования (PI), в которой перегрев измеряется и сравнивается с заданным значением (уставкой). Иногда измеряют не перегрев, а разность температур между выходом и входом (см. рис. 20).
- Приводом вентиля может служить пневматический, гидравлический, термоэлектрический, магнитный или шаговый двигатель.

  Не рекомендуется использовать регулирующие вентили с широтно-импульсной модуляцией, т.е. вентили, которые остаются в открытом положении в течение некоторого времени, а затем закрывается. Их пропускная способность определяется длительностью импульса - временем открытия. Сочетание тепловых и механических ударов может разрушить паяные или полностью сварные испарители. Однако такие регулирующие вентили могут применяться в более ударостойчивых полусварных и разборных пластинчатых теплообменниках.
- Открытие вентиля не находится в прямой зависимости от разности температур. Поэтому можно сконструировать вентиль, который максимально быстро приближается к рабочей точке (см. рис. 14), а вблизи этой точки крутизна его характеристики уменьшается для предотвращения самовозбуждающихся колебаний (см. рис. 16).
- Поскольку трудно получить температуру насыщения, соответствующую давлению на выходе, в электронных регулирующих вентилях в качестве входного параметра обычно используется не перегрев, а общая разность температур между входом и выходом.

  В электронном регуляторе, показанном на рис. 20, регулирующей переменной служит такая разность температур, равная 1 K. В ТРВ использовался бы перегрев, равный в данном случае 5 K. Разность между этими двумя значениями определяется падением давления в испарителе.

  Предположим, что нагрузка упала до 25 % номинальной производительности. Падение давления уменьшается до значения чуть больше 0,5 K. В этом случае хладагент поступает на вход с температурой -3,5 °C и выходит насыщенным с температурой -4 °C.

  Электронный регулятор изменяет положение вентиля до разности температур между выходом и входом 1 K, и хладагент выходит с температурой -2,5 °C, перегретым на 1,5 K, а не на 5 K. Эта разница может оказаться слишком маленькой, чтобы гарантировать отсутствие жидкого хладагента в паре.
- В таком случае было бы предпочтительнее использовать истинный перегрев в качестве регулирующего параметра. Вместо температуры на входе в испаритель можно использовать давление насыщения на выходе и преобразовать его в температуру.
- Использование в качестве входных параметров истинных температур, а не давления, преобразованного температуру, имеет одно специфическое преимущество: регулятор независим от хладагента. Вопрос в том, как измерить температуру насыщения в той же точке, что и температуру перегрева, обычно на выходе. На рис. 21 представлено одно из возможных решений.

6.3. Согласование производительностей испарителя и компрессора

Стандартный холодильный компрессор имеет внутреннюю конструктивную степень сжатия, т.е. пар подается в замкнутую полость внутри компрессора. Эта полость постепенно сжимается, и пар на выходе имеет меньший объем, но более высокое давление (и более высокую температуру).

Объемная производительность компрессора не зависит от состояния паров хладагента: если компрессор всасывает 1 л/с пара с начальным давлением 3 бара и конечным 12 бар, то он так же будет всасывать 1 л/с пара с начальным давлением 2 бара и конечным 8 бар. Поскольку плотность пара уменьшается с падением давления, массовая производительность компрессора снижается с падением давления.

Холодопроизводительность зависит не от количества пара, всасываемого в компрессор, а от количества жидкого хладагента, остающегося после расширения. Чем больше разность между давлениями конденсации и испарения, тем сильнее нужно расширять хладагент, т.е. тем меньше остается жидкости.

Эти два эффекта - уменьшение массовой производительности и уменьшение содержания жидкости – означают, что холодопроизводительность уменьшается с уменьшением давления всасывания и увеличением давления нагнетания.

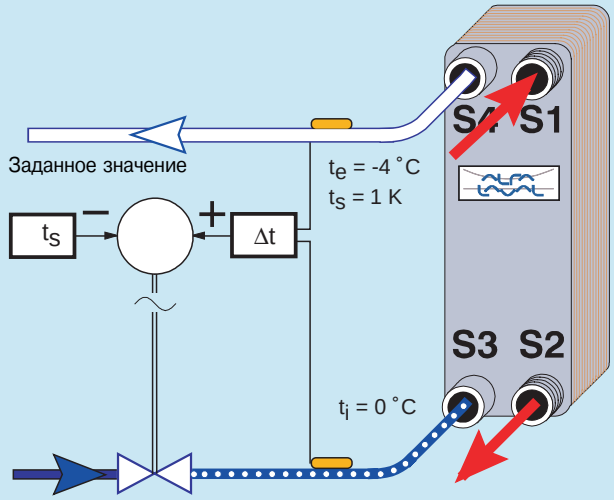
Производительность испарителя растет с увеличением разности температур между средами, т.е. с уменьшением температуры испарения.

Итак, что произойдет, если мы подсоединим испаритель, работающий при определенной температуре испарения, к компрессору с большей производительностью при этой температуре?

Поскольку производительность компрессора больше, чем у испарителя, он может сжать большее количество пара, чем производит испаритель, т.е. компрессор начинает вакуумировать испаритель, в котором падает давление.

Падение давления противоположным образом сказывается на работе компрессора и испарителя:

- Испаритель испаряет больше хладагента, т.е. его производительность растет, а плотность пара уменьшается. Эти два эффекта увеличивают общий объем пара.
- Массовый расход хладагента, всасываемого компрессором, уменьшается, т.е. массовая производительность компрессора уменьшается из-за меньшей плотности пара в линии всасывания.



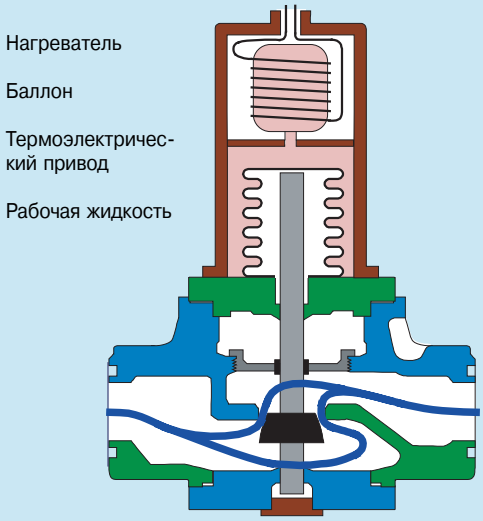
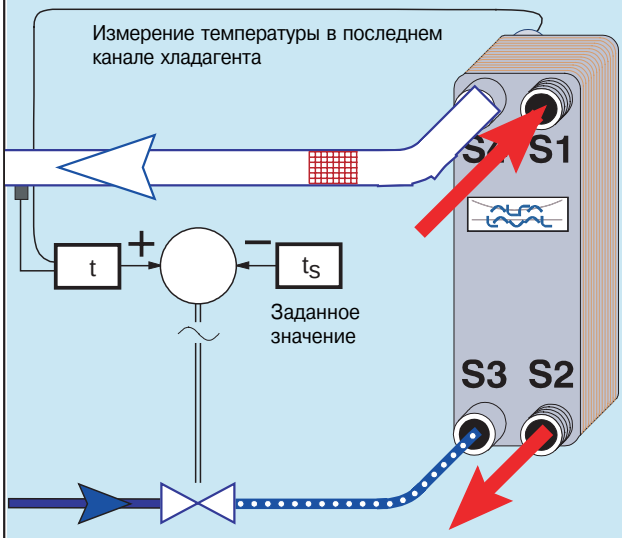


Рис. 20. Электронный регулирующий вентиль

Насыщенный хладагент с температурой 0 °C поступает в испаритель. Здесь температура падает на 4 K вследствие падения давления и происходит перегрев на 5 K, т.е. хладагент выходит с температурой 1 °C при температуре насыщения -4 °C.

Регулятор измеряет температурный перепад между выходом и входом, Dt = 1 - 0 = 1 K, и сравнивает его с заданным значением. Если эти значения различны, регулятор передает сигналы открытия или закрытия вентиля. В случае термоэлектрического двигателя это импульсы тока различной длительности, подаваемые на нагреватель. Жидкость в баллоне нагревается или охлаждается, соответственно изменяется давление, и шток вентиля перемещается.

Здесь представлена только принципиальная конструкция. В реальном вентиле имеется цепь для контроля температуры жидкости в баллоне.



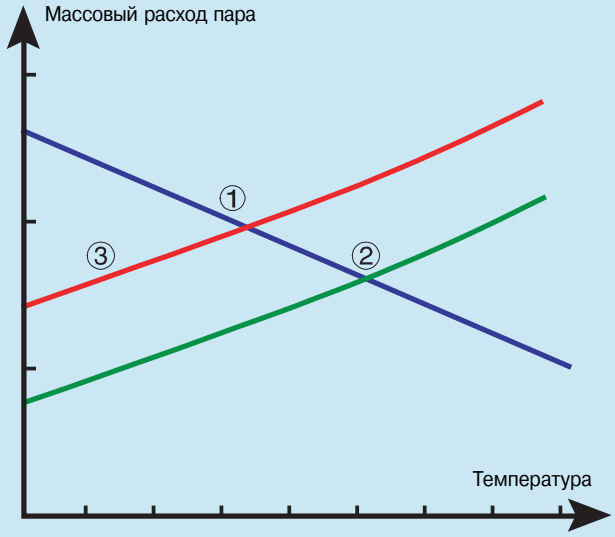


Рис. 21. Измерение температуры

Последний канал в этом испарителе это канал на стороне хладагента. В этом случае хладагент не полностью испаряется в канале (см. § 5.7). Таким образом, на выходе канала хладагент находится в насыщенном состоянии, и здесь можно измерить температуру насыщения.

Между этой точкой и точкой измерения перегрева на выходном трубопроводе происходит небольшое падение давления, хотя оно обычно не превышает десятых долей градуса.

Неиспарившийся хладагент можно отделить в сепараторе линии всасывания или, как на этом рисунке, испарить на горячей сетке из медной проволоки.

Рис. 22. Согласование производительностей испарителя и компрессора

В отсутствие регулятора давления рабочая точка находится в точке (1). Если в этой точке есть опасность замерзания, необходимо поддерживать давление на более высоком уровне.

Регулятор давления (рис. 23) поддерживает давление (2), более высокое, чем давление замерзания в испарителе.

Количество пара, производимого испарителем в точке (2), соответствует количеству пара, всасываемого компрессором в точке (3), и давление всасывания стабилизируется в этой точке.

При определенном давлении наступает равновесие между объемами пара, производимого испарителем и всасываемого компрессором, т.е. происходит согласование производительностей компрессора и испарителя (см. рис. 22).

Если производительность компрессора возрастает по сравнению с производительностью испарителя, температура и давление падают, и наоборот. Состояние равновесия наступает при согласовании производительностей компрессора и испарителя.

6.4. Регулирование производительности

Производительность испарителя можно регулировать следующими способами.

1) Площадь. Единственный практический способ - это включение-выключение контура в многоконтурном испарителе. Т.е. площадь можно изменять только ступенчато с большим приращением.

2) Разность температур. Изменяя расход охлаждаемой жидкости можно изменить температуру на выходе и, следовательно, разность температур. Однако выходная температура испарителя обычно фиксирована: это регулируемая, а не регулирующая переменная.

3) Температура испарения дает больше возможностей для изменения СРТ. Здесь существует опасность снижения температуры испарения ниже точки замерзания охлаждаемой жидкости.

4) Коэффициент теплопередачи. В принципе можно изменить коэффициент циркуляции в термосифонном испарителе и перегрев в испарителе непосредственного расширения, и так изменить общий коэффициент теплопередачи.

Однако оба эти метода имеют существенные недостатки. Коэффициент теплопередачи не является, строго говоря, функцией коэффициента циркуляции, а изменение перегрева влияет на работу регулирующего вентиля и может привести к слишком высокой температуре нагнетания.

Производительности компрессора можно регулировать следующими способами**.**

5) Включение-выключение. Преимуществом является то, что испаритель работает с номинальным (максимальным) расходом, когда работает компрессор. Это важно для движения масла через испаритель (см. главу **8, «Масла и хладагенты»,** § 3.3).

6) Изменение объемной производительности. Это легко выполнить в винтовых компрессорах. В поршневых компрессорах для этого требуется поднять головку блока цилиндров (клапанную плиту).

7) Изменение скорости вращения, например, в случае двигателя с тиристорным управлением или, лучше, электродвигателя постоянного тока.

Другие методы. Есть и другие важные способы регулирования, которые не относятся непосредственно к регулированию испарителя или компрессора.

8) Изменение объема производимого испарителем пара посредством регулятора противодавления. Давление в испарителе может быть выше, но не ниже заданного значения давления. Давление всасывания не задается, но от него зависит массовая производительность компрессора (см. рис. 22 и 24).

9) Возврат пара с выхода компрессора в линию всасывания или на вход испарителя. Уменьшение объема пара, производимого испарителем, компенсируется дополнительным впрыском хладагента.

10) Возможно множество вариантов данного решения. Газ из линии нагнетания может вводиться в линию всасывания или перед испарителем, можно использовать пар из ресивера высокого давления или жидкий хладагент из ресивера высокого давления вместе с паром и т.д.

- Однако способы 8) и 9) не экономичны. Компрессор работает против постоянного низкого давления, и расход энергии не уменьшается. Поэтому эти два метода применимы только в системах непосредственного охлаждения малой производительности.
- Способы 6) и 7) требуют больших начальных затрат, но позволяют экономить энергии. Они наиболее часто используются в крупных установках с испарителями затопленного типа.
- Наиболее привлекательные способ, который обеспечивает высокую производительность испарителя, это сочетание впрыскивания пара между регулирующим вентилем и испарителем, см. 10) и включения-выключения 5). При этом методе скорость пара в испарителе остается более или менее постоянной, что очень важно для обеспечения надежного потока масла через испаритель, рис. 23.

6.5. Регулирование давления

Регулирование давления тесно связано с регулированием производительности, т.к. и в испарителе, и в компрессоре производительность зависит от давления. Поэтому методы регулирования производительности, приведенные в § 6.4, являются также методами регулирования давления.

Испаритель непосредственного расширения. Согласование объемной производительности испарителя и компрессора, производится, в основном, регулированием давления, как описано в § 6.4. См. пункт 2) выше и рис. 24 и 25.

Затопленный испаритель. Могут применяться все методы, описанные в § 6.4, но для регулирования давления желательно изменять производительность компрессора. Простой регулятор давления, показанный на рис. 24, можно использовать в установках небольшой мощности. В более крупных установках применяются управляющие клапаны.

6.6. Регулирование температуры жидкости

Выходная температура охлажденной жидкости регулируется следующим образом.

- ***Давление испарения*** регулируется по выходной температуре охлажденной жидкости. Если эта температура уменьшается, что означает снижение тепловой нагрузки, температура испарения увеличивается для уменьшения производительности испарителя.

  См. рис. 25 и главу **8, «Масла и хладагенты»,** рис. 09.

- ***Перепуск жидкости,*** рис. 26. В этом случае охлажденная и неохлажденная жидкости смешиваются для получения необходимой температуры.

  Если выходная температура уменьшается, что означает снижение тепловой нагрузки, перепускной клапан направляет часть жидкости в обвод испарителя для получения необходимой температуры на выходе установки. Температура на выходе испарителя уменьшается, следовательно, уменьшается разность температур и испаряется меньше хладагента.

Конечно, это приводит к рассогласованию производительностей компрессора и испарителя, давление и температура хладагента начинают падать, т.е. возникает опасность замерзания, для предотвращения которой нужно принять описанные выше меры по регулированию давления/производительности.

- ***Включение-выключение.*** Во многих случаях допускается изменение температуры жидкости в пределах нескольких градусов. Если охлажденная жидкость поступает к нескольким пользователям, большое количество жидкости в системе обеспечивает большую инерционность.

Наиболее простым способом в таком случае может быть отключение холодильной установки при достижении заданной температуры и включение установки после повышения температуры. Как и во всех системах с двухпозиционным регулированием, следует обращать особое внимание на предотвращение тепловых ударов и скачков давления.

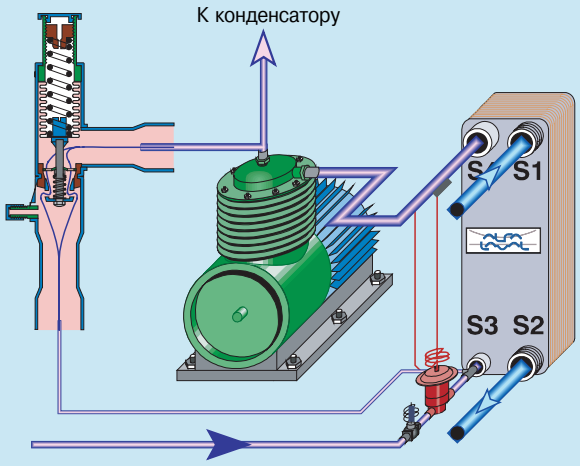


Рис. 23. Регулятор испарителя непосредственного расширения с перепуском горячего пара

Уменьшение давления на входе в компрессор (или на выходе испарителя) означает, что тепловая нагрузка испарителя уменьшается. Это также свидетельствует об уменьшении скорости пара, т.е. возникает опасность задержки масла в испарителе.

При уменьшении давления срабатывает перепускной клапан. Он открывается и впрыскивает горячий пар между регулирующим вентилем и испарителем, т.е. пониженное производство пара компенсируется введением дополнительного количества пара, и скорость пара в каналах остается более или менее постоянной.

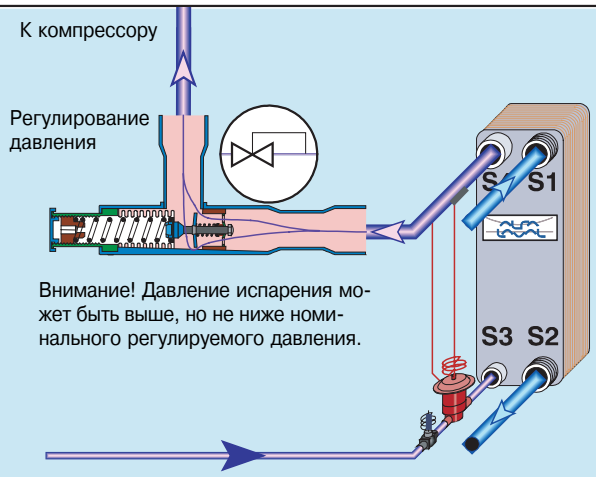


Рис. 24. Регулятор давления испарения

Когда давление в испарителе падает, клапан начинает закрываться. Открытие клапана зависит только от входного давления. Клапан дросселирует пар от давления испарения до давления всасывания компрессора, т.е. компрессор может работать при более низком давлении, чем испаритель.

Однако давление всасывания компрессора не регулируется.

Иными словами, пар из испарителя расширяется до объема, необходимого компрессору.

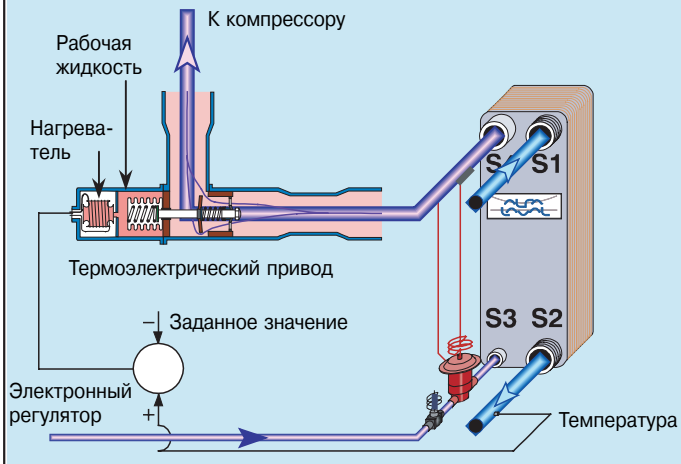


Рис. 25. Электронный регулятор давления испарения

По существу здесь используется та же схема, что и на рис. 24, с той разницей, что клапан регулируется не вручную, а электронным устройством по выходной температуре охлажденной жидкости.

Кроме того, можно регулировать разность между входной температурой охлаждаемой жидкости и температурой испарения для предотвращения тепловых ударов, например, при охлаждении масла.

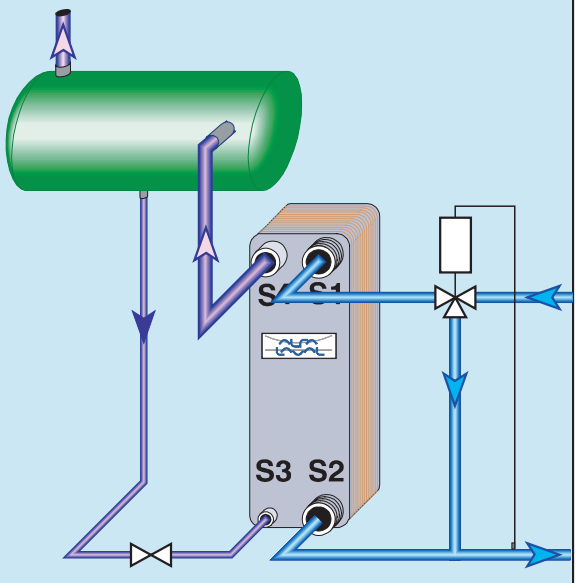


Рис. 26. Регулирование температуры в термосифонном испарителе

Температура испарения регулируется одним из методов, описанных в тексте, т.е. посредством согласования производительностей испарителя и компрессора.

В этом случае температура охлажденной жидкости регулируется байпассированием испарителя. Уменьшение температуры на входе означает снижение тепловой нагрузки, и тогда клапан направляет больше жидкости в обвод испарителя. Как следствие этого, жидкость в испарителе охлаждается больше, и увеличивается эффективная разность температур.

♦ ***Регулирование посредством клапана.*** Это гибридная система, сочетающая свойства затопленного испарителя и испарителя непосредственного расширения (см. рис. 28).

Регулирующий клапан устанавливается в термосифонный контур. Очевидно, что интенсивное мгновенное испарение хладагента невозможно, т.к. перепад давлений на клапане определяется максимальным гидростатическим напором.

Управление клапаном может происходить по перегреву, как в стандартных испарителях непосредственного расширения, или, как показано на рисунке, по выходной температуре охлаждаемой жидкости.

Такая система иногда используется для дополнительных испарителей, таких как маслоохладители (глава **8, «Масла и хладагенты»,** рис. 8), испарители возврата масла (глава **1, «Приложения»,** рис. 19) и т.д.

Ее преимущество в том, что из системы выходит сухой пар, готовый для подачи в компрессор, и не требуется большой перепад давлений, как в случае со стандартным терморегулирующим вентилем.

Простейшей системой является электромагнитный (запорный) клапан.

Возможно также применение клапана с широтно-импульсной модуляцией. Обычно они не рекомендуются в качестве регулирующих вентилей для ППТО, поскольку скачки давления могут повредить ППТО. В данном случае скачков практически нет. Если разность температур между хладагентом и охлаждаемой жидкостью невелика (< 30 °C), тепловой удар пренебрежимо мал.

6.7. Конденсатор-испаритель

В ППТО, где на одной стороне течет конденсирующийся хладагент, а на другой – испаряющийся, существует опасность резких изменений температуры в связи с отличной теплопередачей, поскольку с обеих сторон происходят фазовые переходы. Опасность особенно велика, если на какой-либо стороне имеется несколько параллельно соединенных компрессоров. Во избежание повреждения компонентов из-за тепловых ударов, особенно в условиях больших разностей температур, система управления должна отвечать требованиям, изложенным ниже и на рис. 27:

a) При пуске сторона конденсации должна включаться по возможности одновременно или позднее, но не раньше стороны испарения (см. ниже пункт b).
   Если линия пара от низкотемпературного компрессора достаточно длинна, это обеспечит задержку до поступления горячего пара в испаритель-конденсатор.
   Если конденсирующийся хладагент поступает первым, ППТО разогревается до температуры перегрева, и после этого в горячий ППТО поступает холодный испаряющийся хладагент. В противном случае в охлажденный до температуры испарения ППТО поступает хладагент, имеющий, практически, температуру конденсации, т.е. разность температур значительно меньше.
b) Если система устроена, как указано в п. a), то для компенсации первоначального выброса жидкого хладагента из испарителя в линии всасывания может быть установлен отделитель жидкости (см. § 7).
c) Установку необходимо оборудовать регулятором давления испарения, особенно при наличии нескольких компрессоров. Если конденсатор-испаритель (К-И) является одним из ряда параллельных испарителей, например, воздухоохладителей, его уставка температуры должна быть чуть выше, чем у остальных испарителей.
   Это делается для защиты К-И от резких изменений давления, которые происходят при включении или выключении компрессора. Если К-И работает с малой производительностью, перегрев, скорее всего, будет мал. Если на стороне низкого давления вдруг включается компрессор, давление падает. Пониженное давление немедленно передается в терморегулирующий вентиль, в то время как для возможного изменения температуры требуется значительно больше времени. Вентиль реагирует на это как на повышение перегрева и открывается, возможно, с колебаниями на начальном этапе. На выходе перегрев исчезает, и жидкий хладагент попадает на относительно горячие стенки, вызывая термическую усталость (см. также § 5.5.2-3).
d) Если применяется регулятор давления конденсации, его необходимо устанавливать перед К-И, ни в коем случае не за ним. Иначе конденсат может обратным потоком поступать в К-И (см. рис. 10 А и Б, с. 109, в главе **5, «Конденсация и ресиверы жидкости»,** а также следующий пункт e).
e) Необходимо правильно отводить жидкость со стороны конденсации, т.е. не допускать обратного потока конденсата в К-И (см. пункт d) выше и рис. 5 и 6, на стр. 103 в главе **5, «Конденсация и ресиверы жидкости»**).
f) Вышесказанное также означает, что в К-И не допускается переохлаждение конденсата.
g) Когда работает только один из многих низкотемпературных компрессоров, производительность К-И составляет лишь долю от его полной производительности. Если в контуре установлен только один ТРВ, он будет работать при очень малом перегреве и, следовательно, неустойчиво (см. также § 5.5.2, с. 86).
   Схему, показанную на рис. 27, можно применить, чтобы обеспечить безопасный малый расход хладагента при частичной нагрузке (ср. с главой **8, «Масла и хладагенты»,** 8D).
h) Глушители и сепараторы масла сглаживают флуктуации давления от низкотемпературных компрессоров.
i) По возможности старайтесь применять медленно срабатывающие электромагнитные клапаны, особенно в тех случаях, когда сторона конденсации запускается первой.
j) Затопленный испаритель, который остается заполненным хладагентом в момент останова, менее подвержен тепловым ударам, чем испаритель непосредственного расширения.

7. Отделители жидкости на линии всасывания

Несмотря на все меры, направленные на предотвращение попадания жидкого хладагента в компрессор, бывают такие моменты, когда испаритель просто не может справиться с резким увеличением расхода хладагента, и капельки жидкости выходят из испарителя.

Эти капли можно отделить от пара с помощью сепаратора, испарить или применить смешанную методику.

♦ На рынке представлено много типов отделителей жидкости. Один из таких сепараторов, разработанный и произведенный фирмой Альфа Лаваль, показан на рис. 29 А и В.

  Капельки жидкости, выходящие из испарителя в моменты резкого повышения расхода хладагента, собираются в этом сепараторе. Имеющаяся здесь система трубок обеспечивает отвод жидкости равномерным устойчивым потоком и ее полное испарение до входа в компрессор.

♦ После испарителя хладагент проходит через теплообменник, где пар нагревается и капельки жидкости испаряются. В качестве нагревающей среды обычно используется конденсат. ППТО вполне подходит для этой цели. Недостаток этого метода в том, что хладагент может выходить из компрессора слишком перегретым, т.е. возникает опасность разложения масла.

Эти два способа можно сочетать, например, с использованием дополнительного теплообменника или отделителя жидкости, или применять совместно, как показано на рис. 29 Б.

Теплообменник должен быть достаточно мощным, чтобы испарять все капли хладагента. В одной из больших промышленных установок был применен недостаточно мощный нагревательный змеевик, в результате жидкость оставалась в сепараторе. Постепенно система была затоплена хладагентом. Проблема осложнялась тем, что термобаллон ТРВ располагался непосредственно за испарителем. Его было бы лучше установить за отделителем жидкости.

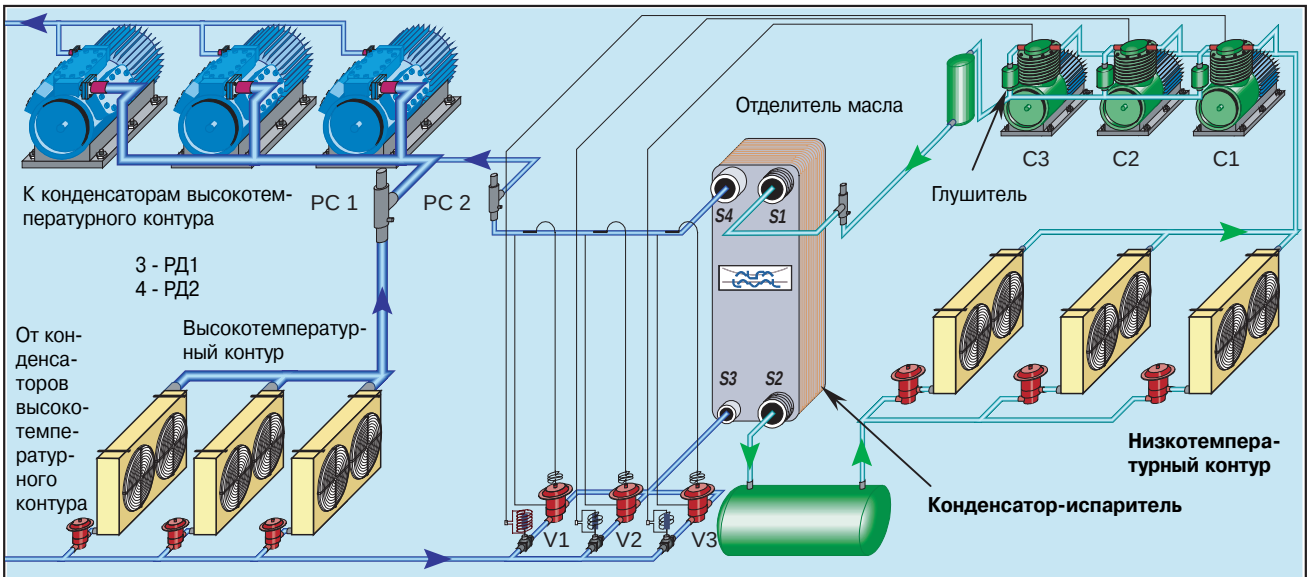


Рис. 27. Регулирование испарения в конденсаторе-испарителе каскадной системы

Показанная на рисунке система часто применяется в супермаркетах. Низкотемпературный пар из трех компрессоров конденсируется в К-И, который охлаждается жидким хладагентом, поступающим из высокотемпературного контура. К-И обычно работает параллельно с охладителями высокотемпературного контура.

Если бы перед К-И был установлен только один ТРВ, то при работе только одного компрессора низкотемпературного контура этот ТРВ реагировал бы на флюктуации давления при включении-выключении компрессора высокотемпературного контура. Для компенсации этих флуктуаций можно использовать следующую систему.

- Вместо одного ТРВ установить три ТРВ втрое меньшей производительности, каждый с управлением от собственного компрессора.
- Необходимо правильно отводить хладагент со стороны конденсации.
- В качестве альтернативного варианта можно применить один ТРВ производительностью 1/3 и один ТРВ производительностью 2/3. В зависимости от количества работающих компрессоров включается один или оба ТРВ.
- Вместо небольшого ТРВ гипотетически можно применить клапан с фиксированной пропускной способностью около 1/3 от общей.
- Уставка регулятора давления испарения РД2 должна быть выше, чем уставка РД1 или чем фактическое давление всасывания высокотемпературного контура.
- Если используется регулятор давления конденсации, он должен быть установлен перед К-И, а не после него.
- Переохлаждение в К-И не допускается.

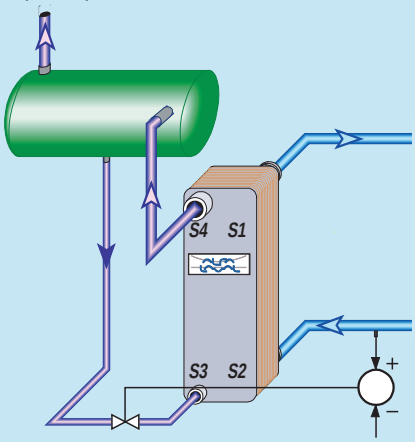


Рис. 28. Регулирование температуры в затопленном испарителе с помощью регулирующего клапана

В данном случае температура регулируется дросселированием с помощью клапана, аналогичного терморегулирующему вентилю, который управляется по выходной температуре охлажденной жидкости.

В отличие от ТРВ в этом клапане почти не происходит расширение. Он просто пропускает достаточное количество жидкости для испарения в испарителе. Управляющее воздействие может быть двух типов.

- Плавное регулирование, использующее совместное изменение коэффициента теплопередачи и площади теплообмена.
- Двухпозиционное регулирование. Не рекомендуется при большой разности температур (> 30 К) между жидкостью и хладагентом.

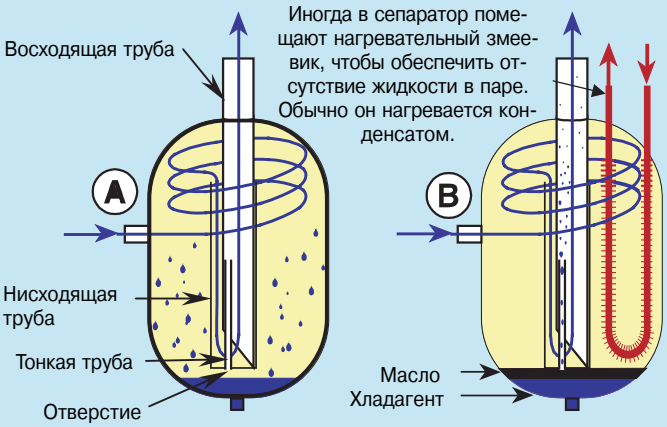


Рис. 29. Отделитель жидкости в линии всасывания

A. В отделитель жидкости поступает пар вместе с капельками хладагента и масла. Эти капли отделяются и собираются на дне сепаратора. Пар поступает в нисходящую трубу, меняет направление в нижней ее части и выходит из отделителя жидкости через восходящую трубу.

B. Когда уровень масла и жидкого хладагента поднимается до нижней части нисходящей трубы, жидкость проходит в тонкую трубку через маленькое отверстие. Сечение рассчитано так, чтобы между уровнем жидкости и входным отверстием тонкой трубки создавался определенный перепад давления.

Под действием этого давления жидкость проходит в выходную трубу, где жидкий хладагент мгновенно испаряется, а масло диспергируется и уносится паром.

5. Конденсаторы и жидкостные ресиверы

1. Конденсация

Процесс охлаждения перегретых паров с теплообменнике включает в себя следующие этапы (рис. 01):

- ***Охлаждение перегретого пара***. Это обычное охлаждение газа.
- ***Конденсация на стенке***. На самом деле требуется определенное переохлаждение пара. Конденсация может начаться лишь в том случае, если существует подходящий центр конденсации. Это может быть поверхность теплообменника, пылевая частица и т.д. Заметьте сходство с процессом кипения.
- ***Переохлаждение конденсата***.

Типы конденсации:

- **Капельная конденсация** происходит, когда жидкость не смачивает поверхность. Конденсат образуется на поверхности теплообменника в виде капелек жидкости. Увеличившись до достаточных размеров, они сливаются в более крупные капли, которые стекают с поверхности.
- **Пленочная конденсация**. Если жидкость смачивает поверхность, образуется непрерывная стекающая вниз пленка. Течение пленки может быть ламинарным или турбулентным. Коэффициент теплопередачи для ламинарной пленочной конденсации уменьшается с увеличением расхода образующегося конденсата , пока не возникнет турбулентность, после чего коэффициент теплопередачи начинает расти вновь.

Коэффициент теплопередачи капельной конденсации значительно выше, чем пленочной. К сожалению, постоянную капельную конденсацию очень трудно поддерживать, и, следовательно, трудно спроектировать конденсатор с этим режимом конденсации. В определенных случаях (например, при конденсации на тефлоне) устойчивую капельную конденсацию получить можно. Теоретически, капельную конденсацию можно было бы получить при конденсации паров на маслянистой поверхности, которая не смачивается конденсатом, например, при конденсации аммиака в холодильной установке с нерастворимым маслом.

2. Конструкция конденсатора

Выбор типа конденсатора, охлаждающей среды, температурного уровня, системы управления и т.д. в очень большой степени зависит от назначения установки и выходит за пределы настоящего руководства. Ниже приводятся лишь самые общие соображения.

A) Если конденсатор предназначен для установки кондиционирования воздуха или холодильной установки без утилизации теплоты, единственной задачей конденсатора является сброс теплоты в соответствующую среду. В этом случае тип конденсатора зависит от этой среды и конденсатор должен иметь минимальные возможные при данных условиях размеры. В ПТО с водяным охлаждением для минимизации поверхности и расхода охлаждающей воды можно использовать методы, описанные в главе **2,** «Оптимизация».

B) Надлежащая температура конденсации или, лучше, давление в конденсаторе, описанном в пункте A), зависит от типа испарителя:система **непосредственного расширения** требует минимального давления, чтобы обеспечить большую движущую силу для ТРВ, движущая сила в **затопленной системе** менее критична, и давление конденсации может изменяться с температурой хладагента, что позволяет сэкономить на энергии сжатия.

C) В системе кондиционирования воздуха в конденсаторе может утилизироваться теплота, обычно теплота перегретого пара. Для этого устанавливается специальный охладитель перегретого пара (теплообменник с водяным охлаждением). Может быть предусмотрена система управления для поддержания минимальной температуры хладагента, обеспечивающей требуемую температуру воды.

D) В тепловом насосе конденсация является основной задачей. Она может быть разделена на два процесса: в охладителе перегретого пара нагревается водопроводная вода, в конденсаторе нагревается воздух. Можно предусмотреть систему управления для поддержания заданной минимальной температуры.

3. Определяющие моменты при конструировании

3.1. Температурный профиль

Хладагент поступает в конденсатор перегретым с температурой в пределах от 60 до 120 ˚C. Температуры выше 120 ˚C, хотя и допускаются, но встречаются редко, поскольку масло в компрессоре начинает разлагаться; соответственно, система проектируется для поддержания температуры нагнетания ниже указанного значения.

Как и во всех теплообменниках, температура охлаждающей стороны может лишь приближаться к температуре охлаждаемой стороны, но никогда ее не достигает. Когда выходная температура воды падает с уменьшением ее расхода, кривая температуры воды приближается к кривой температуры паров (не в точке выхода, а в точке, где пары начинают конденсироваться).

Выходная температура воды еще далека от входной температуры паров – см. рис. 1, где показаны процессы охлаждения пара и конденсации хладагента R22 (при расходе 1 кг/с) с входной температурой 87 ˚C, трой конденсации 45 ˚C и выходной температуре переохлажденного конденсата 40 ˚C. Воды подается с расходом 3,28 кг/с и нагревается от 25 до 40 ˚C.

3.2. Утилизация теплоты

Общая теплопроизводительность процесса, показанного на рис. 1, около 206 кВт. Было бы заманчиво утилизировать все это тепло, например, для подогрева водопроводной воды. К сожалению, лишь часть общей тепловой нагрузки конденсатора доступна для нагрева воды до температур, близких к входной температуре пара.

При утилизации теплоты для нагрева водопроводной воды, выходная температура воды должна быть около 80 ˚C. В вышеприведенном примере вода нагревается до 40 ˚C. Что получится, если мы попытаемся снизить расход воды для повышения ее выходной температуры?

Из рис. 1 видно, что выходная температура ограничивается точкой смыкания температурных кривых. Какова в таком случае максимальная выходная температура? Справедливы следующие соотношения:

$$\frac{\Delta t_{конд}}{\Delta t_{общ}} = \frac{q_{конд.}}{/Q_{общ}}, \text{ где}$$

$\Delta t_{конд}$ = 45 – 25 = 20 K (возрастание температуры на участке конденсации)

$q_{конд}$ = 167 кВт (для идеального процесса)

$Q_{общ}$ = 206 кВт (для идеального процесса)

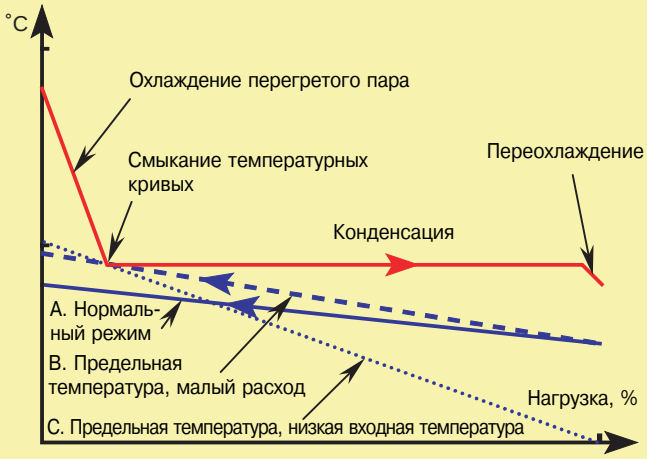
следовательно, $\Delta t_{общ}$ = 24,7 K и выходная температура 49,7 ˚C соответствует расходу 3,28*15/24,7 = 2,0 кг/с.

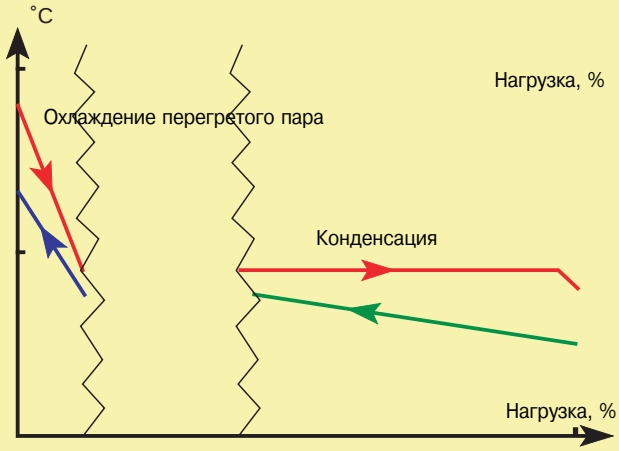
Рис. 01. Температурный профиль конденсации

A. «Нормальный» температурный режим. Температурные кривые не должны быть ближе двух градусов.

B. Когда расход воды уменьшается, выходная температура растет; но задолго до ее приближения к температуре испарения происходит смыкание температурных кривых в точке начала конденсации.

C. Ирония в том, что чем холоднее вода на входе, тем выше ее температура на выходе.





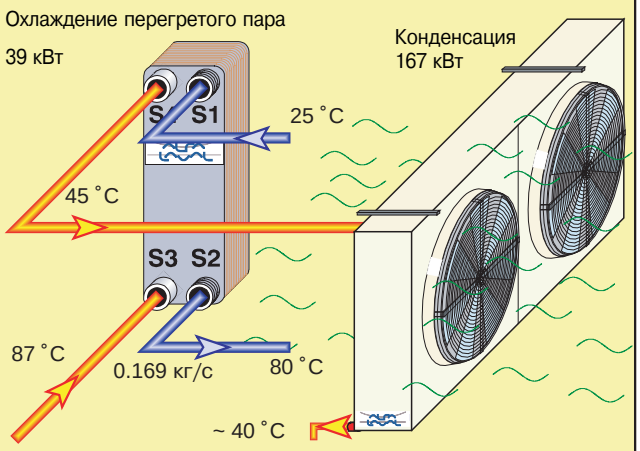


Рис. 02. Охладитель перегретого пара и конденсатор

Один из способов получения высоких температур, необходимых, например, для нагрева водопроводной воды, заключается в разделении процессов охлаждения перегретого пара и конденсации. Охладитель перегретого пара нагревает меньшее количество воды приблизительно до 80 °C в ПТО, из него насыщенный пар поступает в отдельный конденсатор.

На рисунке показан конденсатор воздушного охлаждения, однако, можно было бы применить и ПТО, в зависимости от того, как используется (и используется ли) скрытая теплота.

Охладитель перегретого пара и конденсатор, представляющие собой ПТО одного типа – паяные, сварные или полусварные – могут быть интегрированы в единый аппарат, как показано на рис. 10 в главе **1, «Применения»**, или на рис. 8D в главе **3, «Конструкция и монтаж»**.

Заметьте, что это ограничение для бесконечно большого конденсатора. И даже снижение расхода воды означало бы повышение ее температуры, что, очевидно, невозможно. Номинальный расход воды, 3,28 кг/с, дает температуру 37,5 °C в точке смыкания кривых, что несколько ниже практического предела для теплообменника.

На практике уменьшение расхода воды означает, что конденсатор не будет конденсировать весь пар. То есть точка излома на кривой сдвинется вправо и смыкание кривых прекратится. Этот феномен не зависит от размеров теплообменника. Чтобы нагреть воду до более высокой температуры, имеется две возможности, которые могут применяться независимо или совместно.

- Если необходим расход воды порядка 3,28 кг/с, конденсатор можно использовать для ее предварительного подогрева. Зимой, когда температура воды приближается к нулю, это означает существенную экономию энергии.
- Устанавливается отдельный охладитель перегретого пара, см. рис. 2. Для этой функции прекрасно подходит ППТО. В нем небольшой поток воды нагревается до 80 °C, а оставшаяся скрытая теплота отводится в водяном или воздушном конденсаторе.

Обычно в ПТО перепад давлений достаточно велик, чтобы обеспечить восходящий поток пара. Неизбежная конденсация означает, что вверх поднимаются мелкие капли (жидкого хладагента и масла), что требует перепада давлений от 1 до 3 кПа на 1 м потока.

3.3. Неконденсирующиеся газы

Когда в конденсаторе конденсируется пар, содержащий инертный газ, происходит следующее, см. рис. 03:

a) По мере конденсации слой пара у стенки обогащается инертным газом. Эта газовая пленка действует как барьер для пара. Пар не имеет прямого доступа к холодной поверхности конденсации; прежде он должен пройти через слой инертного газа.

b) Парциальное давление пара уменьшается, и парогазовую смесь приходится охлаждать сильнее, чтобы она оставалась насыщенной и чтобы происходила конденсация.

c) Объемный расход парогазовой смеси и коэффициент теплопередачи снижаются.

d) Если инертный газ не отводится из аппарата, давление будет возрастать до тех пор, пока реле высокого давления не отключит компрессор.

На практике это означает, что малые количества неконденсирующихся (инертных) газов могут значительно уменьшить коэффициент теплопередачи и СРТ или даже полностью нарушить работу установки.

Хотя неконденсирующиеся газы, как правило, не должны присутствовать в холодильном контуре, иногда они все же туда попадают. Возможные причины:

1) разложение хладагента, особенно, аммиака, или масла;

2) неисправный вакуумный насос;

3) некачественное вакуумирование установки при пуске;

4) негерметичность испарителя, работающего при разрежении;

5) особые условия в установках без рециркуляции конденсата, см. следующий пример.

Пример. Установка с СПТО, в котором конденсировался пропан, часто отключалась из-за срабатывания реле высокого давления. Предположение, что причина в неконденсирующихся газах, не подтвердилась, так как анализатор показывал 100 % пропана.

Более детальное исследование показало, что эта система не была настоящей холодильной установкой. Источником паров пропана были резервуары с жидким пропаном (на коммерческой резервуарной станции), из которых происходило неизбежное испарение. Эти пары сжимались, ожижались и возвращались в резервуары.

После опустошения резервуара его заполняли инертным газом, как правило, азотом.

Соответственно, пары пропана, подлежащие сжатию, содержат азот.

Более того, анализатор был предназначен для определения бутана, но показания пересчитывались на пропан по формуле X % бутана = Y % пропана. К сожалению, таким способом невозможно определить различия между 100 % и, скажем, 99,9 % пропана. Анализатор азота подошел бы лучше, на нем можно было бы определять очень существенную разницу между 0 % и 0,1 %.

Проблема была решена установкой системы выпуска инертного газа.

Неконденсирующиеся газы могут очень существенно влиять на производительность системы. особенно остро эта проблема стоит для конденсаторов с регулируемым уровнем конденсата (см. ниже). Такие конденсаторы, фактически, являются ловушкой неконденсирующихся газов (см. рис. 04, с. 103).

3.4. Переохлаждение конденсата

Как правило, конденсат в конденсаторе переохлаждается на несколько градусов. Если требуется большее переохлаждение, оно должно выполняться в отдельном переохладителе, а не в конденсаторе, поскольку единственным способом охлаждения конденсата существенно ниже температуры насыщения в самом конденсаторе является регулирование уровня конденсата, см. рис. 04. В принципе, можно охлаждать конденсат и в конденсаторе, особенно, в случае восходящего потока, как показано на рисунке, но:

- Неконденсирующиеся газы, нерастворимое легкое масло, продукты распада могут скапливаться на поверхности раздела пар/жидкость. См. рис. 04.
- Температура конденсата зависит от его уровня, который может регулироваться клапаном на выходе, но одновременно изменяется поверхность конденсации. Поскольку коэффициент теплопередачи конденсации существенно выше коэффициента теплопередачи переохлаждения, небольшое изменение переохлаждения может означать значительное изменение площади конденсации. Таким образом, простым регулированием уровня конденсата невозможно управлять температурой без изменения производительности.
- Можно поддерживать уровень постоянным, а температуру конденсата регулировать изменением расхода воды, но это тоже повлияло бы на процесс конденсации.
- Невозможно управлять производительностью конденсатора изменением уровня конденсата или расхода воды, так чтобы одновременно не изменилась температура, однако это, как правило, менее существенно.
- Динамическая характеристика при понижении уровня конденсата более крутая, чем при его повышении. Понижение уровня, т.е. слив, происходит почти мгновенно, в то время как повышение – более медленно, поскольку для этого должна сконденсироваться существенная часть хладагента. Это может вызвать проблемы при управлении.
- Уровень конденсата может отличаться в зимний и летний периоды, и избыток хладагента должен храниться в жидкостном ресивере. Это увеличивает общий объем хладагента в системе, т.е. ее стоимость.
- Регулятор уровня конденсата должен располагаться после конденсатора, но как можно ближе к нему. В противном случае общий объем хладагента увеличится на объем участка трубы между конденсатором и клапаном, это увеличит еще и время подъема уровня конденсата.
- ***Ни в коем случае нельзя производить в конденсаторе охлаждение конденсата аммиака или воды***. Большие латентная теплота и удельная теплоемкость в сочетании с высокой теплопроводностью и малой вязкостью приводят к очень высокой теплопередаче и быстрому изменению температуры, что может вызвать термическую усталость. Как правило, конденсат аммиака или воды должен отводиться из аппарата насколько возможно быстро и полно. Обратите внимание на сходство с охлаждением масла, глава **8, «Масла и хладагенты»,** §2, с. 138.
- Для снижения опасности термической усталости не допускайте переохлаждения конденсата (не позволяйте конденсату скапливаться в конденсаторе), если разность входных температур пара HC, HFC или HCFC и воды меньше 40…50 K.

Заключение. Следует избегать управления температурой конденсата в конденсаторе. Можно осуществлять управление производительностью, с учетом приведенных выше соображений и ограничений, если сопутствующие этому изменения температуры конденсата допустимы.

3.5. Параллельное соединение конденсаторов

На рис. 05 показаны четыре параллельно соединенных конденсатора. Учтите, что номинально одинаковые конденсаторы на практике могут сильно отличаться. По-разному распределяются пары, увлекаемое потоком пара масло с наибольшей вероятностью попадает в первый конденсатор, охлаждающая вода может содержать неодинаково распределяющиеся твердые включения, расход воды в первом конденсаторе может быть больше, чем в последнем, и т.д. Это приводит к неодинаковым перепадам давления, которые должны компенсироваться следующими способами.

- Созданием столба жидкости на выходе, как показано на рис. 05. Увеличенный перепад давлений в конденсаторе компенсируется столбом жидкости на нисходящем участке.
- С помощью клапанов, которые создают дополнительные перепады давлений в конденсаторах с малым гидравлическим сопротивлением. Однако трудно сбалансировать надлежащим образом различные перепады давлений. Эффективная разность температур также должна быть уменьшена, что увеличит площадь поверхности теплообмена. Преимущество вышеописанной системы в том, что она саморегулирующаяся.

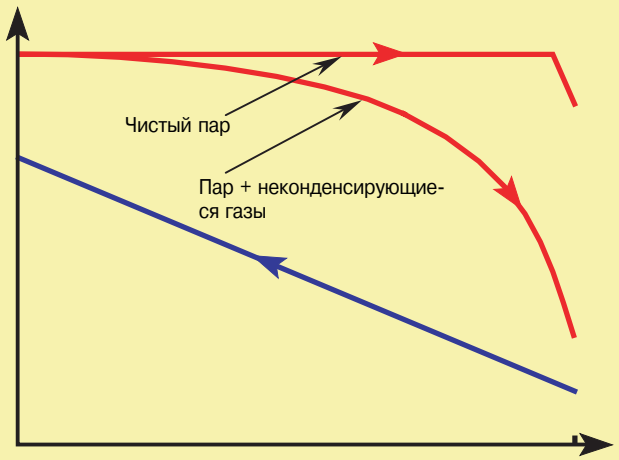


Рис. 03. Пар с неконденсирующимися газами

Температура насыщения и коэффициент теплопередачи парогазовой смеси быстро в ходе процесса конденсации.

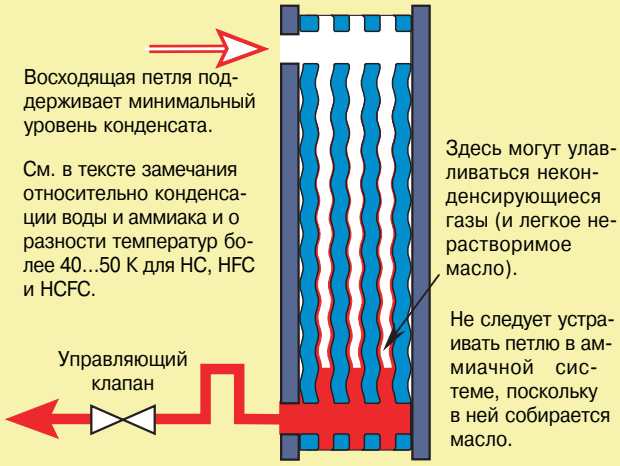


Рис. 04. Переохлаждение конденсата

Неконденсирующиеся газы и нерастворимые продукты распада собираются над поверхностью конденсата и легко улавливаются в аппарате, что снижает значение коэффициента теплопередачи).

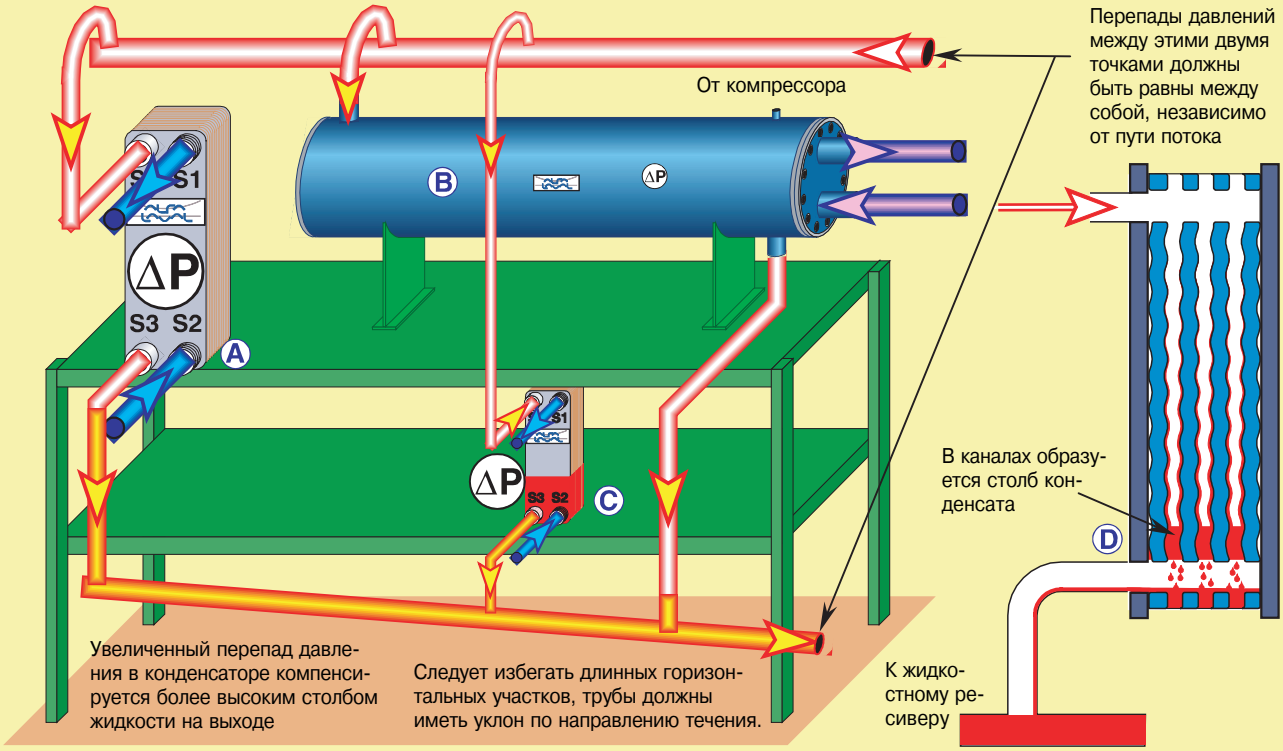


Рис. 05. Параллельно соединенные конденсаторы

Четыре конденсатора имеют различные перепады давлений (ΔP). Однако общий ΔP должен быть одинаковым при любом пути потока от нагнетания компрессора до жидкостного ресивера.

При пуске пары естественным образом распределяются между конденсаторами, и перепады давлений Ps уравниваются, т.е. часть паров из A и C перемещается в B. Если B справляется с увеличившейся нагрузкой, равновесие достигнуто. Однако возможно, что несконденсированный пар выйдет из конденсатора и попадет в ресивер. Повысившееся давление в последнем блокирует поток от A и C, и в линиях конденсата образуются столбы жидкости. Последние способствуют оттоку жидкости из A и C, и в эти конденсаторы попадает больше пара. В конечном счете достигается новое равновесие, при котором более высокие Ps в A и C компенсируются всасывающим действием со стороны столба конденсата.

Если перепад высот между конденсатором и столбом жидкости недостаточно велик, конденсат может блокировать часть нагревающей поверхности, в результате чего упадет производительность. Именно это происходит в аппарате C.

Если линия конденсата слишком велика для поддержания устойчивого столба жидкости, столб образуется в каналах, см. D. Это неустойчивая ситуация: столб образуется, внезапно сливается, образуется вновь и т.д., и в любом случае происходит потеря производительности, поскольку конденсат блокирует часть поверхности.

- Столбы жидкости могут возникать в каналах. Этого следует избегать, поскольку уменьшается площадь конденсации, и, по-видимому, такая система будет неустойчивой.

3.6. Ограничения перепадов давлений в ПТО

Конденсация в ПТО часто ограничивается перепадом давления со стороны паров либо со стороны воды. Количество пластин определяется лишь необходимостью поддерживать определенный перепад давления. Ограничение перепада давления со стороны паров обычно имеет место для пара низкого давления. Со стороны воды указанные ограничения обычно действуют для очень высокой СРТ. Таким образом, это не относится к обычному конденсатору холодильной машины.

Пример. Вода нагревается от 50 до 90 °С насыщенным паром с температурой 150 °С. Чтобы получить нужный перепад давления на стороне воды, конденсатор требуется увеличить в размерах на 500 %. Поскольку теплообменник всегда работает с запасом 0 %, конденсатор саморегулируется одним из следующих способов.

- Полное давление паров падает до достижения нужной низкой СРТ, это давление может быть отрицательным. В таком случае слив и выпуск газов из конденсатора невозможны. Когда в аппарате соберется достаточное количество конденсата или инертных газов, давление возрастет вновь, но работа может быть неустойчивой.
- СРТ понижается путем дросселирования воды, что ведет к нежелательному кипению воды.

Вполне возможно использовать ПТО в качестве конденсатора паров, однако необходим тщательный анализ рабочих условий. Относительно отвода конденсата см. также рис. 04 и с. 102.

4. Жидкостные ресиверы

4.1. Типы и назначения

В больших системах конденсат, как правило, скапливается в резервуаре – жидкостном ресивере (ЖР), см. рис. 06. Последний иногда называют ресивером высокого давления (ВД), в отличие от отделителя жидкости в затопленной системе, который называют, соответственно, ресивером низкого давления (НД). Существуют два основных типа ЖР.

A. Буферный жидкостный ресивер. В обычных условиях конденсат идет в обвод ресивера. Ресивер компенсирует изменения расхода при обычных изменениях нагрузки установки. Как правило, он подключен к входу конденсатора через линию уравнивания давления (УД), см. ниже.

B. Проходной жидкостный ресивер. Конденсат постоянно проходит через этот сосуд. Он удобен для сбора хладагента из других частей установки. Как правило, он не требует линии УД.

Жидкостный ресивер выполняет следующие функции

- Сбор или выпуск хладагента при вариациях нагрузки, поскольку при этом меняется объем хладагента в различных компонентах системы.
- При отключении какого-либо компонента системы, например, для технического обслуживания, содержащийся в нем хладагент может быть собран в ресивере.
- Подача хладагента под постоянным давлением к регулирующему вентилю.
- В затопленном испарителе регулирующий вентиль управляется, как правило, по уровню жидкости в сепараторе. Можно использовать для той же цели жидкостный ресивер, поскольку у него более стабильная поверхность жидкости. Недостаток заключается в том, что можно управлять только одним регулирующим вентилем (испарителем).
- Отделения жидкости от пара при охлаждении горячего компрессорного масла в небольшом ППТО. Последний менее подвержен термоударам, если используется теплый хладагент ВД, а не хладагента НД.

4.2. Линия уравнивания давления

- Линия уравнивания давления (УД) используется для отвода паров, образовавшихся в ЖР, обратно в конденсатор. Она соединяет ЖР с входом конденсатора. На рис. 6 показаны функции и способ монтажа линии УД. Указанная линия предусматривается, как правило, только в больших системах с затопленными испарителями; в малых системах и системах непосредственного расширения ее нет.
- Перепад давления в конденсаторе 10 кПа (обычный для ПТО) соответствует высоте столба жидкости около 0,7 м для большинства фторированных хладагентов и 1,5 м для аммиака. Следовательно, установка должна иметь соответствующие размеры для обеспечения нужной высоты столба.
- Если ЖР обслуживает испаритель непосредственного расширения, давление в ЖР должно поддерживаться не ниже минимума, необходимого для безотказной работы терморегулирующего вентиля. Необходимый для этого управляющий клапан исключает одновременное использование линии УД, см. § 5.

4.3. Работа

- Основная функция линии УД – это возврат паров в конденсатор, если хладагент в ресивере нагрет и испаряется. В зимнее время может происходить противоположный процесс. Очень холодный конденсат охлаждает пары, которые перетекают с входа конденсатора в ресивер и нагревают его содержимое. Поскольку теплый конденсат означает потерю производительности, в этих условиях линия УД должна быть закрыта.
- Если хладагент испаряется в проходном ресивере, пары возвращаются в линию конденсата, поступают в каналы снизу и конденсируются в нижней части конденсатора. Небольшое количество паров аппарат может вместить, однако большие объемы паров могут создать конденсатную пробку в нижней части каналов. Если конденсатор спроектирован правильно, т.е. пар из ЖР присоединяются к потоку от компрессора, конденсация идет нормально.

  Конденсатная пробка неустойчива, особенно при наличии неконденсирующихся газов (даже в малых количествах). Пробки могут формироваться в отдельных каналах, затем внезапно сливаться, возникать в других каналах, вызывая пульсации потока и потерю производительности. При такой конструкции рекомендуется применение КТТО.
- Условия, подобные вышеописанным, могут возникнуть, если сильно переохлажденный хладагент вновь нагревается средой, например, паром или водой, движущейся прямотоком. Тогда внутри каналов возникают области низкого давления, и столбы конденсата «повисают» в каналах. Такая система тоже неустойчива, хотя и не создает проблем с недостаточной производительностью.
- Расположение проходного ЖР выше компрессора возможно, но не желательно, поскольку может привести к неустойчивому потоку и проблемам с управлением, особенно в случае параллельных конденсаторов. Необходимо принять меры, чтобы давление в конденсаторе было выше, чем в ЖР. С таким ЖР интегрированы определенные терморегулирующие вентили. Небольшой трубопровод соединяет паровое пространство ЖР с линией за дроссельным устройством. Это создает необходимое пониженное давление и дает возможность установки выше выхода конденсатора.
- Установка нисходящей U-образной петли между конденсатором и проходным ЖР превращает его в гибридный ЖР. Из такого сосуда нельзя выпускать газ, но его можно оборудовать линией УД, поскольку теперь возможно формирование столба конденсата.

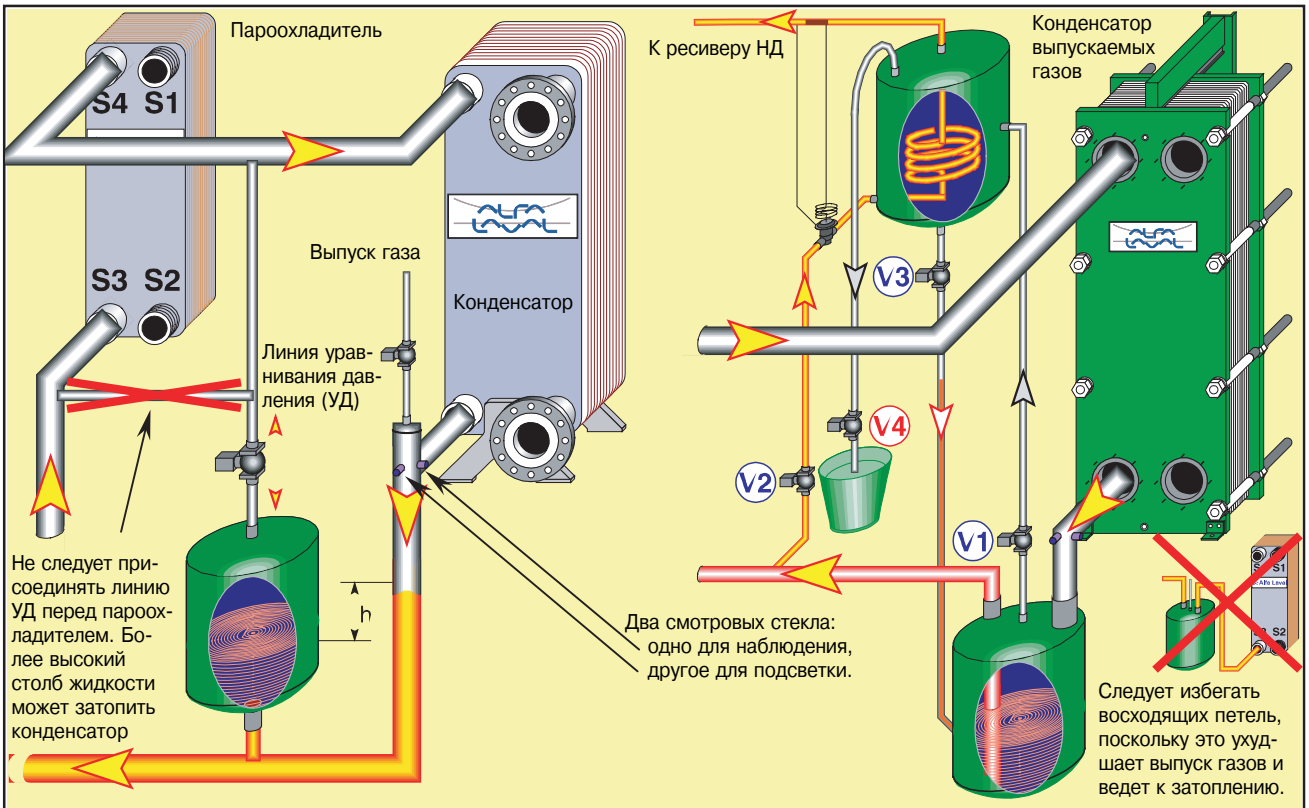


Рис. 06. Жидкостный ресивер и линия уравнивания давления

A. Буферный жидкостный ресивер

1) Подача и отвод конденсата осуществляются снизу. Поскольку линия конденсата всегда заполнена жидкостью, в трубе может создаваться столб жидкости.

2) Неконденсирующиеся газы не проходят вместе с конденсатом в ресивер и не могут выпускаться оттуда. Для выпуска газов используйте точку, указанную на рисунке.

3) Ресивер нельзя устанавливать выше конденсатора (уровень жидкости должен быть ниже выхода конденсатора), поскольку обратный поток конденсатора будет затапливать конденсатор.

   Борьба с затоплением конденсатора это очень трудная задача.

4) В системе может быть установлена линия уравнивания давления. Она нужна для возврата паров, образующихся в ресивере, на вход конденсатора для повторной конденсации. Для преодоления повышенного давления на входе в конденсатном трубопроводе формируется столб высотой h. Это легко осуществляется, поскольку трубопровод всегда заполнен жидкостью.

5) Возможные причины появления пара в ресивере

   - Испарение в ресивере из-за внешнего притока теплоты. Поскольку этот ресивер, в отличие от проходного, постоянно заполнен хладагентом, приток внешней теплоты в данном случае более опасен.
   - Испарение в маслоохладителе, который охлаждается конденсатом. Пары возвращаются в ЖР, а затем через линию УД или непосредственно поступают на вход конденсатора.

6) Заметьте, что если ресивер нагрет, линия УД должна быть открыта, независимо от того, производится нагрев специально или обусловлен внешними обстоятельствами.

B. Проходной жидкостный ресивер

1) Конденсат подается сверху по «пустой» линии конденсата, т.е. в трубе конденсата не может создаваться и поддерживаться столб жидкости.

2) Неконденсирующиеся газы попадают с конденсатом в ресивер и выпускаются из него.

3) Ресивер можно устанавливать над конденсатором, поскольку конденсат не может перетечь обратно в конденсатор. Однако такая компоновка нежелательна, так как затрудняет выпуск газов и создает опасность обратного потока. См. также текст.

4) Линию уравнивания давления устанавливать не следует. Повышенное давление на входе конденсатора должно компенсироваться столбом жидкости. Если такой столб не образуется в линии конденсата, то он формируется в каналах, где блокирует часть поверхности и снижает производительность. Более того, такой столб жидкости нестабилен.

5) Такой ресивер не следует устанавливать в местах, где возможно испарение конденсата (см. рис. 06, п. A5), поскольку пары при этом могут возвращаться в линию конденсата, что не всегда допустимо. Хотя в ПТО небольшой обратный поток пара допускается.

   Заметьте, что эти рекомендации противоположны тем, которые действительны для КТТО.

   Заметьте также, что присутствие неконденсирующихся газов препятствует созданию столба жидкости в каналах, поскольку конденсат переохлаждается без понижения давления.
   Если в проходном ресивере нужно установить маслоохладитель, его следует питать с помощью насоса, или, возможно, подавать жидкость из ресивера к маслоохладителю за счет перепада высот и возвращать пар на вход конденсатора, а не в жидкостный ресивер.

5. Выпуск газов

5.1. Параметры, влияющие на выпуск газов

Описание влияния неконденсирующихся газов на процесс конденсации дано в §3.3. Выбор точек выпуска газов зависит, главным образом, от двух параметров.

a) Путь потока. Концентрация неконденсирующихся газов максимальна в самой холодной части конденсатора, как правило, на последнем этапе процесса конденсации. Неконденсирующиеся газы движутся к выходу вместе с конденсирующимся паром. Здесь происходит, по крайней мере, частичное разделение конденсата и остающейся смеси паров с неконденсирующимися газами. Если фазы разделились, их можно выпустить через различные выходы, если нет, жидкую и газообразную фазы нужно будет разделить на следующих этапах.

b) Разница плотностей. Если неконденсирующийся газ легче пара хладагента, он поднимается над паром и должен выпускаться из верхней точки сосуда. Если неконденсирующийся газ тяжелее хладагента, то точка выпуска газа должна находиться как можно ниже.

5.2. Размещение газовыпускного отверстия

Два вышеназванных условия определяют выбор для аммиака, но для других хладагентов выбор сложнее.

1) Аммиак. Существуют лишь три газа – водород, гелий и метан, плотность которых меньше чем у аммиака (и воды). Их присутствие в рабочем веществе холодильной установки маловероятно. Если аммиак войдет в контакт с окружающим воздухом, он поднимется вверх и постепенно перемешается с воздухом. Эта смесь всегда легче, чем чистый воздух при той же температуре. (Чтобы чистый аммиак стал тяжелее воздуха, он должен быть холоднее более чем на 100 K).

   Выбор точки выпуска неконденсирующихся газов из аммиачной системы однозначно определяется и путем потока, и плотностью газов, она должна находиться в самой нижней точке, на выходе из ПТО.

2) Другие хладагенты тяжелее воздуха, и большинство из них тяжелее двуокиси углерода; и воздух и двуокись углерода могут присутствовать в рабочем веществе холодильной установке. Хладагент при контакте с воздухом опускается и перетекает в самую нижнюю точку, где и скапливается. В случае преимущественно горизонтальной конденсации, как в КТТО, газовыпускное отверстие следует размещать в верхней части аппарата на выходе. Большинство стандартных конденсаторов для холодильной и химической промышленности, а также общего назначения, имеют газовыпускное отверстие в верхней части корпуса, как можно дальше от входа.

   В ПТО проблема осложняется вертикальной конфигурацией с верхним входом и нижним выходом. На практике, наибольшее значение имеет путь потока. Парогазовая смесь проходит по каналам и выходит из аппарата снизу. Перепад давлений не дает смеси, плотность которой уменьшается по мере конденсации, подняться в конденсатор.

   После выключения установки более легкая смесь может подняться вверх, но поскольку гофрированный канал является хорошим перемешивающим устройством, то в результате, вероятно, получится довольно однородная смесь.

   Даже если у верхнего входного отверстия образуется пузырь неконденсирующегося газа, последний уйдет с конденсирующимися парами, когда они вновь поступят в аппарат. Постоянный воздушный пузырь может образоваться лишь в случае, если перепад давлений, обусловленный разностью высот, будет иметь один порядок с перепадом давлений вследствие разницы плотностей, но такой малый перепад давлений в работающем конденсаторе не встречается.

   Заключение. Газовыпускное отверстие следует размещать у нижнего выходного отверстия.

5.3. Методы выпуска газов

На рис. 06 показан один метод выпуска газов из ЖР обоих типов. Этот метод, предназначенный для буферного ресивера, может быть применен для проходного ресивера, ***но не в том случае***, если есть опасность закупорки выходной трубы конденсатом.

Как правило, выпуск газов осуществляется в окружающий воздух, но не непосредственно. Для уменьшения концентрации паров смесь можно охлаждать хладагентом НД в конденсаторе выпускаемых газов, см. рис. 06B.

Конструкция аппарата проста: это сосуд определенного объема, в который помещен змеевик, охлаждаемый дросселированным хладагентом. Смесь пара и неконденсирующихся газов поступает в сосуд, хладагент конденсируется и стекает обратно в ЖР через трубопровод и клапан V3. Наконец, сосуд целиком заполняется неконденсирующимся газом, и пар в него более не поступает. Сток конденсата в ЖР прекращается, что можно контролировать, например, по температуре. Нормально открытые клапаны V1 – V3 в этом случае закрываются, и нормально закрытый клапан V4 открывается. Клапан V4 открывает данный конденсатор либо в атмосферу, либо, в аммиачной системе, в ведро с холодной водой, где большая часть оставшегося аммиака растворяется.

Другой метод показан на рис. 07. Трубка небольшого диаметра соединяет верхнюю часть ЖР, заполненную паром и неконденсирующимся газом, со стороной низкого давления регулирующего клапана; неконденсирующиеся газы выходят через эту трубку. Газы при этом не удаляются из системы, но они, по крайней мере, распределяются более равномерно.

6. Управление конденсаторами

6.1. Требования к системе управления конденсатором

Система управления определяется типом установки

a) Установка с затопленными испарителями, холодильная или для кондиционирования воздуха. Управление конденсатором не требуется, за исключением экономии воды при низкой тепловой нагрузке.

b) Установка с испарителями непосредственного расширения. Необходимо поддерживать минимальное давление конденсации, обеспечивающее достаточную движущую силу для ТРВ.

c) Установка с утилизации теплоты. Необходимо поддерживать минимальное давление, обеспечивающее утилизацию теплоты; но не в ущерб главной функции установки – охлаждению. То есть, можно производить либо горячую воду определенной температуры, либо большее количество воды с меньшей температурой, но маловероятно, что удастся совместить оба этих процесса.

d) Тепловой насос. Главная задача – выработка тепла. Если возможно, должны соблюдаться оба требования, указанные в пункте c).

Во всех системах существуют дополнительные требования к управлению, обеспечивающие защиту оборудования.

e) Давление конденсации не должно быть настолько высоким, чтобы создавать угрозу компрессору. Это относится к системе управления компрессором и здесь не обсуждается.

f) Вода не должна замерзать. Как правило, в конденсаторе эта проблема не возникает, но в реверсивных кондиционерах конденсатор периодически выполняет функцию испарите-

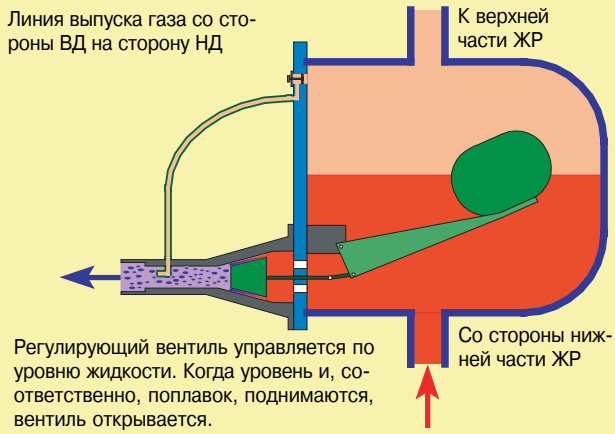


Рис. 07. Регулирующий вентиль с управлением по уровню жидкости и отводом газов из ресивера ВД

На рисунке показана только принципиальная схема. Разные изготовители применяют различные конструкции устройств ручного и автоматического управления, выпуска газов и т.д. Если перевернуть вентиль, то сосуд превратится в ресивер НД, т.е. при повышении уровня вентиль будет закрываться.

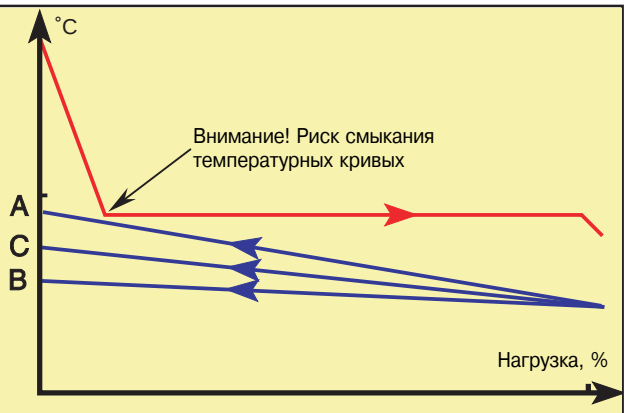


Рис. 08. Выбор расхода воды

A. Слишком малая СРТ означает неустойчивый отклик системы

B. Малое изменение большого расхода слабое влияет на СРТ и, следовательно, на производительность.

C. Правильно подобранный расход. СРТ существенно меняется при изменении расхода воды.

ля и наоборот, кроме того, замерзание грозит установленным снаружи конденсаторам в зимнее время. Поскольку защита от замерзания очень важна, этому вопросу посвящена целая глава, **7, «Замерзание»,** и часть главы **1, «Применения»**.

g) Температура воды не должна быть настолько высока, чтобы в ней образовывалась накипь. Это проблема не только управления, но и качества воды.

h) Должен быть обеспечен устойчивый прямой поток хладагента. То есть нужно установить обратные клапаны, электромагнитные клапаны, регуляторы уровня и т.п. так, чтобы не допустить попадания хладагента в неработающее оборудование.

Проектирование системы управления холодильной установки не является темой данного руководства, но некоторые комментарии, касающиеся особенностей ПТО, приводятся ниже.

6.2. Изменение параметров конденсации

Система управления должна адекватно реагировать на изменение одного из параметров процесса конденсации, т.е. определенным образом изменять (или не изменять) другие параметры. Ниже описаны некоторые изменения параметров и отклики системы на них.

♦ Производительность установки (и количество пара) уменьшается, но конденсатор продолжает работать с прежней производительностью. Давление и температура начинают падать. В результате снижаются плотность пара и, следовательно, массовая производительность компрессора, которая, в конце концов, приходит в равновесие с пониженной вследствие уменьшения СРТ производительностью конденсации.

a) Управление не требуется, или же вручную регулируется расход воды для экономии воды и (или) энергии для ее подачи (в зимнее время).

b-c) Необходимо управление давлением. Это можно сделать либо с помощью регулятора давления, либо изменяя расход воды, т.е. СРТ. Другой возможный метод заключается в управлении производительностью компрессора, но, за исключением случая d), этот метод обычно оставляют для управления испарением.

d) Должна поддерживаться заданная температура, даже в ущерб холодопроизводительности.

♦ Входная температура воды падает, СРТ растет, и производительность конденсатора опережает производительность компрессора.

a) Как правило, в управлении нет необходимости, или осуществляется управление расходом воды при изменении ее температуры – ручное, если изменения медленные, или автоматическое, если температура меняется часто.

b-c) Как указано выше.

d) Как правило, необходимо поддерживать определенную температуру воды. Снижение входной температуры означает повышение производительности. Значит, следует уменьшить расход или увеличить давление конденсации.

♦ Таким образом, в принципе существуют лишь несколько методов управления:

◊ Изменение расхода воды в соответствии с давлением конденсации или выходной температурой.

◊ Поддержание определенного давления конденсации.

◊ Изменение давления в соответствии с температурой воды.

6.3. Управляющее воздействие на стороне воды

Изменение расхода воды должно обеспечить адекватное, не слишком малое, но и не слишком большое, изменение СРТ, см. рис. 08.

На рис. 09 показана типичная конструкция регулятора. Такой регулятор (пропорциональный) может поддерживать давление только при одной заданной производительности, но это, как правило, не является серьезной проблемой. Важно согласовать теплообменник и регулятор, так чтобы обеспечить адекватный отклик системы.

Если температура воды очень близка к температуре хладагента (см. рис. 8A), небольшое изменение расхода воды вызывает значительное изменение СРТ, и процесс становится неустойчивым. Нагревать воду до таких температур вполне возможно, но это требует иного метода управления, например, можно регулировать выходную температуру воды.

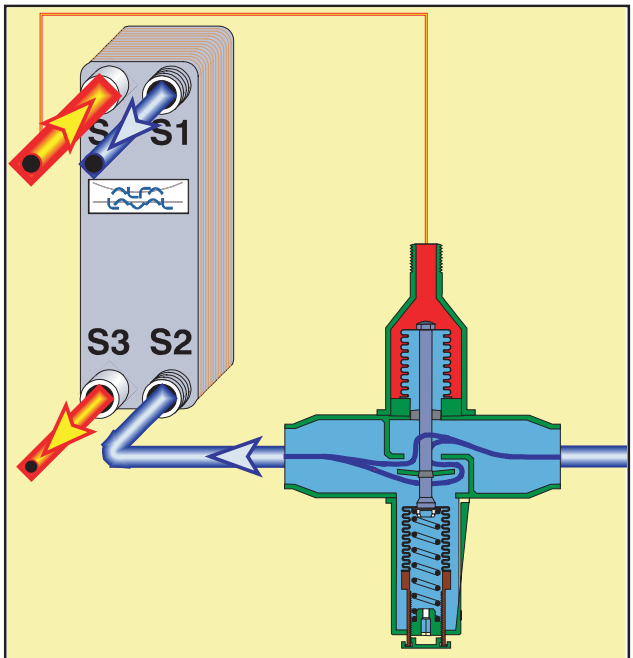


Рис. 09. Регулятор расхода воды по давлению паров

Возросшее давление хладагента передается на регулятор и, преодолевая действие пружины, смещает шток клапана. Расход воды увеличивается; разность температур возрастает, что приводит к более интенсивной конденсации хладагента, в результате достигается новое равновесие. При понижении давления идет противоположный процесс.

6.4. Управляющее воздействие на стороне хладагента

См. рисунки 10 A и B. Давление «саморегулируется», т.е. открывает или закрывает клапан, что вызывает изменения расхода хладагента.

Заданное значение давления может устанавливаться изменением усилия пружины, т.е. вручную, или автоматически по другой переменной, например, по температуре или по давлению в какой-либо иной точке, см. рис. 10A.

Управление конденсатором очень сильно зависит от того, какой тип испарителя применяется в системе.

Система с испарителем непосредственного расширения и без утилизации тепла. Регулирование давления в ЖР, от которого зависит работа терморегулирующего вентиля, имеет большее значение, чем поддержание параметров конденсации. Может быть использована конструкция как 10A, так и 10B.

Клапан 2 на рис. 10B должен находиться как можно ближе к конденсатору, чтобы минимизировать объем хладагента и время отклика. Если конденсатор установлен вне помещения, то клапан должен находиться там же.

В таких случаях схема B предпочтительнее, поскольку все элементы управления можно разместить в компрессорном зале.

Система с испарителем непосредственного расширения и с утилизацией тепла. Клапан 2 на рис. 10 A поддерживает заданное давление конденсации, а также давление в ЖР. Давление конденсации может быть задано достаточно высоким для нагрева воды до нужной температуры либо в пароохладителе, либо в конденсаторе.

Система на рис. 10B не регулирует давление конденсации и поддерживает только давление в ЖР, что делает ее пригодной для ТРВ, но не для утилизации тепла.

Затопленный испаритель питается хладагентом не непосредственно от ТРВ, а от ресивера НД. Понижение давление в ЖР означает чуть меньший уровень жидкости, что слабо влияет на производительность.

Давление можно не регулировать, либо им можно управлять изменением расхода охлаждающей воды.

7. Охлаждение перегретого пара

Охлаждение перегретого пара может происходить в следующем оборудовании:

- В основном конденсаторе, в таком случае оно рассматривается как часть процесса конденсации.
- В специальном пароохладителе, который обычно служит для утилизации энергии высокотемпературного источника. Иногда хладагент конденсируется в пароохладителе, из которого приходится отводить конденсат. Пароохладитель может быть либо отдельным теплообменником (рис. 11A, 13 и 14), либо составной частью основного конденсатора, как на рис. 11B.
- В трубопроводе или в сосуде, с целью снижения температуры на входе в конденсатор, чаще всего ПСПТО в аммиачной системе. Это делается для снижения термической нагрузки на уплотнительные кольца.

7.1. Отвод конденсата из пароохладителя

В идеале выход пароохладителя должен присоединяться к входу основного конденсатора с помощью короткой прямой трубки с уклоном к конденсатору (см. рис. 13B и 14). Если часть хладагента конденсируется в пароохладителе, то конденсат вместе с паром движется вниз к основному конденсатору.

Зачастую пароохладитель невозможно установить выше конденсатора. основной конденсатор может быть аппаратом воздушного охлаждения и размещаться на крыше, в то время как пароохладитель устанавливается в компрессорном зале в подвальном помещении.

В случае конденсации небольшого количества хладагента, возможно, это не будет создавать проблем, особенно если пароохладителем служит ПТО. Конденсат выходит из ПТО, как правило, в виде мелких капель, которые переносятся паром.

Если же в пароохладителе конденсируется много хладагента, можно применить конструкцию, показанную на рис. 11A.

7.2. Охлаждение перегретого пара

Если утилизировать теплоту не требуется, но температуру пара необходимо снизить для предотвращения термических напряжений на уплотнительных кольцах ПСПТО, достаточно впрыскивать конденсат в линию пара перед конденсатором, см. рис. 12.

Заметьте, что общая производительность системы не снижается, поскольку используемый для охлаждения перегретого пара конденсат рециркулирует.

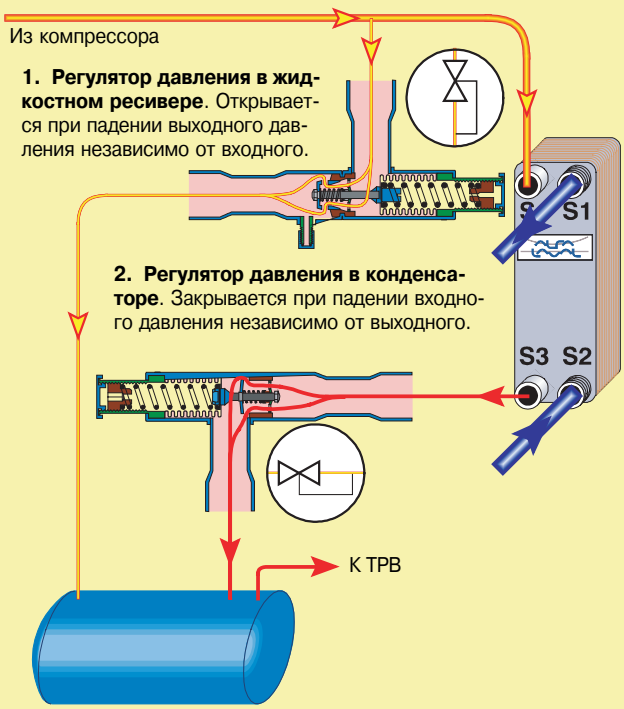


Рис. 10A. Управление давлением хладагента, способ I

Клапан 2 закрывается при падении входного давления. Это ведет к повышению уровня конденсата и уменьшению доступной поверхности нагрева. В результате конденсация уменьшается, и давление стабилизируется на заданном уровне. Клапан 1 открывается, когда давление в ЖР падает, и впускает в ЖР горячий пар, в результате чего давление в этом сосуде повышается и стабилизируется.

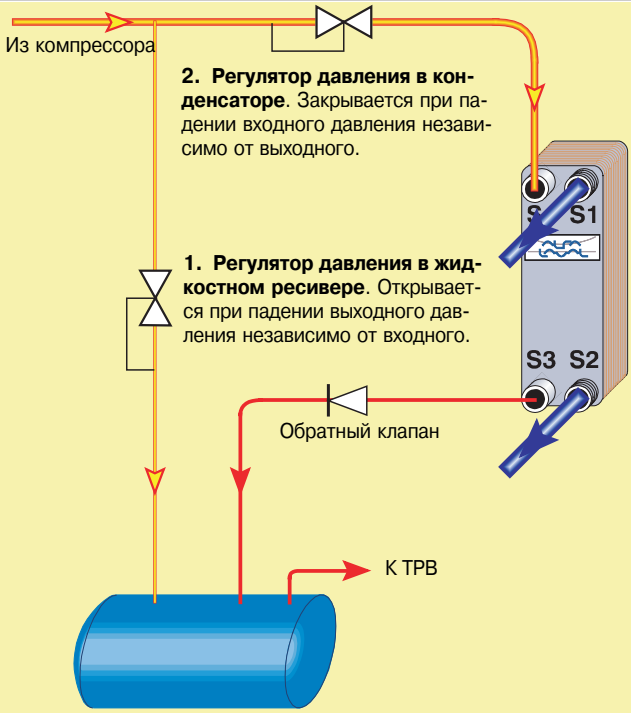


Рис. 10B. Управление давлением хладагента, способ II

Оборудование подобно показанному на рис. A, но клапан 2 помещен перед конденсатором. Он закрывается при падении давления нагнетания, и тем самым способствует его поддержанию. Клапан 1 использует это давление для управления давлением в ЖР. Давление конденсатора не регулируется. Обратный клапан предотвращает обратный поток жидкости в конденсатор.

Рис. 11A. Отвод конденсата из пароохладителя

Линия конденсата одновременно служит линией УД, она передает на ЖР давление пара перед регулятором. Это устраняет необходимость в специальном регуляторе давления в ЖР.

Заметьте, что необходим достаточный перепад высот для формирования столба жидкости, который будет уравновешивать падение давления в регуляторе давления и воздушном конденсаторе.

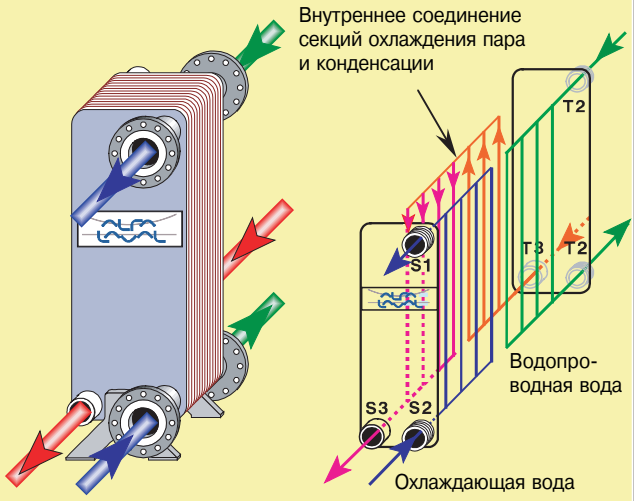


Рис. 11B. Конденсатор со встроенным пароохладителем-водонагревателем

Пароохладитель и конденсатор интегрированы в один агрегат. Конденсирующийся пар обычно течет вниз – это естественное направление для двухфазного потока.

Эта конструкция может применяться для всех типов пластинчатых теплообменников.

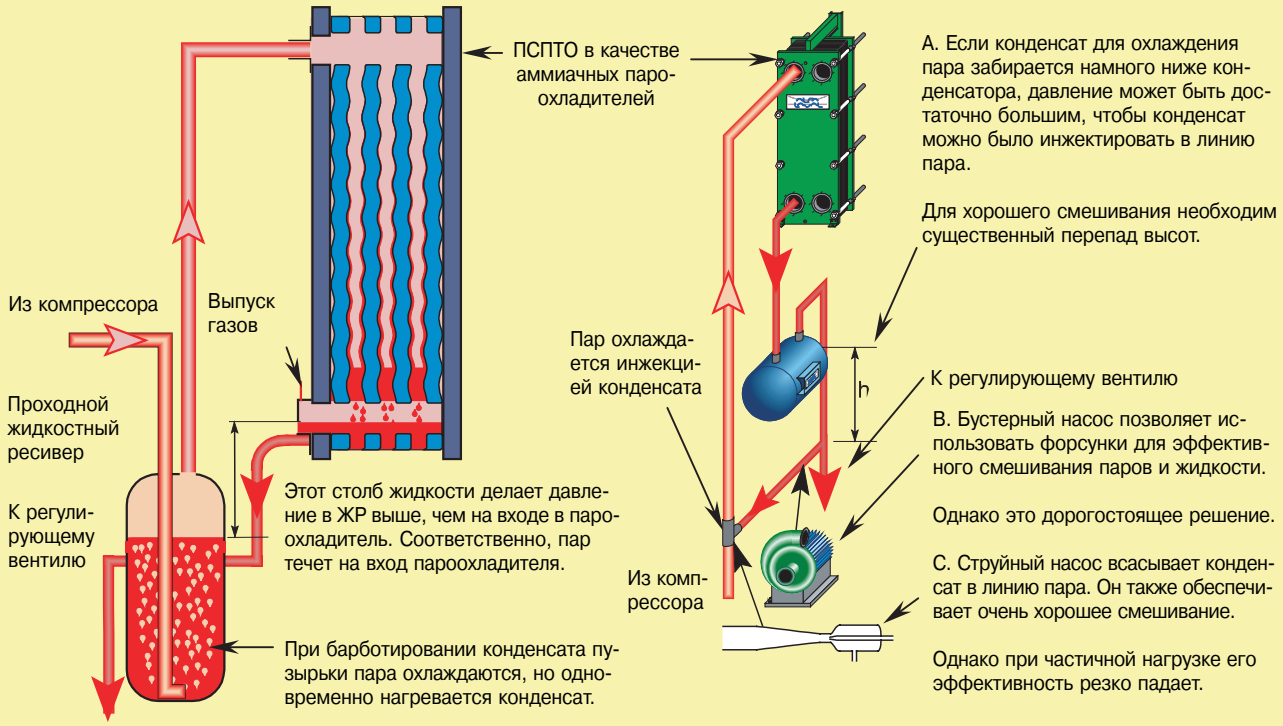


Рис. 12A. Пузырьковый проходной пароохладитель

Рис. 12B. Струйный пароохладитель

7.3. Управление утилизацией тепла

Теплоту можно утилизировать в цикле охлаждения двумя способами: использовать всю теплоту конденсации для нагрева воды (или воздуха) до относительно низкой температуры конденсации либо нагревать в специальном пароохладителе малое количество воды до температуры, близкой к фактической температуре хладагента (в ППТО разность< 3 K).

Кроме того, утилизация теплоты может быть либо основной задачей установки (тепловой насос), либо дополнительной (холодильная установка). С точки зрения управления, одноцелевая установка – охлаждающая или нагревающая – проще. Двухцелевая установка требует дополнительного рассмотрения, см. также рис. 13 и 14.

Утилизация теплоты в холодильной установке. основной задачей установки является охлаждение, и утилизация тепла не должна мешать ее решению. Чтобы функции охлаждения и утилизации теплоты не мешали друг другу, необходимо учитывать следующие моменты.

- Давление конденсации никогда не должно подниматься настолько, чтобы холодопроизводительность опускалась ниже требуемой.
- Установка, выполняющая и утилизацию теплоты, и охлаждение, для большей экономичности должна проектироваться в расчете на более высокую температур конденсации, чем установка, выполняющая только охлаждение.

  Пример. Установка с потребностью в охлаждении 100 кВт ($t_и$ = 2 °C, $t_к$ = 35 °C) вырабатывает всего 120 кВт энергии. Однако энергия источника с температурой 35 °C почти бесполезна. Перегрев приблизительно до 60 °C, который составляет чуть больше 10 % от общего количества энергии, слишком мал для нагрева водопроводной воды.

  Повышение температуры конденсации увеличивает мощность компрессора с 20 до 34 кВт и общую выработку энергии до 134 кВт, из которых 20 % составляет перегрев до 90 °C, что очень хорошо для нагрева воды в ППТО, а остальная энергия может использоваться для обогрева помещений.

  Системы можно проектировать под два давления конденсации; большее давление будет использоваться, когда необходима утилизация теплоты. См. рис. 14.

- С другой стороны, давление конденсации не должно опускаться настолько, чтобы это мешало нормальной работе регулирующего вентиля.
- Жидкостный ресивер (или, по крайней мере, линия от него) никогда не должны быть пустыми.
- Когда нагрев не нужен, система должна иметь достаточный запас производительности по охлаждению пара и конденсации.

  Пример. Тепло утилизируется охлаждением пара хладагента, который затем конденсируется в воздушном конденсаторе. Когда нагрев воды не требуется, воздушный конденсатор одновременно и охлаждает пар, и конденсирует его.

- На периоды, когда охлаждение не требуется, следует предусмотреть иной источник нагрева.

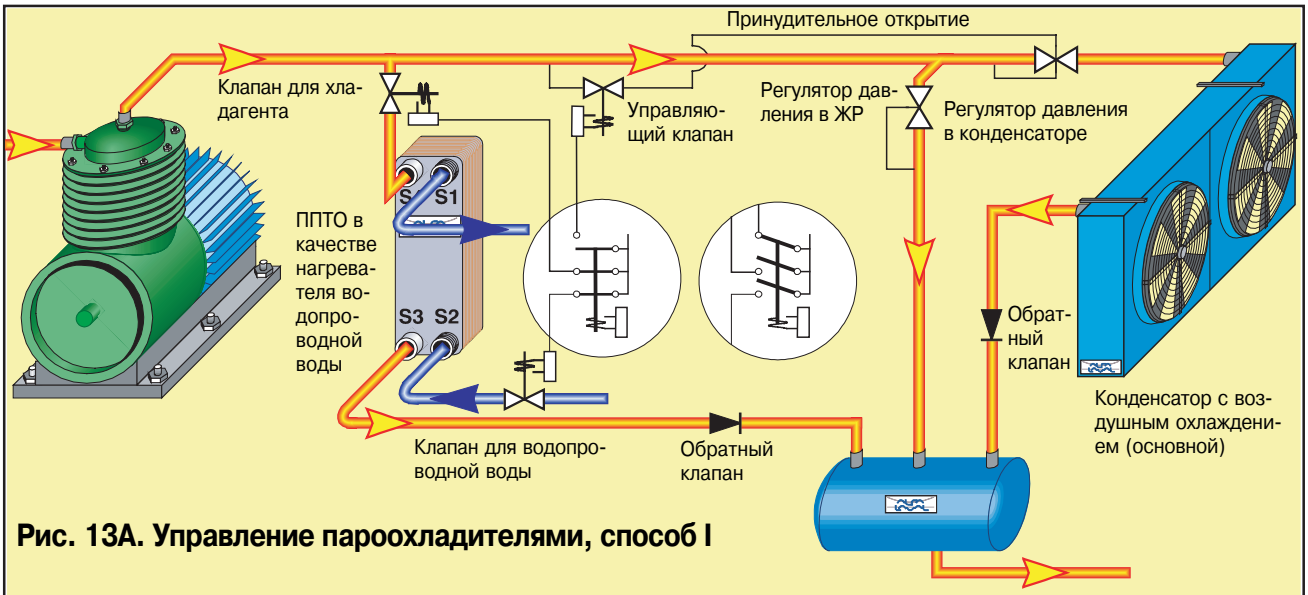


Рис. 13A. Управление пароохладителями, способ I

Без утилизации тепла. Клапаны для хладагента и водопроводной воды закрыты, и регулятор давления в конденсаторе полностью открыт в результате открытия электромагнитного клапана.

То есть, когда утилизация теплоты не требуется, давление в конденсаторе не регулируется, поскольку не необходимости в поддержании определенной температуры. Необходимо позаботится о том, чтобы зимой давление в ЖР не упало ниже необходимого, например, устроить столб жидкости между конденсатором и ЖР, эксплуатировать систему только в регионах с теплым климатом или регулировать давление каким-то другим способом, например, с помощью вентиляторов.

С утилизацией тепла. Клапаны для хладагента и водопроводной воды открываются, а электромагнитный клапан закрывается, включая тем самым регулятор, который поддерживает давление в конденсаторе на уровне, необходимом для утилизации тепла.

Часть хладагента отводится к ППТО и нагревает воду. Повышение тепловой нагрузки в ППТО вызывает понижение давления нагнетания, и регулятор давления в конденсаторе закрывается, направляя больше хладагента к ППТО. Понижение тепловой нагрузки увеличивает давление нагнетания, и регулятор открывается, увеличивая расход хладагента через воздушный конденсатор.

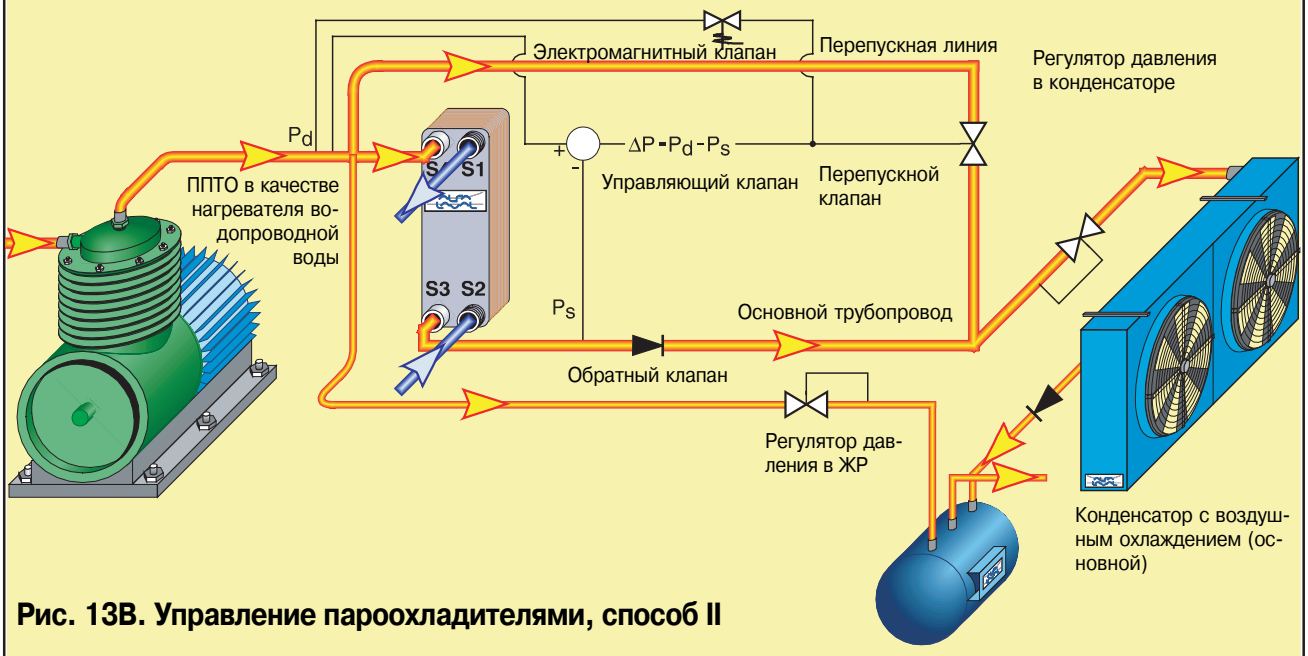


Рис. 13B. Управление пароохладителями, способ II

Без утилизации тепла. Хладагент поступает и в перепускную линию, и в ППТО. Давление поддерживается регулятором давления в конденсаторе, как на рис. 11A.

Таким образом, пар постоянно поступает в ППТО и нагревает воду, даже если нагрев не требуется. Система должна быть спроектирована в расчете на такую работу. Ее можно оборудовать клапанами в линиях воды и хладагента, как на рис. A выше. Данная система больше всего подходит для установок, где есть постоянная потребность в горячей воде.

С утилизацией тепла. Когда входная температуры воды понижается (или включается подача воды), в ППТО начинает конденсироваться пар. Управляющий клапан реагирует на DR в ППТО. Когда тепловая нагрузка возрастает, т.е. входная температура воды снижается, конденсируется большее количество пара. При этом DR падает, перепускной клапан закрывается, и в ППТО поступает больше пара.

Электромагнитный клапан применяется для открытия перепускного клапана на продолжительный период, в течение которого нагрев не требуется.

8. Поиск и устранение неисправностей

8.1. Недостаточная производительность

- Проверьте все значения расходов, температур, перепадов давления и т.д. Не указывают ли перепады давлений на нарушения в работе? Проверьте, нет ли стеснения потока воды, затопления конденсатора из ЖР, необычных шумов и т.д.
- Переставьте термометры местами. Неточные термометры могут не зафиксировать незначительную разность температур.
- Проверьте, нет ли перепадов температуры на наружной поверхности конденсатора. Большие различия могут свидетельствовать о газовых пробках или о стеснении потока воды или хладагента.
- Установлен ли фильтр на входе воды? Если он частично забит, это может вызвать неравномерное распределение воды и снизить производительность.
- Перепроверьте коэффициент теплопередачи, используя различные комбинации температур и потоков.
- Проверьте охлаждающую жидкость, если это не чистая вода. Если это раствор гликоля или другого вещества, проверьте его концентрацию и (или) вязкость. Слишком высокая концентрация ухудшает теплопередачу.
- Проверьте, нет ли в конденсаторе накипи со стороны жидкости и масла со стороны хладагента.
- В чем проявляется недостаточная производительность? Если конденсатор используется для утилизации теплоты и выходная температура воды слишком низка, причина может быть в смыкании температурных кривых, см. рис. 01.
- Согласованы ли испаритель и компрессор? Если да, то производительность конденсатора должна им соответствовать. В противном случае где-то имеется неисправность.
- Проверьте компрессор. Обеспечивает ли он требуемую подачу хладагента при номинальном давлении? В аппарате не может конденсироваться больше хладагента, чем в него подается. Возможно, компрессор изношен, имеет внутренние утечки? Соответствуют ли производительности компрессора частота вращения и потребление электроэнергии?
- Устойчива ли система? Неустойчивость может снижать производительность.
- Малая производительность в сочетании с сильным переохлаждением конденсата говорят о слишком высоком уровне конденсата, который блокирует поверхность теплообмена. Это может происходить вследствие избытка хладагента в системе или вследствие недостаточной длины линии конденсата в системе с параллельными конденсаторами, что вызывает затопление одного из аппаратов.

  Помните, что, если выходная температура конденсата не регулируется, производительностью конденсатора можно управлять, изменяя в нем уровень конденсата.

  Температуру конденсата нельзя регулировать изменением его уровня в конденсаторе, поскольку это означало бы отказ от регулирования производительности по конденсации, что, как правило, невозможно. То есть, слишком малая производительность может быть вызвана ошибочным регулированием температуры конденсата.

  Если регулирование уровня конденсата применяется в системе с несколькими конденсаторами, следует помнить, что во время холодного сезона требуется большее количество хладагента, поскольку часть его используется для блокирования поверхности теплообмена.

  Во время теплого сезона лишний хладагент сбрасывается в жидкостный ресивер. Если объем последнего недостаточен, в каком-либо конденсаторе будет блокирована поверхность теплообмена.
- Если в регуляторе давления в жидкостном ресивере имеется утечка, пар хладагента попадает в ресивер в обвод конденсатора, и может создаться впечатление, что в конденсаторе конденсируется не весь хладагент.
- Проверьте линию УД. Если она открыта и если ЖР проходного типа, конденсат может блокировать каналы.
- Наоборот, если ЖР буферного типа, и он подвергается нагреву (теплый компрессорный зал, охладитель масла и т.д.), а линия УД отсутствует, конденсат может подниматься в конденсатор, затапливать каналы и препятствовать отводу неконденсирующихся газов.
- ***Проверьте, соответствует ли установка рекомендациям, изложенным на рис. 05 и 06. основными причинами неисправностей, не считая загрязнений на стороне воды, являются неправильная установка и эксплуатация линий УД и отвода неконденсирующихся газов.***

8.2. Неустойчивость

Холодильная установка представляет собой систему взаимодействующих обратных связей, т.е. ей в принципе присуща опасность самовозбуждающихся колебаний. О возникновения самовозбуждающихся колебаний можно прочесть в главе «Испарители и сепараторы».

- Проверьте разность температур. Если температура воды в какой-либо точке слишком близка к температуре хладагента, небольшое изменение расхода воды вызовет большое изменение разности температур, что может привести к самовозбуждающимся колебаниям.
- Тщательно выбирайте место установки регулятора давления, см. рис. 10A и 11. Большое расстояние между клапаном и конденсатором означает, что конденсат должен заполнить трубопровод, прежде чем повысится его уровень в конденсаторе, т.е. время подъема уровня конденсата увеличивается, а время слива остается коротким.
- Проверьте механическое функционирование различных клапанов. Клапаны некоторых типов, особенно регулирующие вентили, имеют очень малые проходные сечения. Обломки, например, металлические частицы, образующиеся при изнашивании оборудования, легко застревают в них, стесняя поток и повреждая клапан.

  Если расход уменьшится вследствие стеснения потока, соответственно уменьшится и производительность. Такие клапаны можно выявить по нарушениям их регулирующих функций и (или) по необычному шуму.
- Если конденсат блокирует каналы теплообменника, например, из-за слишком высокого давления в ЖР, см. рис. 6, он может внезапно сливаться из каналов, что приводит к неустойчивой работе.

8.3. Отключения компрессора по высокому давлению

Отключение компрессора вследствие срабатывания реле высокого давления может быть вызвано причинами.

- Падение производительности конденсатора вследствие его блокирования конденсатом, вызванного недостаточной производительностью испарителя или регулирующего вентиля либо стеснением потока в линии конденсата.
- Падение производительности конденсатора вследствие загрязнения, слишком теплой охлаждающей воды или недостаточного ее расхода.
- Наиболее коварная причина повышения давления – присутствие неконденсирующихся газов, см. §3.3, с. 101, 102.

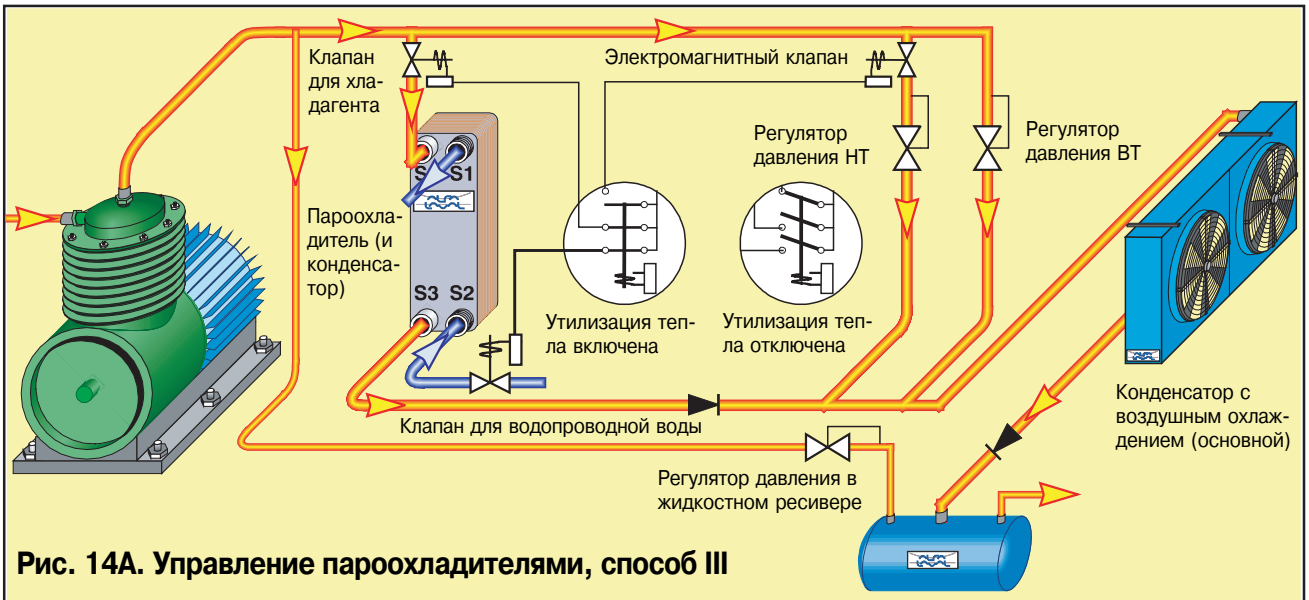


Рис. 14A. Управление пароохладителями, способ III

Без утилизации тепла. Клапаны для водопроводной воды и хладагента закрыты, а электромагнитный клапан в линии НТ открыт. Регулятор давления НТ поддерживает низкое давление нагнетания. Регулятор давления ВТ установлен на высокое давление и потому закрыт. Если давление в ЖР упадет, регулятор давления в ЖР откроется. Система работает, как на рис. 10В.

С утилизацией тепла. Клапаны для водопроводной воды и хладагента открыты, электромагнитный клапан в линии НТ закрыт. Теперь, когда регулятор давления НТ отключен, давление определяется регулятором ВТ, т.е. устанавливается температура, более подходящая для утилизации тепла. Часть хладагента поступает в ППТО, где пар охлаждается и, возможно, частично конденсируется. остальной хладагент конденсируется в основном конденсаторе или используется для обогрева помещений.

Если тепловая нагрузка в ППТО падает, давление нагнетания растет, регулятор ВТ открывается и увеличивает расход хладагента через конденсатор. Если нагрузка возрастает, давление нагнетания падает, регулятор ВТ закрывается и увеличивает расход хладагента через ППТО.

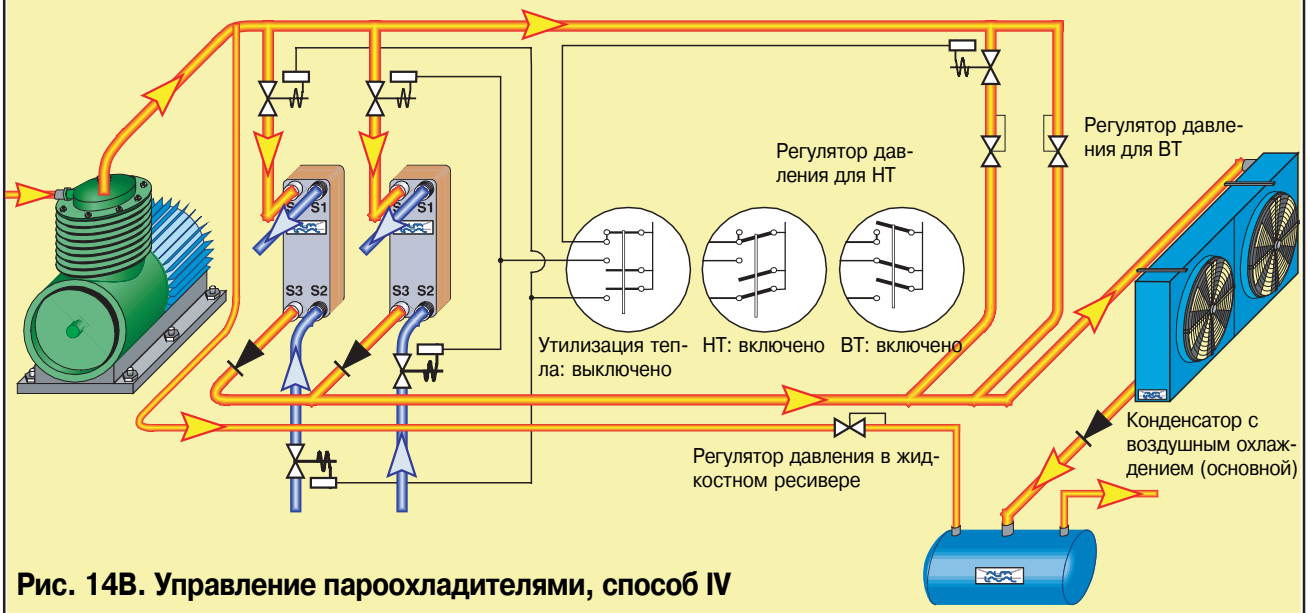


Рис. 14B. Управление пароохладителями, способ IV

Без утилизации тепла. Оба клапана хладагента (и водяные клапаны) закрыты. Низкотемпературный регулятор открыт, поддерживая экономичное давление. Высокотемпературный регулятор автоматически закрывается, как только давление нагнетания опускается ниже заданного.

Регулятор давления в жидкостном ресивере поддерживает давление на уровне, достаточном для работы терморегулирующего вентиля.

Система работает, как показано на рис. 10В.

Утилизация тепла при НТ. Когда возникает потребность в нагреве, регулятор НТ открывается и часть хладагента поступает в ППТО НТ. Регулятор НТ открывается или закрывается в соответствии с изменением тепловой нагрузки. Обратный клапан у НТ ППТО препятствует попаданию хладагента в этот аппарат со стороны выхода.

Утилизация тепла при ВТ. Когда включается ВТ ППТО, регулятор НТ закрывается и давление нагнетания определяется работой регулятора ВТ. Таким образом, НТ ППТО работает на более высоком температурном уровне, более экономичном для утилизации тепла. Система работает, как на рис. А выше.

6. Загрязнение и коррозия

1. Загрязнение со стороны хладагента

1.1. Источники загрязнения

А. Введение. В холодильном контуре обычно не происходит существенного загрязнения со стороны хладагента, кроме загрязнения маслом. Однако если это случается, последствия бывают тяжелыми, особенно для регулирующего вентиля и компрессора.

Б. Масло. Масло переносится хладагентом в различные части холодильной установки либо в растворенном виде, либо в виде эмульсии. Хотя его количество в хладагенте можно понизить, полностью предотвратить загрязнение невозможно. Влияние загрязнения маслом зависит от его растворимости в хладагенте.

Помимо того, что масло является загрязнителем, оно влияет на коэффициент теплопередачи в конденсаторах и испарителях и в силу других эффектов. См. главы, посвященные испарению и конденсации.

В. Растворимое масло. Масло растворяется в хладагенте и поэтому не образует масляной пленки на поверхности. Это не относится к испарителям непосредственного расширения, где хладагент полностью испаряется и масло присутствует в паре в виде капель. Они оседают на стенках, образуя изолирующую пленку.

По счастью, коэффициент теплоотдачи в этой части испарителя мал и влияние масляной пленки невелико. Главная задача при этом – поддерживать достаточно высокую скорость пара, чтобы капли масла не скапливались в испарителе и не снижали эффективность теплопередачи.

Г. Нерастворимое масло. Масло не растворяется в аммиаке (при любых температурах) и R22 (если $t < 0$ °C). Оно по разному влияет на работу конденсаторов и испарителей.

- **Конденсатор**. Поскольку R22 растворяет масло при обычных температурах конденсации, здесь никаких проблем не возникает. В аммиачных системах нерастворимое масло сказывается на работе конденсатора меньше, чем на работе испарителя. Температура здесь выше, поэтому вязкость масла меньше, а сила тяжести и усилие сдвига под действием потока аммиака направлены в одну сторону. Следовательно, в конденсаторе нет опасности накопления масла.
- **Испаритель**. Масло, диспергированное в хладагенте, образует пленку на нагревающей поверхности и в смоченной, и в сухой части аппарата. Если скорость пара достаточно велика, капли масла, в конечном счете, уносятся потоком.

Д. Продукты разложения масла. Масло может нагреваться в компрессоре выше температуры разложения. В результате образуется целый ряд продуктов разложения масла: от углерода до смолоподобных веществ. В конечном счете, эти продукты оказываются в теплообменниках.

Испаритель это самый холодный компонент системы, в нем жидкости обладают наибольшей вязкостью, поэтому он больше подвержен загрязнению.

Особенно опасны в этом отношении новые синтетические масла. Зачастую они являются полярными соединениями, в которых неорганические вещества – образующиеся при пайке окислы, мельчайшие частицы металла из компрессора и т.д, – растворяются лучше, чем в минеральных маслах. Кроме того, некоторые масла - на основе простых эфиров в большей степени, чем полиэфирные, гидролизуются в присутствии воды с образованием загрязняющих и коррозионных продуктов.

Для хладагентов, не растворяющих масло, эта проблема стоит острее. Если хладагент растворяет масло, он смывает и его, и, как правило, продукты разложения.

Е. Износ. Твердые частицы, образующиеся при износе компрессора, могут попадать в теплообменники. В испарителях их влияние не является целиком отрицательным, так как они становятся центрами парообразования и увеличивают коэффициент пузырькового кипения.

Ж. осушители. Силикагель это наиболее широко употребляющийся осушитель хладагента. Он поставляется в виде кристаллов, упакованных в патрон фильтра. Если упаковка недостаточно плотная, а фильтр установлен неправильно, то кристаллы силикагеля будут двигаться и истираться, образуя мелкие частицы, выходящие из фильтра.

З. Вода. Теоретически, концентрация воды в хладагенте не должна превышать миллионных долей. На практике это может быть не так. Поршневые компрессоры очень чувствительны к присутствию даже малого количества воды в хладагенте. Винтовые и турбокомпрессоры могут работать при большом содержании воды.

Вода, масло и продукты разложения могут образовать отложения на поверхностях теплообмена, особенно в испарителях, как наиболее холодных компонентах системы. Они также могут вызывать вспенивание хладагента, что ухудшает теплообмен. Вода может попадать в систему с гигроскопичным синтетическим маслом, поглощающим влагу из воздуха.

1.2. Очистка и предотвращение загрязнения

А. Очистка. Обычная практика не предусматривает чистку теплообменников со стороны хладагента, если не требуется полный капитальный ремонт. Наиболее вероятные загрязнения здесь это масло и продукты его разложения, которые можно отмыть подходящими промышленными моющими средствами.

Б. Маслоотделители. Масло, особенно в низкотемпературных установках, следует улавливать, отделять от хладагента и возвращать в компрессор.

В. Фильтры и осушители. Фильтр и осушитель обычно представляют собой единое устройство, которое устанавливается на участке, где поток хладагента направлен вертикально вниз, обычно между конденсатором и ТРВ. Это минимизирует опасность движения и износа кристаллов силикагеля. Имеются также специальные модели фильтров-осушителей для двунаправленного потока. Фильтр-осушитель улавливает продукты разложения, металлические частицы, воду и т.д.

Г. Проектирование. Для обеспечения эффективного уноса масла из испарителя необходимо по возможности увеличить скорость пара или, точнее говоря, усилие сдвига. Усилие сдвига пропорционально перепаду давления на каждый метр пути потока. Учтите, что перепад давлений может ограничиваться по другим соображениям, например, из-за разности температур. Обычный перепад давления составляет около 5 кПа/м.

2. Загрязнение в замкнутых системах

Обычно сторона охлаждаемой среды в испарителе является частью замкнутого контура, где циркулирует вода или водный раствор антифриза. Поскольку это замкнутая система, где жидкость остается чистой, загрязнения не составляют проблемы. Обычно это масло или другая смазка. Раствор гликоля в высокой концентрации растворяет или, по крайней мере, диспергирует масло. Соответственно, он обеспечивает самоочистку системы.

Если возникает потребность в чистке, лучше всего использовать промышленные моющие средства, желательно, с применением системы безразборной мойки. Эти системы могут быть и очень простыми –один бак для моющего раствора, насос и шланги, и весьма сложными – с баками для различных моющих растворов, нагревателями, клапанами, соединительными трубами и шлангами, смонтированными на передвижной платформе.

Трудно дать советы общего характера относительно загрязнения на стороне охлаждаемой жидкости, если она представляет собой какой-то рабочий раствор. Обычно пользователь холодильной установки знает свойства этой жидкости и возможные проблемы в связи с загрязнением.

О загрязнении в системе с необработанной водой см. ниже. Вода одинакового состава чаще создает проблемы в конденсаторе, чем в испарителе. В холодильных установках обычно не образуются ни накипь, ни биологические обрастания.

Обратите внимание, что некоторые растворы соли или гликоля вызывают коррозию низкоуглеродистой стали или цинка, если они не ингибированы надлежащим образом. Продукты коррозии могут загрязнять теплообменник.

Некоторую сложность представляет охлаждение в испарителе растворов хлористого кальция. При слишком низком pH эти растворы вызывают коррозию, при слишком высоком образуют отложения.

3. Загрязнения в необработанной воде

3.1. Типы воды

Воду можно классифицировать по следующим типам.

А. Водопроводная вода. Обычно это вода отличного качества, но высокая цена позволяет применять ее только для охлаждения очень маленьких конденсаторов. Такую воду используют в качестве подпиточной в градирнях.

Б. Артезианская вода. Уровень биологического загрязнения обычно низок, но концентрация накипеобразующих и коррозионных солей (сульфатов и карбонатов кальция и магния) иногда очень высока. В ней также могут содержаться в большом количестве твердые частицы. В зависимости от качества воды может понадобиться ее подготовка – от простого фильтрования до сложных методов обработки.

Поскольку артезианская вода обычно довольно холодная и доступна в ограниченных количествах, ее нагревают сильнее чем оборотную воду, на 10-15 ˚С, что позволяет соответственно понизить расход.

В. Оборотная вода из градирен. Эта вода циркулирует в открытом контуре между конденсатором и градирней. Обычно она на 15-20 ˚С теплее, чем артезианская вода в том же регионе. Содержание солей в ней может быть на порядок выше, чем в подпиточной воде – обычно водопроводной (очень чистой) или артезианской. В сильно загрязненных зонах в оборотной воде накапливаются пыль и коррозионные газы (см. ниже в разделе «Коррозия»).

В результате может образоваться довольно грязная и коррозионная жижа, которую необходимо обработать, прежде чем подавать в чувствительные к загрязнению компоненты системы. К счастью, в циркуляционном контуре это несложно сделать.

Градирни обычно рассчитаны на охлаждение воды приблизительно на 5 ˚С, что определяет возможное повышение температуры в конденсаторе.

Г. Поверхностная вода рек и озер. Концентрация накипеобразующих солей обычно весьма низкая. Однако эта вода может содержать большое количество твердых частиц, от песка и глины до листьев и рыб. Микробиологическая активность (водоросли, бактерии и грибки) может быть очень высокой, особенно в воде из сельскохозяйственных зон, где используются удобрения. Такая вода обычно требует подготовки, особенно для подавления биологической активности. По температуре она, как правило, занимает среднее положение между артезианской и оборотной. Повышение ее температуры более чем на 10 ˚С обычно не допускается по экологическим соображениям.

Д. Муниципальные сточные воды. В некоторых районах для крупных потребителей охлаждающей воды, таких как металлургические, нефтеперерабатывающие или химические заводы, доступны только городские сточные воды, обычно обработанные. Такие воды могут быть весьма сильно загрязнены. Они содержат большое количество натуральных удобрений, особенно свободного аммиака. В некоторых случаях такую воду аэрируют для удаления аммиака.

Применимость такой воды для охлаждения ППТО-конденсаторов сомнительна в связи с опасностью загрязнения и коррозии.

Е. Солоноватая и морская вода не пригодна для применяющихся в настоящее время ППТО-конденсаторов (из нержавеющей стали и меди) из-за коррозионного действия ионов хлора.

Внимание! Паяные никелем ППТО с пластинами из нержавеющей стали Avesta 254 SMO можно использовать с солоноватой водой.

Полусварные теплообменники с титановыми пластинами устойчивы к любой морской воде, даже весьма загрязненной.

3.2. Типы загрязнения

Выделяют два основных типа загрязнений: приводящих к падению давления и к загрязнению поверхности. Третий тип, отложение твердых частиц, таких как пыль и песок, может одновременно влиять и на гидравлическое сопротивление, и на теплопередачу. Ниже приводится описание основных типов загрязнения и способов очистки теплообменников, а также даются рекомендации, как учесть фактор загрязнения при проектировании ППТО-конденсаторов.

3.2.1. Загрязнение, вызывающее падение давления

Присутствующие в воде частицы, волокна, а также листья и щепки, попадающие в градирню, застревают на входе в ПТО. Со временем падение давления увеличивается, но теплопроизводительность теплообменника не меняется, пока рост гидравлического сопротивления не отражается на расходе воды.

Обычные частицы, такие как песок, имеющие диаметр меньше 1мм, проходят через каналы ППТО. Однако волокна задерживаются внутри каналов независимо от их размеров, поэтому их присутствие в охлаждающей воде недопустимо.

3.2.2. Предотвращение загрязнения и очистка

Есть два основных способа защиты от загрязнения, вызывающего падение давления.

Обратная промывка – реверсирование потока охлаждающей воды. Если несколько конденсаторов соединены параллельно, то при промывке одного из них остальные желательно отключить, чтобы увеличить скорость противотока в промываемом теплообменнике. Сильный обратный поток воды смывает сор с входа в аппарат. Этот метод применяется, если вода не содержит большого количества мелких частиц, которые могут откладываться внутри ППТО.

Сетчатый фильтр. Сетчатые фильтры с размером ячейки от 0,5 мм до 1,5 мм устанавливаются в контуре охлаждающей воды, предпочтительно перед насосами, которые тоже необходимо защищать от загрязнений. Размер ячеи зависит от качества воды и необходимой степени защиты.

Сетка с очень мелкими ячейками не обязательно является наи-

лучшим решением. Она лучше защищает теплообменник, но проблема очистки просто переносится на фильтр, который необходимо часто открывать и очищать. С другой стороны, слишком крупная ячея сдвигает проблему чистки на теплообменник. Соответственно, если фильтр легко доступен для очистки, а конденсаторы обязательно нужно поддерживать в рабочем состоянии 24 часа в сутки, ставьте мелкую сетку. Если конденсатор можно надолго переводить в резерв, а очищать фильтр трудно, используйте крупную сетку.

ППТО, которые невозможно разобрать, следует оборудовать фильтрами с мелкими ячейками, а обычные ПТО нужно защищать более грубыми фильтрами.

3.2.3. Загрязнение поверхности, накипь

Это случается, когда поверхность теплообмена покрывается загрязняющим слоем. Производительность теплообменника ухудшается, но гидравлическое сопротивление не изменяется, по крайней мере, в начальный период. Можно выделить следующие классы загрязнений, встречающихся при охлаждении конденсаторов обычной водой.

Липкие продукты. Масло и другая смазка может попадать в контур охлаждающей воды и налипать на внутренние поверхности.

Накипь. Некоторые неорганические соли, особенно сульфат кальция ($CaSO_4$), имеют обратную зависимость растворимости от температуры, т.е. их растворимость понижается с повышением температуры. Поэтому при контакте холодной воды с теплой поверхностью в конденсаторе эти соли отлагаются на поверхности теплообмена. Чистый сульфат кальция очень плохо растворяется, и очистить от него поверхность трудно или невозможно. К счастью, другой компонент накипи, карбонат кальция ($CaCO_3$), легко растворяется разбавленными кислотами.

Скорость отложения накипи зависит от состава и концентрация этих солей, pH и температуры. Накипь редко образуется, если температура стенки ниже 45 °C, т.е. этот процесс имеет значение только для определенных установок и аппаратов (тепловые насосы, пароперегреватели и т.д.). См. рис. 1.

Водоросли. В определенное время года, особенно летом, вода типов Г и Д может содержать большое количество водорослей. Крупные водоросли задерживаются сетчатым фильтром, а мелкие могут проходить через конденсатор, не нарушая его работу. Однако мелкие водоросли нередко вызывают осложнения: помимо ухудшения теплообмена, колонии водорослей на стенках могут стать центрами точечной коррозии. Если оборотная вода не обрабатывается пестицидами, градирня создает исключительно благоприятные условия для размножения водорослей. В закрытых системах водоснабжения водоросли отсутствуют, так как для роста им нужен свет.

Водоросли попадают в конденсатор только снаружи, поэтому такое загрязнение, по крайней мере, теоретически, всегда можно предотвратить фильтрованием и обработкой воды.

Бактерии, в отличие от водорослей, могут расти везде и не задерживаются сетчатыми фильтрами. Поэтому рост бактерий в благоприятных для них условиях предотвратить невозможно.

Некоторые бактерии получают энергию, превращая имеющиеся в воде сульфаты в серную кислоту, которая вызывает коррозию. Другие усваивают железо из растворенных солей или из окислов и образуют вязкую массу, покрывающую стенки. Есть виды, питающиеся соединениями азота или фосфора, они создают пленку слизи на поверхностях теплообменника. Так как конденсатор это наиболее теплый участок в системе, он очень благоприятен для размножения бактерий. Вода может выглядеть совершенно чистой, но содержать бактерии, что делает этот тип загрязнения особенно коварным и трудным для выявления.

Грибки. Действуют подобное бактериям, но обычно их труднее устранить. Главная проблема, которую создают грибки, это не ухудшение теплообмена или повреждение технологического оборудования, а разрушение деревянных частей градирни.

Отложения песка и т.п. Песок, пылевые частицы и т.д. могут задерживаться на входе ППТО, но только при очень низкой скорости потока.

Колонии балянусов, мидий и т.п. обычно могут стать проблемой только в солоноватой или морской воде.

3.2.4. Предотвращение загрязнения и очистка

Обработка воды требует специальных знаний, особенно обработка для борьбы с биологическими обрастаниями. Некоторые вещества, используемые для этой цели, токсичны для людей и морских обитателей, применение других ограничивается государственными правилами, поэтому при таких процедурах необходимо проконсультироваться со специалистами по обработке воды. Чистящие жидкости могут быть коррозионными агентами или представлять опасность в иных отношениях. По этим причинам целесообразно использовать специальные промышленные препараты, а не те или иные вещества, упомянутые ниже или где-либо еще. Альфа Лаваль производит ряд детергентов и препаратов для удаления накипи.

Промышленные препараты обычно содержат ингибиторы для предотвращения или замедления коррозии и представляют собой смеси различных компонентов, которые действуют на широкий спектр микроорганизмов. Кроме того, они снабжены надлежащими предостережениями, к ним прилагаются инструкции по применению, правила безопасности, иногда, на них даются гарантии.

А. Обычные промышленные моющие средства могут быть использованы для очистки ППТО-конденсаторов. Они эффективно удаляют масло и другую смазку, бактериальную слизь, колонии водорослей и т.д. Как и для испарителей, возможно применение систем безразборной мойки. В экстренных случаях можно применять бытовые моющие средства. Подходящим препаратом является P3 T6560 фирмы Хенкель.

Чистка с помощью моющих средств больше подходит для замкнутых систем, так как в открытых образование пены может создавать проблемы.

Предостережение 1! Некоторые моющие средства содержат аммиак. Их нельзя использовать для обработки медных ППТО.

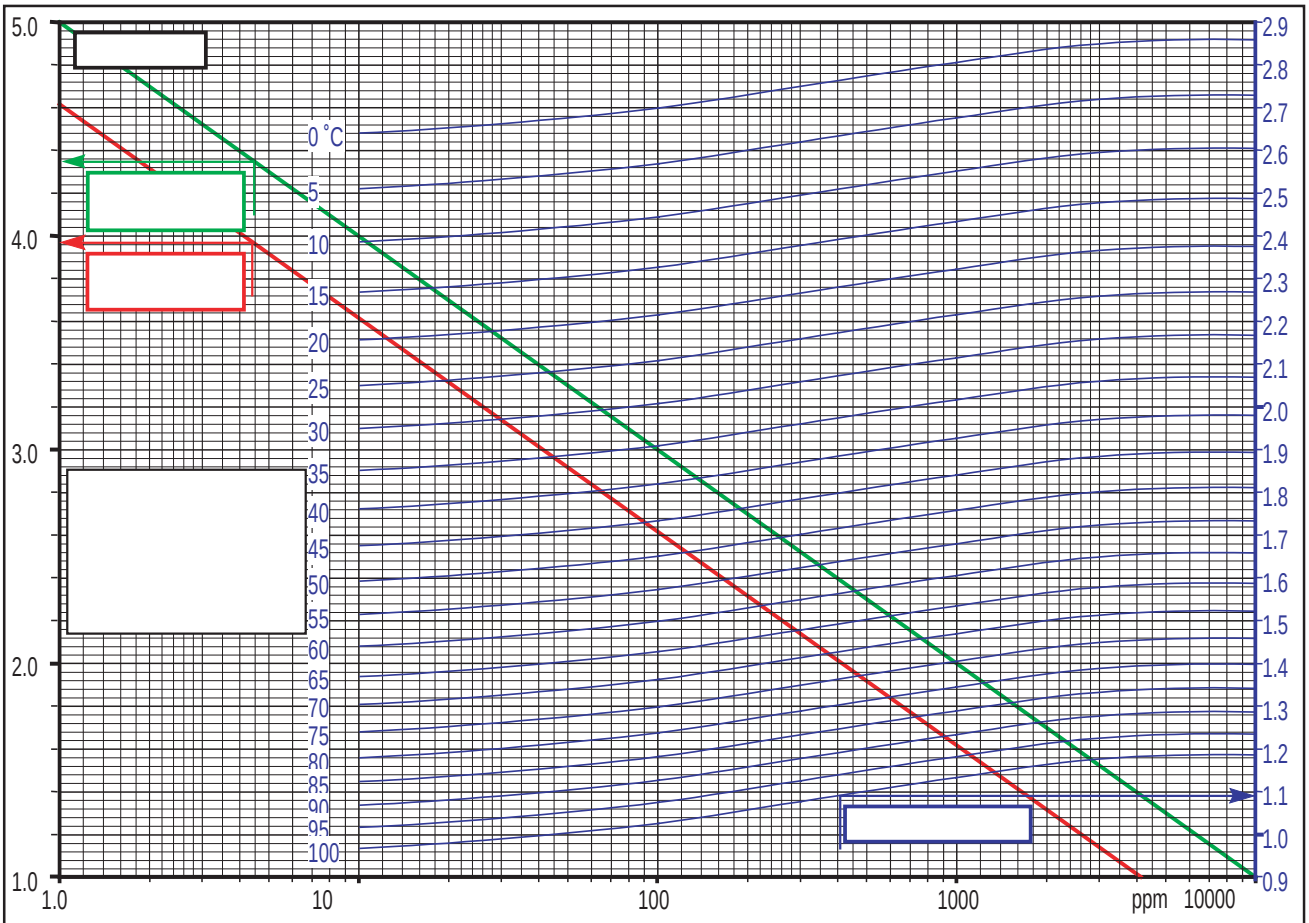
Б. **Стойкие органические отложения**, например, жировые или белковые, можно очищать теплым 10% раствором едкого натра. Систему промывают едким натром также после обработки кислотой.

Предостережение 2! Едкий натр растворяет белки. Это относится не только к бактериальным обрастаниям в теплообменнике, но и к вашей коже и, особенно, глазам.

Предостережение 3! Едкий натр вызывает быструю коррозию алюминия. При этой реакции не только разрушается алюминий, но и образуется водород, т.е. возникает опасность взрыва.

В. Накипь лучше всего очищать промышленными препаратами, которые обычно содержат добавки, усиливающие основное действие и (или) предотвращающие коррозию. Например, можно использовать препарат P3 T288 фирмы Хенкель.

В экстренных случаях можно использовать слабые кислоты, такие как муравьиная, лимонная, уксусная, щавелевая или ортофосфорная. Обычно достаточно 5 % водного раствора. После обработки не забудьте тщательно промыть теплообменник чистой водой. Обработка 1 – 2 % раствором едкого натра (NaOH) или соды ($NaHCO_3$) перед последней промывкой водой гарантирует нейтрализацию всей кислоты.



Является ли данная вода стабильной или агрессивной?

Индекс Ланжелье:

	< 0	Коррозионная активность
pH – pS – pAlc – pCa	= 0	Стабильная система
	> 0	Отложение накипи

Образование накипи или коррозионная активность? Эти два индекса показывают, будет ли карбонат кальция выпадать в осадок в данной воде (образование накипи) или растворяться (коррозионная активность). Такая вода может вызывать коррозию углеродистой стали и, в меньшей степени, меди, но *не нержавеющей стали 316*. Для нержавеющей стали коррозионным агентом является ион хлора в высокой концентрации. См. §5.2.

pH Измерение pH это простая процедура, которая проводится регулярно. Единственная проблема в том, что pH может меняться в зависимости от сезона и климатических условий, поэтому могут понадобиться дополнительные измерения.

Общее содержание сухих веществ, pS. Соотношение содержания различных солей в природной воде довольно постоянно. Поэтому ионная сила раствора пропорциональна общему содержанию сухих веществ, выраженному в млн$^{-1}$.

Обработанная вода, например, оборотная вода из градирни, технологическая вода, сточная вода и т.д., может обладать совершенно иными свойствами, так что общее содержание сухих веществ нельзя напрямую использовать для оценки ионной силы. Кроме того, для оценки ионной силы нужно исключить из общего содержания сухих веществ недиссоциированные растворенные вещества, такие как сахар.

На данной диаграмме величина pS представлена как функция содержания сухих веществ в млн$^{-1}$.

Ориентировочная оценка, без гарантии!

Индекс стабильности Райзнера:

	= 4 - 5	Высокая вероятность отложений
2 * (pS + pAlc + pCa) - pH	= 6 - 7	Стабильная система
	= 8 - 9	Высокая коррозионная активность

Щелочность, pAlc. Бикарбонатная щелочность определяется титрованием воды кислотой с метилоранжем в качестве индикатора. Результат выражается различными способами. Здесь мы используем эквивалентное содержание карбоната кальция, $CaCO_3$. Значения pAlc можно определить по диаграмме.

Содержание кальция, pCa. Обычно выражается либо как концентрация карбоната кальция, $CaCO_3$, либо как концентрация ионов кальция, Ca^{++}. Соотношение между этими двумя показателями:

100 г $CaCO_3$ <=> 40 г Ca^{++}

Пример. Анализ показал, что содержание кальция составляет 92 млн$^{-1}$ Ca^{++}, что соответствует 230 млн$^{-1}$ $CaCO_3$. По этому значению определяем pCa с помощью приведенной выше диаграммы.

Пример. Вода: pH = 10, содержание сухих веществ = 2300 млн$^{-1}$, щелочность = 100 млн$^{-1}$ $CaCO_3$, содержание кальция = 500 млн$^{-1}$ $CaCO_3$. Будет ли образовываться накипь при контакте с поверхностью, имеющей температуру 55 °C?

pH = 10, pS = 1,72, pAlc = 2,6, pCa = 2,3

И. Л. = 10 – 1,72 – 2,6 – 2,3 = 3,38

И. С. Р. = 2 * (1,72 – 2,6 – 2,3) – 10 = 3,24

Оба индекса показывают, что образование накипи должно быть интенсивным.

Рис. 01. Оценка опасности образования накипи и коррозии углеродистой стали

Предостережение 4! Концентрированные кислоты очень агрессивны и требуют осторожного обращения. Уксусная кислота, хотя и безвредна в виде уксуса на обеденном столе, вызывает ожог кожи. Автор однажды снял кожу со своей левой руки, как перчатку, после нескольких минут контакта с концентрированной уксусной кислотой.

Предостережение 5! Ни при каких обстоятельствах не используйте сильные неорганические кислоты, такие как соляная, азотная или серная. При определенных условиях соляная кислота может разрушить нержавеющую сталь всего за несколько минут, азотная кислота вызывает коррозию меди и алюминия, но особенно опасна концентрированная серная кислота.

Предостережение 6! При разбавлении кислоты, щелочи, детергента или любого другого концентрированного раствора, всегда нужно лить разбавляемый раствор в воду, а не наоборот. Небольшое количество воды, добавленное в большой объем серной кислоты, вскипает и разбрызгивает кислоту. Небольшое количество кислоты, добавленное в воду, опустится на дно и охладится.

Г. Биологическое загрязнение предотвращается подходящей обработкой охлаждающей воды. Это проще осуществить в контуре оборотной воды, например, от градирни, чем в системах с проточной охлаждающей водой, но иногда обработка проводится и в этих случаях. Очистка воды от биологической активности всегда должна проводиться в сотрудничестве со специалистами. Ниже приводится несколько примеров химических реактивов, применяемых для борьбы с биологическими обрастаниями.

- **Хлорфенолы**. Эффективны против широкого спектра микроорганизмов, хотя некоторые виды могут оказаться устойчивыми.
- **Перманганат калия**. Это сильный окислитель, который разрушает все органические вещества, включая микроорганизмы.
- **Бихромат или хромат натрия**. Применяются главным образом как ингибиторы коррозии, кроме того, являясь окислителями, разрушают микроорганизмы.
- **Сульфат меди**. Его нельзя использовать, если раствор будет контактировать с оборудованием из низкоуглеродистой стали, так как электролитическое осаждение меди может вызвать сильную коррозию. См. рис. 04.
- **Четвертичные аммиачные соединения**. Это органические соединения, в которых один или несколько атомов водорода в молекуле аммиака заменены органической группой. Эти соединения аммиака, как и сам аммиак, могут вызвать коррозию меди. Используйте только патентованные препараты, безопасное применение которых для очистки содержащего медь оборудования гарантируется изготовителем.
- **Хлор**. Хлор исключительно эффективен против всех видов микроорганизмов, причем устойчивость к хлору не вырабатывается. Он разрушает все органические и некоторые неорганические соединения. Это высокотоксичное вещество, применение которого требует большой осторожности (проконсультируйтесь со специалистом).

  При нормальных давлении и температуре хлор является газом (точка кипения -34,7 °С). Обычно он поставляется жидким в баллонах под давлением. Хлор тяжелее воздуха, поэтому может скапливаться у пола в непроветриваемых местах, например, в компрессорных залах, подвалах и т.д. Он обладает сильным раздражающим действием, поэтому его присутствие обнаруживается задолго до достижения токсической концентрации.

  Первыми признаками отравления хлором являются боль в груди и затрудненное дыхание. Полезно знать, что вдыхание небольшого количества аммиака (например, из бутылки с нашатырным спиртом) облегчит боль и дыхание.

  В силу токсичности, использование жидкого хлора ограничено крупными химическими заводами. Более мелкие предприятия используют гипохлорит кальция или натрия. При их растворении этих веществ в воде образуется то же активное соединение хлора, что и при растворении свободного хлора.

  Наиболее элегантным методом является получение хлора из морской воды, особенно на морских судах. В результате электролиза обычной поваренной соли (NaCl) на одном электроде образуется хлор, а на другом – водород и гидроокись натрия.

  Хлор применяется для обработки не только охлаждающей, но и питьевой воды, и воды плавательных бассейнов. В системах обработки охлаждающей воды хлор (или соли хлора) используются для постоянного или периодического хлорирования.

- **Постоянное хлорирование**. Достаточная концентрация хлора – 0,2...0,3 млн$^{-1}$. Хлор в такой концентрации не вызывает коррозии нержавеющей стали и меди в медных паяных ПТО.
- **Периодическое хлорирование**. Периодичность и продолжительность хлорирования определяется из опыта, так как свойства охлаждающей воды сильно зависят от сезона года и от местных условий. Для начала можно принять режим, при котором обработка длится около получаса и повторяется 4...6 раз в день, а концентрация хлора на выходе из теплообменника составляет 1...2 млн$^{-1}$. Хлор вводится в трубы после теплообменника. Общий расход хлора при периодической обработке меньше, чем при непрерывной, что существенно для защиты окружающей среды. Недостаток периодической обработки состоит в том, что некоторые виды морских животных, например, балянусы, научаются заранее закрывать раковины, делая обработку хлором неэффективной. В таких случаях обработка должна проводиться через неравномерные интервалы времени.
- **Предостережение 7!** Свободный хлор в комбинации с ионом хлора чрезвычайно агрессивен в отношении всех марок нержавеющей стали и некоторых других высоколегированных сплавов, например, хастеллоя (Hastelloy C). Рекомендации по использованию хлора в системах с теплообменниками из нержавеющей стали приведены далее в этой главе в разделе «Коррозия».
- **Озон** – O_3 – это газ, токсичный в высоких концентрациях, в более низких концентрациях обладающий раздражающим действием. Он обладает запахом, который можно почувствовать вблизи больших электродвигателей или после грозы. Подобно хлору, он активно реагирует с органическими веществами и потому уничтожает все типы микроорганизмов. Устойчивость к озону не вырабатывается.

  Преимущество такой обработки перед хлорированием состоит в том, что продукты распада менее токсичны, чем хлорсодержащие органические соединения, образующиеся при обработке хлором. Однако озон дороже в производстве и труднее транспортируется.

  Эффективность обработки пресной и морской воды, по-видимому, возрастает с понижением ее температуры.

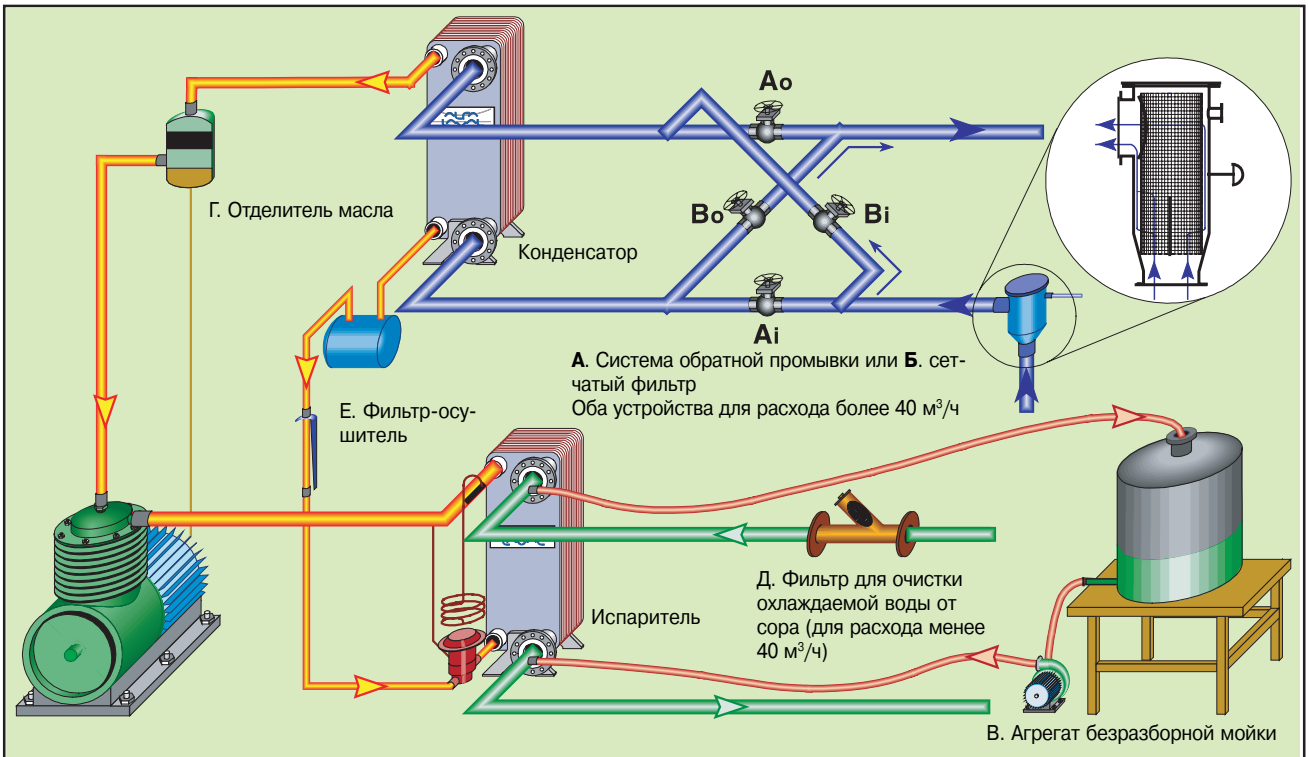


Рис. 02. Примеры чистящих устройств

А. Система обратной промывки.

Нормальный режим:	Клапаны Авх и Авых открыты	Клапаны Ввх и Ввых закрыты
Обратная промывка:	Клапаны Ввх и Ввых открыты	Клапаны Авх и Авых закрыты

Штриховые стрелки показывают направление потока при обратной промывке.

Б. Сетчатый фильтр Альфа Лаваль. Небольшой боковой поток это сбросная вода, которой периодически промывается фильтр.

В. Агрегат безразборной мойки. Шланги от агрегата безразборной мойки присоединяются к дополнительным патрубкам аппарата. Направление потока моющей жидкости должно быть противоположным направлению потока в нормальном режиме.

Г. Масляный фильтр.

Д. Фильтр для очистки охлаждаемой воды от сора.

Е. Фильтр-осушитель хладагента.

4. Рекомендации по проектированию

Пластинчатые теплообменники хорошо противостоят **поверхностному загрязнению** по следующим причинам.

- Гофры пластин приводят к очень высокой турбулентности потока даже при низком расходе. Турбулентный поток, в отличие от ламинарного, не позволяет взвешенным частицам осесть на поверхности.

  Пример. Усилие сдвига пропорционально перепаду давления, приходящемуся на метр пути потока. В коаксиальном теплообменнике и ППТО перепад давления составляет 0,5 бар при равном расходе воды. Однако в коаксиальном теплообменнике общая длина трубы составляет 6 м, а в ППТО – 0,6 м. Следовательно, усилие сдвига в ППТО в 10 раз больше, чем в коаксиальном теплообменнике.

- В ППТО нет мертвых зон, где откладываются загрязнения.
- Высокое качество обработки поверхности пластин предотвращает отложение частиц.
- Медь в паяных теплообменниках создает неблагоприятную среду для микроорганизмов.

  Однако пластинчатые теплообменники могут загрязняться липкими взвесями, такими как определенные типы глины, слизь, ил, а также волокнистыми частицами.

  ПТО подвержены загрязнению, увеличивающему гидравлическое сопротивление. Но с ним легко бороться двумя упомянутыми выше методами: обратной промывкой или установкой сетчатого фильтра.

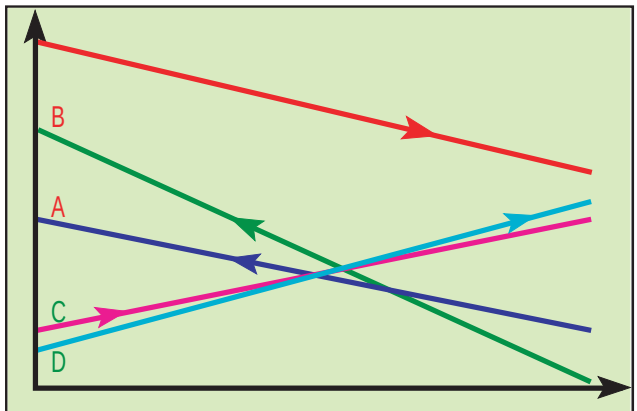


Рис. 03. Проектирование для минимизации накипи.

А. При противотоке самая теплая часть воды встречается с самой теплой частью хладагента, что приводит к высокой температуре стенки и к опасности отложения накипи.

Б. Эта опасность возрастает при дросселировании потока воды с низкой входной температурой.

В. Прямоток, условия противоположны случаю А.

Г. Самая высокая температура воды ниже, чем выходная температура теплого хладагента.

ПТО, которые будут работать с потенциально загрязняющей жидкостью, следует проектировать с запасом производительности, чтобы компенсировать ее снижение в результате загрязнения. К сожалению, трудно сказать, каков должен быть этот запас, так как загрязнение очень часто происходит по принципу «все или ничего».

Если жидкость загрязнена крупным мусором, его следует отфильтровать до ПТО. Тогда ПТО сможет работать бесконечно, в противном случае он засорится в течение нескольких дней.

Невозможно дать общие рекомендации по увеличению поверхности для компенсации загрязнения.

С загрязнением в результате образования накипи или роста микроорганизмов можно бороться упомянутыми выше способами. Общие рекомендации по увеличению поверхности для компенсации такого рода загрязнения также дать нельзя. Кроме того, прочтите § 4 в главе **2, «Оптимизация»**, где описано влияние запаса по площади на свойства системы при различных условиях.

Рекомендация 1. Обеспечьте как можно больший перепад давления (т.е. усилие сдвига) на стороне воды.

Внимание! Если главным источником загрязнения является крупный мусор, сомнительно, стоит ли увеличивать усилие сдвига, повышая расход воды. Чем больше воды пройдет через теплообменник, тем больше в него попадет сора, который может застрять в аппарате. Однако если загрязнение связано с образованием накипи или слизи, увеличение силы сдвига всегда полезно.

Рекомендация 2. В теплообменниках с очень высокой температурой (более 70 °С) охлаждаемой среды и (или) очень высокой жесткостью охлаждающей воды (т.е. высокой опасностью образования накипи) создавайте как можно больший перепад давления на стороне охлаждающей воды и снижайте его на стороне охлаждаемой среды. Это снизит температуру стенки со стороны охлаждающей воды и увеличит усилие сдвига, затрудняя отложение накипи.

Рекомендация 3. Обдумайте использование прямотока вместо противотока. В этом случае на участке с максимальной температурой охлаждаемой среды, т.е. на входе, эта среда будет контактировать с наиболее холодной охлаждающей средой. Обычно это обеспечивает более низкую максимальную температуру стенки со стороны охлаждающей воды и автоматически ограничивает ее выходную температуру, см. рис. 03.

Рекомендация 4. Обычно охлаждающая вода подается через нижний патрубок. Именно такую схему следует, по возможности, применять, поскольку в противном случае крупные частицы засоряют каналы.

Рекомендация 5. Иногда целесообразно установить конденсатор горизонтально или почти горизонтально (пластины должны располагаться вертикально). При этом производительность конденсатора не снижается или снижается мало. Однако при таком монтаже песок или другие частицы легче осаждаются в аппарате. Для предотвращения такого загрязнения установите теплообменник в нормальное вертикальное положение или увеличьте перепад давления.

5. Коррозия

Коррозию можно назвать местью природы инженерам, которые превращают металлы из химически стабильной окисленной формы, т.е. руды, в простые вещества, которые обычно менее стабильны, если находятся в контакте с воздухом или водой.

В теплообменниках холодильных установок приходится учитывать, в основном, опасность коррозии на стороне воды, главным образом в конденсаторах, где выше температура и хуже качество воды. Однако возможна также коррозия в испарителях и коррозия на стороне хладагента.

5.1. Коррозия на стороне хладагента

5.1.1. Хладагенты

Никакие хладагенты, ни углеводороды (в том числе галогенированные), ни аммиак, не вызывают коррозию нержавеющей стали или меди (об аммиаке см. ниже). Исключение составляет **производство** галогенированных углеводородов, так как продукты реакции могут содержать небольшие количества кислоты.

Медь и медные сплавы корродируют под действием аммиака, если концентрация воды в нем превышает несколько млн$^{-1}$. См. также раздел **5.3.6, «Вода, содержащая гидразин»**.

5.1.2. Разложение хладагентов и масел

В нормальных обстоятельствах хладагенты и масла не вызывают коррозию оборудования. Однако при определенных условиях фреоны могут разлагаться, и содержащиеся в большинстве из них хлор и фтор образуют с водородом в высшей степени агрессивные соляную и плавиковую кислоты.

Гидрофторхлоруглероды (HCFC), вероятно, наиболее опасны в этом отношении. Эти фреоны представляют меньшую экологическую угрозу по сравнению со «старыми» фреонами (CFC), так как легче распадаются в атмосфере. Причина в том, что в их состав входят не только углерод, фтор и хлор, но и водород, необходимый для образования вышеупомянутых кислот, т.е. в молекулах HCFC содержатся атомы водорода, а в молекулах CFC - нет. Соответственно, HCFC легче разлагаются не только в атмосфере, но и внутри холодильных установок. Их распад происходит более активно в присутствии кислорода.

Вторым условием для возникновения коррозии является присутствие воды. В отсутствие воды хлористый водород и фтороводород не очень агрессивны, но в водном растворе это сильнейшие кислоты – соляная и плавиковая.

Третьим условием является высокая температура. В диапазоне температур, характерном для большинства холодильных установок (менее 100 °С), опасность невелика, но в присутствии катализаторов разложение ускоряется. Окислы никеля, хрома, молибдена, ванадия и др. могут действовать как катализаторы. Образование этих окислов возможно при сварке или пайке нержавеющей стали.

При сварке или пайке труб на стороне хладагента необходимо принимать меры по предотвращению окисления.

Второй источник коррозионных агентов – образование органических кислот при разложении масел. Этот процесс также усиливается в присутствии воды. Минеральные масла обычно очень стабильны и не создают проблем в этом отношении. Некоторые новые синтетические масла содержат молекулы с двойными связями. При определенных условиях эти двойные связи могут быть очень реакционно-способны и образовывать с водой (и кислородом), среди прочих соединений, органические кислоты. особенно легко разлагаются синтетические масла на основе сложных эфиров многоатомных спиртов. Новые синтетические масла на основе простых эфиров, кажется, более стабильны. Кроме того, продукты разложения масла ухудшают его смазочные свойства.

Третий источник коррозионных агентов – флюс для пайки, случайно попавший в холодильный контур и своевременно не удаленный. Назначение флюсов – очищать поверхность металлов от окислов, поэтому они являются сильными коррозионными агентами.

Аммиак – особый случай. Синтетические масла на основе сложных эфиров многоатомных спиртов энергично реагируют с аммиаком, а более стабильные минеральные масла и полиалкиленовые гликоли – нет. В силу термодинамических свойств аммиака его температура на выходе компрессора довольно высока, что вызывает опасность разложения масла. Это может создать трудности со смазкой или загрязнением теплообменников, но не с коррозией. Кислоты, образующиеся при разложении масла, эффективно нейтрализуются аммиаком.

5.1.3. Предотвращение разложения

- Регулярно проверяйте осушитель.
- Ограничивайте температуру на выходе компрессора.
- Проверяйте фильтры. Необычно сильное загрязнение может указывать на разложение масла.
- При сварке или пайке труб холодильного контура используйте азот для защиты от окисления. Самый простой способ - продувать азотом свариваемые трубы и оборудование.
- При пайке мягким припоем не допускайте попадания флюса в трубы холодильного контура. Очищайте трубы от флюса в случае необходимости.

5.2. Коррозия в водных растворах

В случае медных паяных теплообменников из нержавеющей стали имеется три аспекта коррозии:

- коррозия нержавеющей стали марки 316 (2,5 % Mo),
- коррозия меди,
- взаимодействие меди с материалом присоединенного оборудования.

5.2.1. Коррозия нержавеющей стали

Пассивация. Коррозионная стойкость нержавеющей стали определяется наличием тонкой оксидной пленки на поверхности. Эта пленка, в основном – окись хрома, очень легко образуется в окислительной среде, например, в воздухе, и защищает нижележащий металл от коррозии. Металл, защищенный таким образом, называют пассивированным.

Очень важно, чтобы оксидная пленка сохраняла свою целостность, не имела пор, трещин и т.п., в противном случае на незащищенных участках будет идти коррозия. Поверхность должна быть свободна от окалины, остатков шлака и т.д. Если пленка повреждена и условия не благоприятствуют ее образованию, поверхность металла остается незащищенной и может корродировать.

Восстановители – сернистая кислота и сероводород – повреждают и разрушают пассивирующую пленку, в то время как растворенные кислород, азотная кислота, ионы Cu^{2+} и Fe^{3+} способствуют ее образованию. Эта оксидная пленка обеспечивает очень хорошую защиту от окисляющих кислот, таких как азотная, хромовая, разбавленная серная и т.д. С другой стороны, ее стойкость к неокисляющим кислотам, таким как соляная, очень низкая.

Сплошная коррозия. Это коррозия, равномерно охватывающая всю поверхность. Она обычно происходит в кислотах и щелочах. Скорость такой коррозии предсказуема. Если некое оборудование корродирует за год на глубину 0,5 мм, то за два года оно корродирует, скорее всего, на 1 мм. С такой коррозией легко справляться. В холодильных установках не должно быть коррозии этого типа.

Электрохимическая коррозия. Такая коррозии происходит при контакте двух металлов с различными электрохимическими потенциалами в электропроводящем растворе. Примером может послужить находящаяся в морской воде алюминиевая лодка, отремонтированная с помощью медной пластины (это случалось в первое время эксплуатации алюминиевых лодок).

Пара металлов образует гальванический элемент («батарею»), где металл с меньшим потенциалом служит анодом, а другой – катодом. Анод растворяется, т.е. корродирует. В принципе этот вид коррозии возможен при контакте меди с нержавеющей сталью, но на практике это редко случается в водных растворах. В случае плохого качества воды точечная или щелевая коррозия, вероятно, будет происходить быстрее. Воздухоохладители и воздушные конденсаторы часто изготовляются из медных трубок с алюминиевыми ребрами, и в морской атмосфере могут корродировать. В этих условиях лучше применять теплообменники с медным оребрением.

Точечная и щелевая коррозия это разновидности электрохимической коррозии. Этим процессам благоприятствуют следующие условия.

- Окислительная среда, например, присутствие кислорода, азотной кислоты, ионов Cu^{2+} или Fe^{3+}.
- Ионы хлора, даже в низкой концентрации.
- Нарушения пассивной поверхностной пленки, через которые могут проникать ионы хлора. Это может быть щель между прокладкой и утянутой поверхностью фланца, плохо выполненный сварной шов или соединение внахлестку. Точечная коррозия происходит на поверхности под отложениями шлака, накипи или под воздушным пузырем.
- Зоны нарушения пленки должны быть погружены в окисляющую среду.
- Низкое значение pH. При pH > 12 опасность локальной коррозии пренебрежимо мала (зато высока опасность образования накипи).
- Застойная жидкость. Это очень важное условие. Например, можно было бы использовать нержавеющую сталь для работы с морской водой, если бы поверхность контактировала исключительно с проточной водой. Но обычно в аппаратах всегда имеются застойные зоны, а при отключении теплообменника вся поверхность подвергается опасности точечной коррозии.
- Высокая температура. Однако в открытых системах (при атмосферном давлении) и при условии, что кислород является единственным окислителем, высокая температура (более 80 С) понижает концентрацию кислорода, т.е. снижает риск коррозии.

В таких условиях образуются локальные гальванические элементы, в которых зона повреждения пленки является анодом, а окружающая пассивированная – катодом. Поскольку у анода площадь намного меньше, чем у катода, плотность тока на нем велика и скорость коррозии может составлять несколько мм в день.

Развитие щелевой коррозии непредсказуемо, так как зависит от многих факторов. Она весьма опасна, поскольку в щелях, в отличие от поверхности металла, с высокой вероятностью складываются условия для развития коррозии.

Коррозия под напряжением сходна с точечной и щелевой коррозией. Поверхность металла в зоне действия растягивающих нагрузок в растворах хлоридов становится анодом гальванического элемента. Для развития коррозии под напряжением требуется более высокая температура, чем обычная для холодильных установок или тепловых насосов.

5.2.2. Защита нержавеющей стали от коррозии

- Коррозия под напряжением и щелевая коррозия редко встречаются в ППТО. Нагрев при пайке эффективно снимает все внутренние напряжения в материале, а расплавленная медь заполняет все трещины.
- В работающих теплообменниках точечная коррозия в норме не развивается. В случае длительного отключения конденсаторов, работавших на некачественной воде, их необходимо промыть чистой водой и либо оставить заполненными, либо слить из них воду и высушить. Если в аппаратах останется немного воды и она будет испаряться, то концентрации хлоридов может увеличиться настолько, что возникнут условия для точечной коррозии.
- Будьте осторожны при использовании воды низкого качества. Присутствие сероводорода или двуокиси серы усиливает влияние хлоридов.
- Значения pH должны лежать в диапазоне от 7 до 9. Слишком большое значение pH повышает опасность образования накипи.
- Тщательно промывайте теплообменники после чистки химикатами.
- Поддерживайте чистоту поверхностей теплообменников. Загрязнения и накипь могут содержать коррозионные агенты, а также способствовать появлению трещин или других разрушений поверхности, где может развиваться коррозия.

5.2.3. Коррозия меди

Медь является инертным металлом и не коррозирует в контакте с обычными для теплообменников средами. Тем не менее, большинство видов коррозии возможны и для меди.

Сплошная коррозия I развивается, главным образом, в кислотах, например, в азотной кислоте, которая просто растворяет медь. Этот вид коррозии в холодильных контурах не встречается, так как там не должно быть кислоты.

Сплошная коррозия II развивается в воде, содержащей кислород, т.е. в большинстве типов природной воды. Медь окисляется и через пару месяцев покрывается черным слоем оксида меди (Cu_2O), который защищает металл от дальнейшей коррозии. В зависимости от качества воды, оксид меди в дальнейшем покрывается либо обычным зеленым слоем карбоната меди (он держится крепко, поэтому предпочтителен), либо сульфата меди (рыхлый слой).

Точечная коррозия в теплой воде развивается в мягкой воде с низким pH при температуре выше 60 °C. Точки коррозии обычно покрыты аморфным сульфатом меди, но здесь возможны различные варианты вплоть до отсутствия слоя солей. Этот вид коррозии встречается редко.

Точечная коррозия в холодной воде развивается главным образом в богатой кислородом воде с температурой ниже 30 °C. Точки коррозии покрыты Cu_2O, под которым лежит белый слой CuCl. Зона коррозии обычно покрыта объемистым слоем зеленого карбоната меди.

Эрозионная коррозия. При большой скорости потока воды защитный слой Cu_2O эродирует и обнажившаяся поверхность меди корродирует.

5.2.4. Защита меди от коррозии

- Низкая концентрация кислорода. При содержании O_2 менее 0,1 млн$^{-1}$ точечная коррозия не развивается.
- Высокая концентрация ионов HCO_3^- и Cl^- **снижает** опасность коррозии.
- Высокая концентрация ионов SO_4^{2-} и NO_3^- **увеличивает** опасность коррозии.
- $6,5 < pH < 9,5$
- $CO_2 < 44$ млн$^{-1}$ (1 моль/м^3)
- Применение поверхностной воды вместо артезианской. Органические вещества в поверхностной воде действуют как ингибиторы коррозии.
- Органические вещества, содержащие аммиак или серу, **увеличивают** опасность коррозии.
- Частица магнетита (Fe_3O_4) **увеличивают** опасность коррозии.
- Отсутствие трещин или неровностей поверхности, отсутствие застойной воды.
- Слой углерода на поверхности (например, из-за разложения масла после пайки) **увеличивает** опасность коррозии.

5.2.5. Взаимодействие меди с металлом присоединенного оборудования

Электрохимическая коррозия. Медь является инертным металлом и в случае контакта может вызвать коррозию металлов с более высоким сродством к кислороду, таких как нелегированная или оцинкованная сталь.

Электрохимическая микрокоррозия. В нормальных условиях эксплуатации ППТО медь почти не коррозирует. Скорость коррозии настолько мала, что никак не сказывается за время службы теплообменника. Однако растворенная медь затем осаждается на нелегированной или оцинкованной стали. Это явление той же природы, что и широко известное отложение меди из солевого раствора на поверхности стального гвоздя.

Медь, отложившаяся на стали или цинке, образует описанный выше гальванический элемент. осевшая медь покрывает большие площади и может вызывать быструю коррозию стали или, что еще важнее, разрушить защитное цинковое покрытие. Это возможно даже в том случае, если оборудование, содержащее медь, удалено от стальных деталей.

5.2.6. Защита низкоуглеродистой стали и цинка от коррозии под действием меди

Электрохимическую коррозию можно предотвратить электрической изоляцией ППТО от остального оборудования и (или) такой компоновкой установки, при которой **ниже по потоку от ППТО нет оборудования из низкоуглеродистой или оцинкованной стали**.

Электрохимическую микрокоррозию невозможно предотвратить электрической изоляцией ППТО. Чтобы исключить электроосаждение меди, концентрация коррозионных агентов должна быть ограничена уровнями, указанными табл. 2. Однако электрохимическая микрокоррозия не происходит в оборудовании, установленном перед ППТО.

Предостережение 8! В замкнутом контуре понятия **ниже** и **выше по потоку** лишены смысла, так что электрохимическая коррозия может происходить в оборудовании, установленном непосредственно перед ППТО. Однако для электрохимической коррозии необходим электрический контакт.

5.3. Типы воды

5.3.1. Хлорированная вода (вода плавательных бассейнов)

Особую проблему представляет нагрев хлорированной воды, например, воды плавательных бассейнов, в конденсаторах тепловых насосов. В первую очередь это относится к нержавеющей стали, медь гораздо меньше подвержена коррозии под действием хлора.

Хлор добавляется в воду и превращается в ионы хлорида, концентрация которых постепенно возрастает. Через некоторое время она может подняться до такого уровня, при котором ионы хлорида совместно со свободным хлором вызвают точечную коррозию, см. рис. 05.

Большие общественные бассейны обслуживаются подготовленными инженерами, а вот в малых частных бассейнах качество воды не всегда контролируется надлежащим образом. Чем больше бассейн, тем стабильнее условия в нем и тем труднее случайно передозировать гранулы для обеззараживания воды.

Заметьте, что системы косвенного охлаждения, в которых вода бассейна нагревается циркулирующей горячей водой, а не непосредственно хладагентом, в этом отношении гораздо безопаснее, особенно для малых бассейнов.

Однако имеются установки, в которых ПТО, обслуживающие общественные бассейны, ни разу не вскрывались более 10 лет.

Предостережение 9! Высококачественная нержавеющая сталь лишь ненамного более устойчива к сочетанию Cl_2/Cl^-.

5.3.2. Растворы хлорида кальция и бромида лития

Концентрированные растворы хлорида кальция при высоких pH и низкой температуре (менее 0 C) не вызывают коррозии нержавеющей стали. Если в растворе содержится ингибитор, например, бихромат или молибденат, это же относится и к меди. Точечная коррозия может происходить, когда холодильная установка отключена, температура повышена и, особенно, если значения pH опустились ниже допустимого, например, вследствие неправильной промывки водой. Бромид лития обладает сходными свойствами, но менее агрессивен. Точечная коррозия развивается очень быстро, и последствия такой коррозии в испарителе могут быть чрезвычайно разрушительны.

Предостережение 10! Будьте очень осторожны, используя растворы хлористого кальция или бромида лития, применяйте только ингибированные фирменные препараты, относительно которых изготовитель сообщает, что они совместимы с медью и нержавеющей сталью.

Поддерживайте pH в пределах от 8,5 до 11,5, но не выше, так как в противном случае в растворе хлорида кальция образуется накипь.

Обдумайте целесообразность добавки бихромата или молибдената калия в качестве ингибитора.

Используйте эти растворы только в замкнутых контурах в отсутствие воздуха.

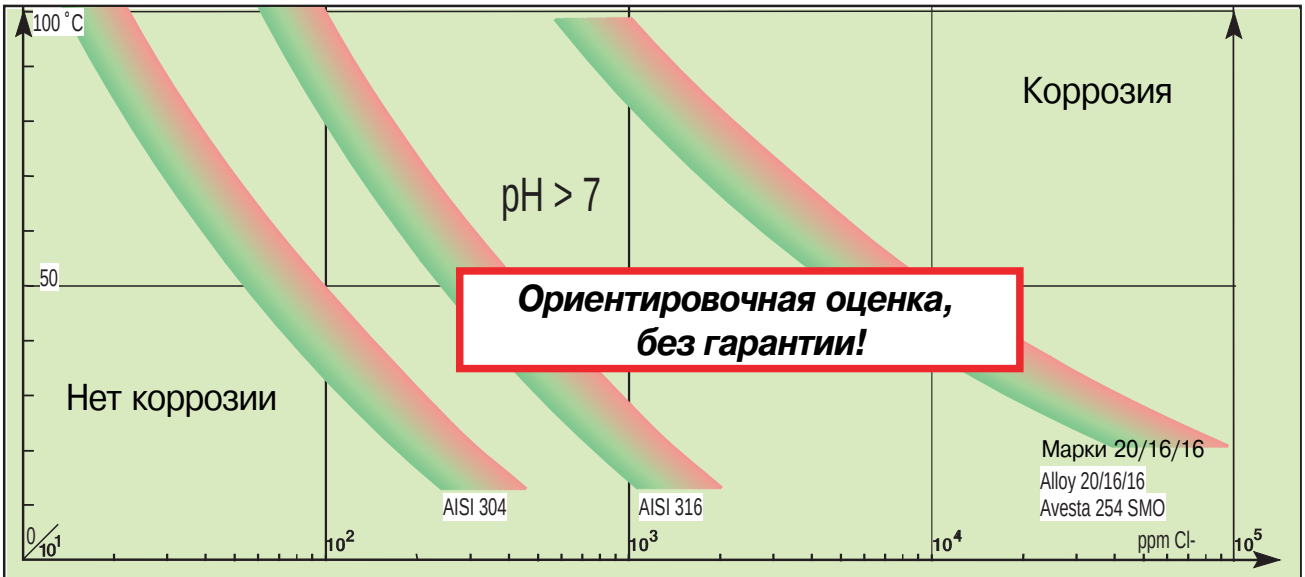


Рис.03. Влияние концентрации ионов хлора и температуры на развитие точечной и щелевой коррозии нержавеющей стали

Другие факторы, влияющие на развитие этих типов коррозии:

- pH;
- скорость воды;
- загрязнение – накипь и биологические загрязнения;
- присутствие CO_2, H_2S, SO_2, соединений железа и т.д.;
- состояние поверхности;
- окислительно-восстановительный потенциал раствора, который зависит от наличия окислителей, таких как кислород, гипохлориты, бихромат натрия и т.д.

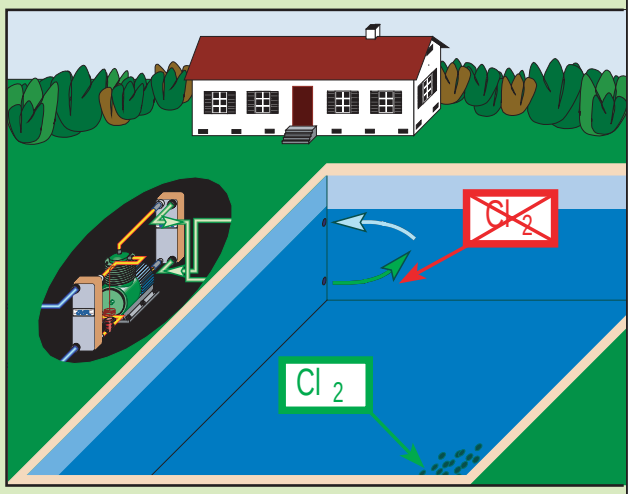
Таблица 1. Предельные концентрации, не допускающие коррозии меди.

- Соотношение $HCO_3^-/SO_4^{2-} > 1$, в противном случае существует опасность точечной коррозии.
- 7,5 < pH < 9,0
- Коннцентрация кислорода как можно более низкая, < 0,1 млн$^{-1}$.
- Аммиак < 0,5 млн$^{-1}$ в присутствии кислорода
- Аммиак < 30 млн$^{-1}$ в отсутствие кислорода
- Такие компоненты как сероводород вызывают коррозию меди и ухудшают коррозионную стойкость нержавеющей стали.
  См. также таблицу 2, где указаны предельные концентрации для электрохимической микрокоррозии. Обратите внимание, что электрохимическую микрокоррозию нельзя предотвратить электроизоляцией различных компонентов контура.

Таблица 2. Предельные концентрации, не допускающие электрохимической микрокоррозии в *присоединенных трубах* из нелегированной или оцинкованной стали.

pH	7,5 - 9,0
SO_4^-	< 100 млн$^{-1}$
HCO_3^- / SO_4^{2-}	> 1,0
Общая жесткость	4,0 - 8,5 dH
Cl^-	< 50 млн$^{-1}$
PO_4^{3-}	< 2,0 млн$^{-1}$
NH_3	< 0,5 млн$^{-1}$
Свободный хлор	< 0,5 млн$^{-1}$
Fe^{3+}	< 0,5 млн$^{-1}$
Mn^{2+}	< 0,05 млн$^{-1}$
CO_2	< 10 млн$^{-1}$
H_2S	< 50 **млрд$^{-1}$ Внимание!**
Температура	< 65 °C
Концентрация кислорода	< 0,1 млн$^{-1}$

- Ни в коем случае не производите хлорирование воды на входе в теплообменник, место ввода хлора должно быть максимально удалено.



- Вход воды должен находиться рядом с поверхностью, а выход – у дна. Это улучшает перемешивание нагретой воды и, главное, предотвращает попадания гранул для хлорирования воды или концентрированного раствора в теплообменник.
- **Предостережение 11!** К сожалению, на практике гранулы иногда вносят в воду непосредственно перед входом в теплообменник. Это улучшает хлорирование, но может привести к разрушению теплообменника.
- Коррозия нержавеющей стали может происходить при гораздо более низких концентрациях хлоридов, чем указанные на рис. 04.
- Поддерживайте pH как можно более высоким, не ниже 7,5.
- Cl_2 < 0,5 млн$^{-1}$ (непрерывное хлорирование) на входе в ППТО
  < 0,5 млн$^{-1}$ (периодическое хлорирование)
- Cl^- < 150 млн$^{-1}$ при температуре 50-60 °C
  < 100 млн$^{-1}$ при температуре 70-80 °C

Рис. 05. Хлорирование воды в плавательных бассейнах

5.3.3. Деминерализованная или дистиллированная вода

«Можно ли использовать дистиллированную воду?» – такой вопрос часто возникает в связи с ППТО. Медь в микроскопических количествах всегда растворяется в воде, какой бы чистой она ни была. Это не сокращает срок эксплуатации и не нарушает функции ППТО, однако в некоторых случаях может помешать работе установки. Здесь важно знать, почему используется деминерализованная вода.

- Иногда в замкнутом контуре используют деминерализованную воду, чтобы избежать образования отложений и коррозии оборудования. В этом случае использование оборудования, содержащего медь, не составляет проблем.
- В некоторых установках, например, для охлаждения лазеров, даже микроскопическое количеств меди может нарушить нормальное функционирование лазера.
- Возможны и другие применения, например, в фармацевтической или электрохимической отрасли, для которых присутствие ионов меди может оказаться критичным.

Коррозионные свойства деионизированной воды. Вода с низким содержанием минеральных веществ имеет очень низкую буферную емкость, т.е. ее pH легко изменяется.

Капля концентрированной соляной кислоты, добавленная в литр деминерализованной воды, имеющей pH 7, уменьшает pH до 3-4, т.е. вода становится кислой и коррозионной.

Та же капля, добавленная в концентрированный раствор хлорида кальция, также имеющего pH 7, никак не влияет на кислотность воды.

Предостережение 12! После споласкивания оборудования водой, особенно, следующего за промывкой кислотой, следует проверить pH воды. Это правило относится ко всем случаям, но имеет тем большее значение, чем меньше растворенных солей содержится в воде.

5.3.4. Умягченная вода

Жесткую воду, содержащую много ионов кальция и магния, необходимо умягчать во избежание отложения накипи.

Умягчение воды это своего рода «частичная деминирализация», при которой удаляются только ионы кальция или магния. Это стандартный метод обработки водопроводной воды, подпиточной воды для градирен и охлаждающей воды. Такая вода может применяться для всех типов ПТО.

5.3.5. Поверхностная, артезианская или оборотная вода

- Опыт использования медных паяных теплообменников показал, что водопроводная и почти все типы поверхностной воды не вызывают их коррозии.
- Большинство случаев коррозии происходит в артезианской и, конечно, в солоноватой воде. Если неизвестно, каковы коррозионные свойства воды из данного источника, то перед ее применением обязательно проведите тщательное исследование, и возможно, коррозионные испытания.
- Оборотная вода из градирни с плохой подпиточной водой может быть коррозионной. Подпиточная вода концентрируется в градирне приблизительно в пять раз. Артезианская вода, содержащая некоторое количество хлоридов и не проявляющая коррозионной активности, может стать агрессивной после возрастания концентрации хлоридов в пять раз.
- **Предостережение 13!** Рассматривая результаты анализа воды, нужно понимать, относится ли этот анализ к подпиточной или циркулирующей воде.

5.3.6. Вода, содержащая гидразин

Гидразин – N_2H_4 – иногда добавляется в циркуляционную воду (в установках центрального отопления, кондиционирования воздуха, на электростанциях) как ингибитор коррозии стали. основное действие гидразина заключается в уменьшении концентрации растворенного кислорода. Реакция с кислородом протекает по следующему уравнению:

$$N_2H_4 + O_2 > 2H_2O + N_2$$

Это не единственное действие гидразина. Он восстанавливает растворимую окись двухвалентной меди (CuO) до нерастворимой окиси одновалентной меди (Cu_2O), которая формирует на поверхности очень стойкую пассивирующую пленку.

$$N_2H_4 + 4\,CuO > 2Cu_2O + 2H_2O + N_2$$

Заключение 1. Благодаря этим реакциям скорость коррозии меди в воде, содержащей гидразин, очень мала, почти равна нулю. Если в воду введено достаточно гидразина для восстановления всего кислорода и всей окиси двухвалентной меди, то медь практически не переходит в раствор.

Возможный негативный эффект добавки гидразина в воду заключается в опасности образования аммиака (NH_3) и последующей коррозии оборудования, содержащего медь. Гидразин разлагается при температурах выше 200 - 250 ˚C, т.е. не встречающихся в нормально работающих холодильных контурах.

$$3\,N_2H_4 > N_2 + 4NH_3$$

К счастью, раствор аммиака растворяет (образуя комплекс) только окись двухвалентной меди (CuO), но не металлическую медь или окись одновалентной меди (Cu_2O).

$$CuO + 4NH_4OH > Cu(NH_3)_4(OH)_2 + 3H_2O$$

Окись двухвалентной меди (CuO) образуется при окислении меди или окиси одновалентной меди (Cu_2O) кислородом.

$$2Cu + O2 > 2CuO \qquad \text{и} \qquad 2Cu_2O + O_2 > 4CuO$$

Поскольку окись двухвалентной меди (CuO) восстанавливается гидразином до окиси одновалентной меди (Cu_2O), то коррозия не происходит даже при концентрации аммиака 20…30 млн$^{-1}$, если в воде нет растворенного кислорода. Если же в воде присутствует кислород (нет избытка гидразина), содержание аммиака не должно превышать 0,5 млн$^{-1}$. Аммиак вызывает коррозию меди только в присутствии кислорода и воды.

5.3.7. Растворы, содержащие ингибиторы

Препараты для приготовления теплоносителей – гликоли, хлорид кальция, ацетаты, формиаты и т.д., содержат ингибиторы коррозии. Важно использовать эти препараты в надлежащей концентрации, поскольку слишком сильное разбавление приведет к тому, что концентрация ингибиторов опустится ниже эффективного диапазона и начнется коррозия. **Следуйте инструкциям изготовителя**. См. также §3.10 в главе **8, «Масла и хладагенты»**.

5.3.8. Анализы воды

Анализ, который позволит определить, пригодна ли данная вода для работы с оборудованием, содержащим определенные материалы или их комбинации, предполагает, как минимум, следующие показатели.

- pH Кислотность
- Cl^- Хлориды
- S^{2-} Сульфиды
- NH_3/NH_4^+ Соединения аммиака
- SO_3^{2-}/SO_4^{2} Сульфаты и сульфиты
- Fe^{3+}, Fe^{2+}, Fe Соединения железа
- O_2 Кислород и другие окислители
- CO_3^{2-} Карбонаты
- HCO_3^{1-} Бикарбонаты
- Ca^{2+}, Mg^{2+} Кальций и магний
- Твердые частицы Содержание, размер, вид (волокна, крупинки, липкие частицы, слизь, и т.д.)

К сожалению, вода это очень изменчивая субстанция, содержание в ней коррозионных веществ может изменяться в зависимости от сезона, погоды (дождь, засуха), паводка и т.д.

Необходимо выполнить несколько анализов воды, взяв пробы в разные периоды года и при разных погодных условиях.

Ценность анализа воды, проведенного после утечки предположительно коррозионного происхождения, довольно сомнительна, особенно если аппарат уже много лет эксплуатировался. Однократная чистка коррозионной жидкостью может вызвать частичную коррозию аппарата. Спустя несколько лет новая чистка, которая привела к временному уменьшению pH, повышению содержания кислорода или подобным изменениям, может вновь запустить процесс коррозии, которая на этот раз окажется сквозной.

Разумеется, превышение допустимой концентрации невозможно обнаружить при анализе воды, выполненном спустя несколько лет.

6. Протечки в ППТО

6.1. Причины протечек

- **Коррозия.** Коррозия возможна в любом месте поверхности ППТО, но чаще случается в нижней части аппарата, вблизи соединительных отверстий. Дело в том, что в соединительных отверстиях выключенного аппарата может остаться немного жидкости. По мере испарения воды концентрация коррозионно-активных веществ возрастает. Если в ППТО происходит коррозия, то это обычно точечная или щелевая коррозия нержавеющей стали.
- **Замерзание.** Замерзание происходит на стороне воды в точках, где температура стенки ниже температуры замерзания. В испарителях непосредственного расширения зоны наименьшей температуры находятся на некотором расстоянии от входа хладагента, но замерзание чаще происходит вблизи входного патрубка хладагента, так как здесь легче образуются застойные зоны.
- **Действие на патрубки чрезмерного вращающего момента или усилия.** Патрубки развальцованы в плите и припаяны к ней, но приложение слишком большой силы может привести к образованию трещин.
- **Вибрация вследствие работы присоединенного оборудования** может вызвать усталость материала и, как следствие, образование трещин в пластинах или в паяных соединениях. Такие повреждения чаще возникают при комбинированном действии вибрации и, например, чрезмерной нагрузки на патрубки.
- **Гидравлические удары и другие скачки давления**. Вода, движущаяся в контуре, обладает значительной кинетической энергией. Если это движение внезапно прекращается, например, вследствие быстрого срабатывания запорной арматуры, кинетическая энергия воды должна как-то преобразоваться внутри контура. Это может привести к деформации или разрыву поверхностей, образующих замкнутое пространство.
- Наиболее вероятное повреждение ППТО - это деформация, а после повторных скачков давления и отрыв концевой пластины, противоположной входному патрубку воды. Итак, клапан на водяной трубе после теплообменника не должен закрываться быстро. На стороне хладагента это явление менее опасно, так как паровая фаза сжимаема и может компенсировать скачки давления.
- **Термоудары.** Если холодная вода внезапно поступает в очень горячий ППТО или наоборот, термические напряжения между первой канальной пластиной и концевой пластиной могут вызвать разрыв более тонкой и потому быстрее сжимающейся и расширяющейся канальной пластины.
- **Дефекты материалов.** Большинство дефектов выявляется при гидравлических испытаниях или гелиевом тестировании, но некоторые дефекты, например, шлаковые включения, могут проявиться позднее.
- **Дефекты изготовления.** Как и дефекты материалов, дефекты изготовления обнаруживаются при испытаниях ППТО. Иногда образовавшаяся при штамповке трещина в пластине заливается медью во время пайки, а затем этот дефект может проявиться в случае коррозии меди. Дефект пайки пакета пластин, вероятнее всего, в сочетании с каким-либо другим фактором, также может стать причиной протечки.
- **Превышение испытательного давления и (или) расчетной температуры.** Это редкая причина протечек, так как ППТО выдерживает давление, как минимум в пять раз превышающее расчетное, а температура плавления меди равна 1083 °C.

6.2. Поиск протечек

6.2.1. Введение

Большинство протечек в ППТО происходит в результате воздействия одного из описанных выше факторов. Это означает, что в большинстве случаев протечки бывают внутренними, т.е. одна из рабочих сред подмешивается к другой. Не говоря о возможных вследствие этого повреждениях, точное место внутренней протечки трудно определить. Однако для установления причины протечки важно найти ее местонахождение.

Чтобы успешно решить данную задачу, необходимо хорошо знать условия эксплуатации и тщательно исследовать ППТО.

6.2.2. Изучение системы

- Проверьте процедуру откачки и температуру в испарителе. Регулируется ли давление в конденсаторе? Понижение давления в конденсаторе, возможное в зимний период, способно вызвать понижение температуры испарения. Имеется ли отдельный регулятор давления в жидкостном ресивере?
- Проверьте процедуру останова и пуска системы и происходящие при этом изменения температуры, если предполагаете возможность термоударов. Происходит ли резкая подача холодной среды в горячий ППТО или наоборот? Какая среда раньше начинает или прекращает поступать в аппарат - холодная или горячая или обе одновременно? Становится ли температура ППТО равной входной температуре одной из сред при останове системы?
- Проверьте, передается ли на ППТО вибрация от другого оборудования? Как присоединены трубы к патрубкам теплообменника? Имеются ли на трубах изгибы или сильфоны, способные компенсировать температурное расширение или вибрации?
- В системе с параллельно соединенными компрессорами или ППТО внезапные скачки давления и температуры могут происходить при пуске или останове одна из параллельных машин. Все ли ППТО имеют собственные регуляторы давления?
- Имеются ли на водяной стороне электромагнитные клапаны или клапаны с приводом? Не устанавливайте электромагнитные клапаны за теплообменником. Это может привести к гидравлическим ударам.
- Есть ли в системе клапаны, которые управляют расходом среды посредством изменения времени открытия? Такой клапан может открыться на одну секунду, закрыться на пять, открыться на пять и закрыться на одну секунду и т.д. Это приводит к неустойчивому режиму по давлению и температуре.
- Не повышено ли содержание в воде хлоридов или других коррозионных агентов? Помните, что вода пищевого назначения часто хлорируется.
- По мере расходования хлора он добавляется в воду, в результате содержание хлоридов возрастает. Это может привести к точечной коррозии.

6.2.3. Внешний осмотр

Снимите тепловую изоляцию и осмотрите ППТО снаружи.

- Имеются ли выпячивания на плите, противоположной входному патрубку воды? Это может указывать на гидравлические удары.
- Имеются ли какие-либо признаки деформации по бокам?
- Прочно ли крепятся патрубки?
- Проверьте, имеются ли признаки коррозии или загрязнений на обеих сторонах.
- Проверьте, не был ли ППТО поврежден при транспортировке или монтаже.

6.2.4. Определение места протечки

Самый простой метод состоит в том, чтобы заполнить одну сторону ППТО водой, а на другую подать воздух под давлением. Пузырьки воздуха, появляющиеся из одного или двух патрубков, указывают на внутреннюю протечку. Для обнаружения внешней протечки опустите ППТО в воду или нанесите мыльный раствор на предполагаемое место протечки.

Легко обнаруживаются протечки вблизи патрубка (позиция 1 на рис. 06Б). Точное расположение других протечек (рис. 06В, позиция 2) определить сложнее.

На рис 06 показан возможный способ определения. Он, однако, предполагает, что размер отверстия довольно велик, т.е. падение давления в нем минимальное. В более сложном случае для выявления протечек можно применить гелий или другой трассер.

6.2.5. Резка ППТО

Когда место протечки определено, ППТО нужно разрезать на части для выявления характера разрушения. Прежде чем это сделать, нужно точно установить местонахождения отверстия.

После того как из ППТО вырезан фрагмент, может оказаться трудно или невозможно определить, была ли протечка вообще, не говоря об ее местонахождении. особенно это относится к тем случаям, когда для появления пузырей воздух нужно подать под избыточным давлением. Такое возможно, если для выхода воздуха через трещину ее края должны сначала раздвинуться под действием избыточного давления.

Произведите разрезы, как показано на рисю 06 Б, в порядке А, В (и С, если утечка происходит рядом с патрубком). Режьте теплообменник пилой, постоянно охлаждая и смазывая его. Не рекомендуется использовать пилы с возвратно-поступательным движением, так как они могут деформировать пластины.

В идеальном случае удается вырезать фрагмент с явными признаками повреждения. Это типично для утечек в результате замерзания, при котором помимо образования трещины деформируется несколько каналов.

Иногда место утечки обнаруживается труднее, но обычно удается вырезать фрагмент, где образовалось отверстие. Если место утечки явственно видно, переходите к § 6.3, в противном случае припой нужно растворить в азотной кислоте, см. ниже.

6.2.6. Растворение медного припоя в азотной кислоте

Вырезанный фрагмент ППТО погружается в азотную кислоту для растворения медного припоя. Азотная кислота хорошо растворяет медь (и серебро), но оставляет нетронутой нержавеющую сталь. Ниже приводятся советы по выполнению этих работ.

- Вырезанный фрагмент должен быть как можно меньшего размера. Это не всегда легко сделать, но ППТО должен быть разрезан, по крайней мере, продольно вдоль линии А-А', показанной на рис. 06Б. Причина в том, что медный припой вокруг соединительных отверстий в пластинах исключительно трудно или даже невозможно растворить.

  Если ППТО не был разрезан, то в кислоте растворится весь припой, кроме окружающего соединительные отверстия. Поскольку каждая пластина соединяется с предыдущей у отверстия на одной стороне и со следующей пластиной у отверстия на другой стороне, т.е. весь пакет пластин останется соединенным. Если же ППТО был разрезан по линии А-А', то этот полу-пакет распадается на пары пластин, соединенных припоем у левого или правого соединительного отверстия, но каждая пластина в этой паре доступна для дальнейшего обследования.

  Трудность растворения припоя возле соединительных отверстий делает практически невозможными внутренние протечки в результате коррозии меди. Единственный участок, где медь разделяет среды в ППТО, это периметр соединительных отверстий в пластинах, но сквозная коррозия по краям пластин и в точках конаткта гофров произойдет гораздо раньше, чем у соединительных отверстий.
- Медный припой в точках контактов гофров растворяется за несколько часов, по краям пластин – за пару дней.
- Перемешивайте кислоту время от времени, чтобы непрореагировавшая кислота поступала к местам, где идет растворение.

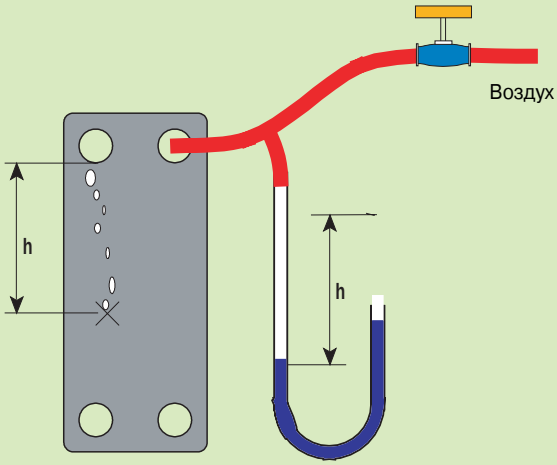
Соблюдайте местные правила, регламентирующие порядок работы с азотной кислотой и ее утилизации. Если таких правил нет, следуйте рекомендациям, приведенным на рис. 06 В.

6.3. Анализ характера повреждений

На рис. 06D показаны типичные повреждения.

- При коррозионных повреждениях пластины, как правило, не деформируются.
- При замораживании воды пластины разрываются, образуя хорошо заметные трещины.
- Выпяченные наружу каналы обычно свидетельствуют о замерзании в них жидкости.
- Термоудары обычно разрывают пластины в точках контакта гофров.

Труднее всего определить совместное воздействие различных факторов. Например, соединения пластин, ослабленные в результате коррозии меди, не выдерживают повышенного давления.

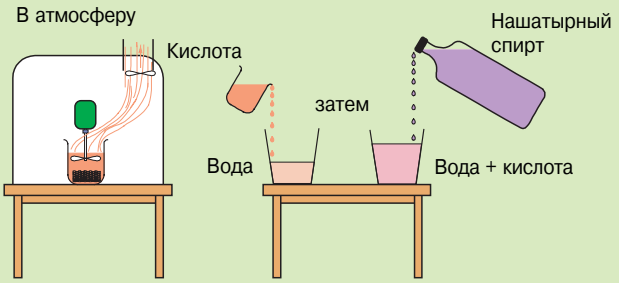


А. Определение координат точки протечки

Одна сторона заполняется водой, а другая подсоединяется к источнику сжатого воздуха. Расход воздуха через теплообменник следует тщательно регулировать. Давление воздуха нужно измерять с высокой точностью, например, с помощью U-образной трубки, как показано на рисунке.

Перепад уровней, измеренный U-образной трубкой в тот момент, когда пузырьки воздуха начинают выходить из ППТО, равен глубине погружения точки протечки. Чтобы учесть эффект гистерезиса, измерьте перепад уровней, при котором начинается и при котором прекращается выделение пузырьков.

Проведите аналогичное измерение, положив ППТО на бок, для получения второй координаты.



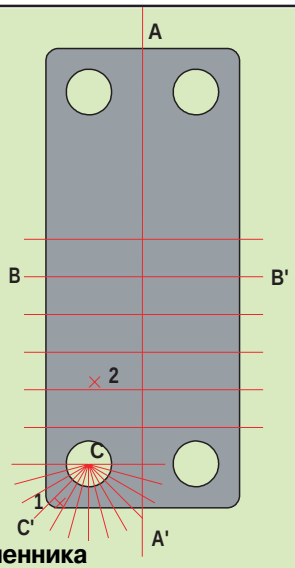
В. Растворение ППТО в азотной кислоте

Азотная кислота растворяет медь с образованием NO_2. Это бурый газ тяжелее воздуха, оказывающий раздражающее действие. Поэтому сосуд (из стекла, нержавеющей стали или полиэтилена), в котором идет растворение, нужно расположить в вытяжном шкафу или вне помещения.

Не выливайте азотную кислоту в канализацию. Сначала ее нужно нейтрализовать щелочью. В отсутствие щелочи можно использовать известняк, например, мрамор. Можно также применить для этой цели нашатырный спирт. Однако, см. следующий пункт.

Прежде чем нейтрализовать кислоту, разбавьте ее водой. Лейте кислоту в воду, но не наоборот. Предварительное разбавление сделает реакцию нейтрализации менее бурной. Нейтрализуйте кислоту нашатырным спиртом, пока у раствора не появится слабый запах нашатырного спирта.

Используйте защитные очки и перчатки. Азотная кислота оставляет желтые жесткие пятна на коже. Через несколько дней кожа в этих местах слезает.



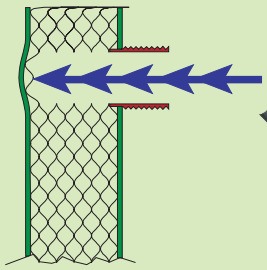
Б. Резка теплообменника

Когда координаты протечки установлены, ППТО нужно разрезать для более тщательного обследования.

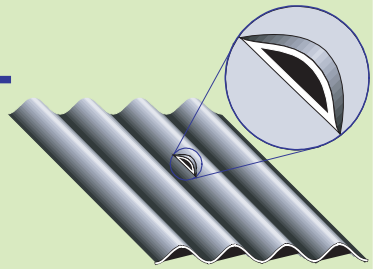
Чтобы выяснить точную причину нарушения герметичности теплообменника его нужно разрезать в зоне протечки. Первый разрез нужно сделать в стороне от предполагаемой точки протечки, обычно по линии A-A' (рис. 4B) или по нижней из возможных линий B-B'.

Поиск протечки с помощью резки ППТО – дело не простое. Если разрез сделан слишком близко к точке протечки, он разрушит дефект, если сделан дальше чем в 10 мм от протечки, то дефект нельзя будет увидеть.

Проверьте, какие дефекты обнаруживаются в месте разреза. Замерзание вызывает сильные деформации, дефекты других типов могут быть не видны.

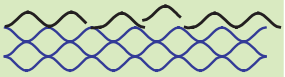


Гидравлический удар



Замерзание: края трещины раздвинуты

Нормальные каналы



Термоудар со смещением пластин и последующим разрывом пайки и пластин

Замерзшие каналы

Точечная (или щелевая) коррозия

Г. Типы повреждений

Рис. 06 Поиск протечек в ППТО

7. Замерзание. Защита паяных пластинчатых теплообменников от замерзания.

1. Контроль замерзания в ППТО

1.1. Процесс образования льда в ПТО

Для образования льда температура поверхности стенки на стороне воды должна быть ниже 0 °C. На стенке формируется слой льда. Для этого требуется некоторое переохлаждение, лед не образуется при температуре, точно равной 0 °C. Если основная масса воды имеет температуру существенно выше ноля, слой льда будет тонким или совсем не образуется. Если температура основной масса воды близка к нулю, слой льда растет и может блокировать канал.

При нормальных стационарных условиях температура испарения может зайти далеко в отрицательную область, прежде чем температура стенки опустится ниже 0 °C. Трудно предсказать, где именно это произойдет – на входе воды или в точке самой низкой температуры хладагента, это зависит от температурного режима, перепада давления и т.д.

К сожалению, стационарные рабочие условия – понятие чисто условное. Турбулентное течение означает флюктуации потока на обеих сторонах. К этому может добавиться неравномерность распределения расхода по каналам на какой либо из сторон – естественная, или вызванная загрязнением. В канале может начаться образование слоя льда. Если это случится, лед стесняет поток и расход воды в канале снижается, что ведет к еще большему понижению температуры, нарастанию льда и т.д. до полной закупорки канала льдом.

Предостережение 1! Образование льда с разрушением ППТО всегда может произойти, если температура испарения опускается ниже нуля.

1.2. Замерзание водных растворов

Для понижения точки замерзания используются водные растворы гликолей или солей. Это понижение приблизительно пропорционально концентрации раствора. Если такой раствор замерзает, то ледяные кристаллы, конечно, состоят из чистой воды и имеют температуру плавления 0 °C. Что произойдет, если температура упадет на короткое время и образуется небольшое количество льда? При последующем возрастании температуры лед не растает, как произошло бы в чистой воде. При очередном понижении температуры вновь образуется какое-то количество льда и т.д.

Предостережение 2! В результате такого гистерезиса в испарителе может нарастать лед.

К счастью, такой лед содержит включения соли или гликоля, и потому оказывается рыхлым, в отличие от твердого льда, который образуется при замерзании чистой воды.

1.3. Предотвращение замерзания

В ППТО содержится приблизительно вдвое меньше хладагента и воды, чем в коаксиальных испарителях той же производительности. Соотношение с кожухотрубным теплообменником составляет приблизительно один к трем. В силу этого ППТО обладает меньшей инерцией, что предъявляет особые требования к системе управления, которая должна иметь значительно меньшее время отклика, чем обычно. Хотя это может быть преимуществом в некоторых отношениях – малый объем хладагента определенно является достоинством, – но это означает, что ППТО менее устойчивы к замерзанию по сравнению с другими типами теплообменников.

Меры защиты от замерзания можно разделить на следующие группы:

- специальная конструкция ППТО для холодильных установок;
- монтаж;
- тепловой и гидравлический расчет ППТО;
- система регулирования и практика эксплуатации.

2. Конструкция, обеспечивающая защиту от замерзания

ППТО, не предназначенные для хладагентов. В связи с тем, что канальная пластина гофрирована, между ней и плитой ППТО остается свободное пространство. В ППТО, не предназначенных для хладагентов, в холодильных ППТО устаревшей конструкции, а также некоторых никелевых ППТО это пространство открывается в атмосферу. Если углы между гофрами направлены вниз, здесь может собираться и замерзать вода, что чревато повреждением теплообменника. См. рис. 01B и главу **3, «Конструкция и монтаж»**, рис. 02.

ППТО для холодильных установок. Между первой канальной пластиной и плитой помещается плоская уплотняющая пластина с загнутым вниз краем, которая герметизирует это пространство, см. главу 3, рис. 01. Заметьте, что у задней плиты дополнительная пластина не требуется, так как загнутые вниз края канальной пластины эффективно герметизируют указанное пространство.

Разборные ПТО и **уплотненная прокладками сторона ПСПТО** устойчивы к замерзанию, так как резиновые прокладки сжимаются и частично демпфируют расширение льда.

На ПСПТО проводились испытания, в ходе которых температура испарения понижалась до -20 °C без прекращения подачи воды. Когда аппарат целиком замерзал с полным прекращением протока воды, температура испарения вновь повышалась до окончательного восстановления циркуляции. Никаких повреждений теплообменника не было обнаружено.

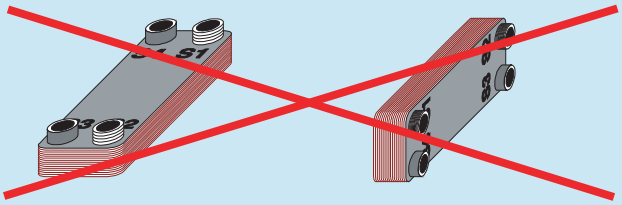
СПТО имеют те же свойства в отношении замерзания, что и ППТО, и требуют аналогичных мер предосторожности.

3. Монтаж, обеспечивающий защиту от замерзания

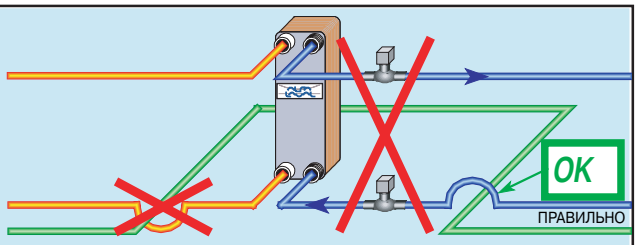
На рис. 01 приводятся некоторые рекомендации по монтажу. ППТО, установленные вне помещения, подвержены действию температуры наружного воздуха, которая зимой может опускаться ниже нуля. Если в этот сезон ППТО не эксплуатируется или эксплуатируется периодически, то на период выключения из аппарата следует сливать воду. Проще всего сделать это, если вода подается через верхний патрубок и самотеком выливается через нижний, см. гл. **3, «Конструкция и монтаж»**, рис. 11. Конечно при условии, что тепловой режим допускает такую схему потока.

Кроме того, на входе воды может образоваться воздушный пузырь. Этот пузырь нарушает распределение воды по каналам, в некоторых из них расход может уменьшиться или совсем прекратиться поток. Если температура испарения хотя бы немного ниже нуля, вода в этих каналах может замерзнуть. Такие воздушные пузыри обязательно нужно выпускать из контура, см. рис. 11 в главе 3, **«Конструкция и монтаж»**.

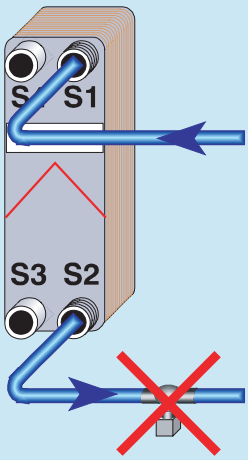
Если испаритель работает при температуре близкой к точке замерзания или ниже, поток воды должен быть тщательно сбалансирован, как по каналам внутри теплообменника, так и между параллельно соединенными аппаратами, см. рис. 11 в главе 3, **«Конструкция и монтаж»**.



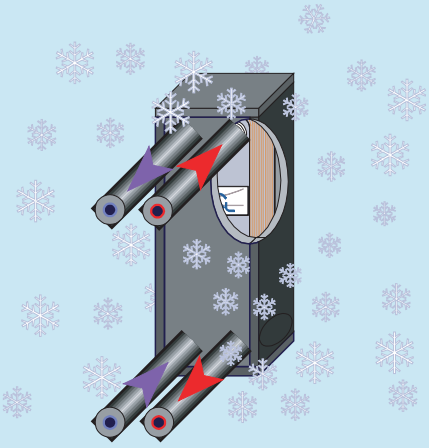
А. Избегайте положений, при которых слив воды невозможен.



Б. Не оставляйте воду в ППТО между закрытыми клапанами и не применяйте на трубопроводах нисходящих петель.
За исключением специальных маслоуловителей в некоторых холодильных линиях (см. §1 в главе 3), ни в водяном трубопроводе, ни в контуре хладагента не должно быть нисходящих петель.



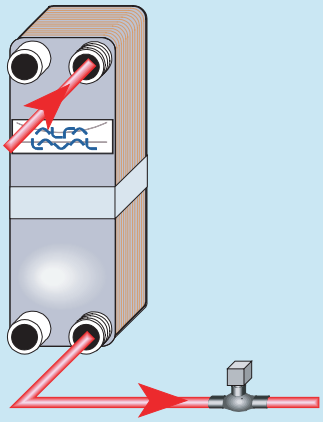
Внимание! Никогда не устанавливайте клапаны в перевернутом положении - приводом вниз. Отложение загрязнений на штоке помешает его вращению.

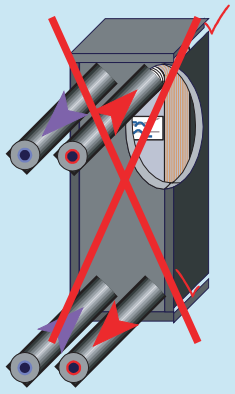


В. Монтаж ППТО без герметизирующей пластины
При монтаже следующих моделей ППТО:
- CB14
- старых моделей
- ППТО не для хладагента
- некоторых никилевых ППТО

либо
◊ углы между гофрами первой пластины должны быть повернуты вниз
либо
◊ открытое пространство должно быть герметизировано силиконовой резиной.

Г. Монтаж для работы при низкой температуре окружающего воздуха
Если ППТО, например, теплообменник реверсивного кондиционера, устанавливается вне помещения, его нужно защитить от воздействия низкой температуры окружающей среды:
- теплоизоляцией аппарата;
- установкой электрического нагревателя малой мощности;
- полным сливом воды на время прекращения эксплуатации;
- непрерывной циркуляцией воды.





Д. Образование пробки льда
Ледяная пробка и клапан могут образовать замкнутое пространство. Заметьте, что в ППТО лед держится очень крепко.

Е. Нарушение тепловой изоляции
Нарушение или отсутствие тепловой изоляции может стать причиной замерзания воды. особенно опасно возникновение двух ледяных пробок в различных точках, так как между ними образуется замкнутое пространство, и замерзание воды в нем неизбежно приведет к разрыву теплообменника.

Рис.01 Проектирование и монтаж ППТО в холодильных установках

4. Тепловое и гидравлическое проектирование

4.1. Температура стенки и усилие сдвига

Поддерживайте температуру стенки со стороны воды как можно более высокой. Температура стенки повышается следующими средствами:

- повышение минимальной температуры воды;
- повышение температуры испарения;
- повышение коэффициента теплоотдачи на стороне воды;
- понижение коэффициента теплоотдачи на стороне хладагента, например, снижением перепада давления.

Предостережение 3! Слишком малый перепад давления приведет к нарушению распределения хладагента и масла и неустойчивости потока.

Поддерживайте усилие сдвига на стороне воды как можно более высоким. Усилие сдвига пропорционально перепаду давления на каждый метр длины пути потока. Перепад давления повышается следующими средствами:

- повышение расхода воды;
- выбор каналов с высоким значением коэффициента q;
- уменьшение количества каналов за счет большой CPT;
- многоходовая конструкция теплообменника.

4.2. Завышенный или заниженный размер теплообменника

Не завышайте размер ППТО, если температура испарения должна быть постоянной, а выходная температура воды не регулируется. Завышенный размер ППТО ведет к уменьшению выходной температуры воды ниже номинального значения и опасности замерзания.

Не занижайте размер ППТО, если выходная температура воды регулируется изменением давления испарения. Компенсируя недостаточную площадь поверхности теплообмена, регулятор может опустить температуру испарения ниже нуля. Испаритель большего размера сможет работать с меньшей разностью температур, т.е. с более высокой температурой испарения и меньшей опасностью замерзания.

4.3. Выбор прямотока или противотока

В теплообменниках с противотоком охлажденная среда на выходе, где она имеет самую низкую температуру, контактирует с входящей охлаждающей средой, которая в данной точке также имеет самую низкую температуру, т.е. здесь существует наибольшая опасность замерзания.

В теплообменниках с прямотоком, которые обычно менее эффективны, в точке, где охлажденная среда имеет минимальную температуру, температура охлаждающей среды максимальна, т.е. опасность замерзания уменьшается.

4.4. Многоходовые теплообменники

Применение многоходовых по воде теплообменников - эффективный способ повышения температуры стенки на стороне воды. Он обычно используется при очень большом перепаде температур воды, которая должна быть охлаждена почти до температуры испарения. Типичный температурный режим может выглядеть так:

Вода	28 > 1 °C
Хладагент	-1 < -1 °C.

Такой температурный режим почти невозможно реализовать в одноходовом теплообменнике. Перепад давления воды должен быть низким, что приведет к неустойчивости и колебаниям потока. Невысокий коэффициент теплопередачи и малое усилие сдвига приводят к тому, что температура стенки со стороны воды почти равна температуре испарения.

Поскольку основное назначение многоходовых теплообменников – охлаждение воды до близких к нулю температур хладагентом, температура которого может быть ниже нуля, – мы рассматриваем их в данной главе, хотя они могут применяться при любой температуре. Каналы на стороне воды образуют либо букву U, либо перевернутую букву U (букву П).

U-образная схема, см. рис. 03A. Температурный режим для таких теплообменников может быть следующим:

Ход	1, противоток	2, прямоток
Вода	25 > 6 °C	6 > 1 °C
Хладагент	-1 < -1 °C	-1 > -1 °C

Влияние такой схемы проявляется по-разному в испарителях непосредственного расширения и затопленных испарителях.

Испаритель непосредственного расширения. Во втором ходе хладагент не успевает перегреться. Поэтому на выход теплообменника поступает смесь сильно перегретого пара из первого хода и влажного пара из второго – не очень удачная схема.

Затопленный испаритель. В обоих ходах поступающий хладагент контактирует с водой, имеющей одну и ту же температуру. Преимущество данной схемы в том, что кипение в обоих ходах начинается одновременно. Фазовый состав хладагента на выходе первого и второго хода различается, но для затопленного испарителя это не имеет большого значения.

П-образная схема, см. рис. 03B. Температурный режим может быть следующим:

Ход	1, прямоток	2, противоток
Вода	25 > 5 °C	5 > 1 °C
Хладагент	-1 > 4 °C	4 < -1 °C

Испаритель непосредственного расширения. В обоих ходах разность температур на выходе хладагента достаточна, чтобы обеспечить перегрев. Температура воды в средней точке, 5 °C, определяет максимальный перегрев в обоих ходах, который не может значительно варьировать при изменении условий, например, тепловой нагрузки, т.е. данная схема подходит для испарителей непосредственного испарения. Во втором ходе разность температур на входе недостаточно велика, но так как хладагент уже частично испарен, это не столь существенно.

Затопленный испаритель. Разность температур в начале второго хода не достаточно велика для кипения хладагента, что делает эту схему непригодной для затопленных испарителей.

Пример. Птицеперерабатывающему заводу в Португалии требовалась охлажденная вода для мойки и охлаждения тушек. Входная температура воды летом достигала +28 °C, требуемая температура охлажденной воды составляла 1 °C. Хладагент, аммиак, поступал из ресивера низкого давления с температурой -7 °C. Эта температура не могла быть изменена, так как к ресиверу было подсоединено несколько разных испарителей.

Расчет показал, что затопленный одноходовой ПСПТО обеспечивает данный режим, но перепад давления воды оказался очень низким и температура стенки со стороны воды была лишь чуть выше –6 °C. Хотя замерзание не повреждает ПСПТО, лед стеснял бы поток в каналах и тем самым понизил бы холодопроизводительность.

Было принято решение использовать двухходовой по воде затопленный ПСПТО, подсоединенный по схеме, показанной на рис. 3A. Фактически это два теплообменника, соединенные последовательно по воде и параллельно по аммиаку.

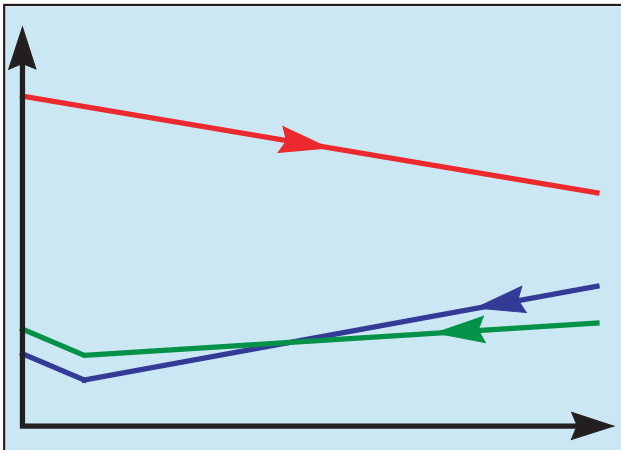


Рис. 02. Низкий перепад давления хладагента

Разные типы пластин образуют различные каналы, т.е. для одной из сторон имеется выбор из двух типов каналов, отличающихся перепадом давления. Это можно использовать для обеспечения требуемого перепада давления хладагента.

Понижение перепада давления хладагента означает также уменьшение перепада температуры (переход от синей линии к зеленой). Если разность температур при этом поддерживается постоянной, то температура испарения может увеличиться, что повышает температуру стенки и, следовательно, снижает риск замерзания.

А так как при этом снижается коэффициент теплоотдачи на стороне хладагента, температура стенки увеличивается еще больше.

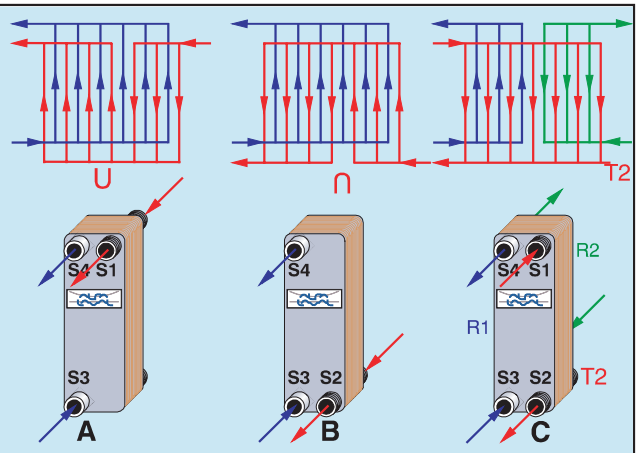


Рис. 03. Схемы соединения каналов

А. Вода (красная линия) проходит по двум ходам, соединенным в нижней части ПТО. Это значительно увеличивает скорость течения воды, т.е. снижает опасность замерзания. Хладагент (синяя линия) на входе контактирует с водой, имеющей разную температуру в разных секциях, а на выходе – с водой, имеющей одинаковую температуру.

Б. Два хода воды, как и в предыдущем случае, но с верхним соединением ходов. Хладагент на входе контактирует с водой, имеющей одинаковую температуру в разных секциях, а на выходе – с водой, имеющей разную температуру.Патрубок T2 обеспечивает дополнительное соединение для слива воды.

В. Теплообменник с двумя контурами хладагента (синий и зеленый). Дальний от входа воды контур хладагента (зеленый) должен постоянно работать, а в патрубке T2 устанавливается реле низкой температуры. Подробности см. в тексте.

Проектируемый испаритель должен отвечать следующим критериям:

- падение давления на стороне аммиака должно быть одинаковым в обеих секциях;
- запас по холодопроизводительности также должен быть одинаковым.

В результате был выбран аппарат M10BW с H каналами в первой секции и L каналами во второй – довольно необычная комбинация (обычные сочетания – это L, L и M, M и H и H).

Этот теплообменник работал, как и ожидалось, без всяких проблем, не считая периодической чистки стороны воды.

Внимание! ПСПТО – это, пожалуй, единственный тип теплообменника, который можно использовать для данного режима. Низкая температура аммиака означает, что если в силу непредвиденных обстоятельств поток воды прекратится, вода в теплообменнике замерзнет.

4.5. ППТО со сдвоенными контурами хладагента

В главе «Конструкция и монтаж» описывались три возможных схемы теплообменников с двумя контурами хладагента. Одна из этих схем, показанная на рис. 3B, имеет тот недостаток, что при отключении одного из контуров хладагента выходящая из теплообменника вода представляет собой смесь охлажденной и не охлажденной воды. Если температура этой смеси регулируется, например, изменением температуры испарения, это может привести к тому, что температура охлаждаемой воды опустится ниже нуля, хотя выходная температура будет выше нуля.

С другой стороны, достоинство такой схемы в том, что она применима для ПТО любого типа, паяных или разборных. Для безопасного применения данной схемы нужно принять следующие меры.

- Установить в патрубке T2 реле низкой температуры, которое отключает компрессор при слишком низкой температуре воды. Это реле будет контролировать температуру воды на выходе из секции R2.
- Контур R1 всегда должен работать, т.е. управление производительностью установки должно производиться включением-отключением контура R2.

Заметьте, что очень трудно контролировать температуру воды на выходе секции R1, так как она немедленно смешивается с водой из секции R2. Управление производительностью отключением контура R1 невозможно реализовать.

5. Система управления и практика эксплуатации

На рис. 4 показаны различные методы защиты от замерзания теплообменников холодильной установки. **Конечно, не все их можно или нужно использовать одновременно.**

Установка, в которой вода охлаждается до температуры, близкой к нулю, нуждается в более сложной системе защиты, чем та, где температура испарения всегда выше нуля.

5.1. Откачка хладагента из испарителя

Если при останове системы в испарителе остается жидкий хладагент, существует опасность, что при следующем пуске он может попасть в компрессор и вызвать его поломку. Поэтому при останове системы из испарителя откачивается хладагент.

Эта процедура опасна тем, что температура хладагента опускается ниже точки замерзания охлаждаемой жидкости, т.е. испаритель может быть поврежден.

Последовательность операций при откачке

1. Закрывается электромагнитный клапан, установленный перед регулирующим вентилем. Сигналом для закрытия электромагнитного клапана обычно является снижение тепловой нагрузки, т.е. уменьшение температуры воды (см. рис. 4 F).

2. Компрессор продолжает работать и откачивает пары хладагента из закрытого на входе испарителя, понижая в нем давление и температуру.

Соотношение между температурой (давлением) и объемом жидкого хладагента в испарителе зависят от того, происходит ли при этом теплообмен.

- **Без теплопередачи.** Давление и температура теоретически могут понижаться до абсолютного нуля, в то время как в испарителе присутствует жидкий хладагент. Это означает, что до какой бы заданной температуры ни продолжалась откачка, все равно сохраняется опасность, что в испарителе осталась жидкость.
- **С теплопередачей.** Температура может понижаться, оставаться постоянной или увеличиваться в зависимости от соотношения скорости теплопередачи и скорости всасывания паров.

Так, если скорость теплопередачи достаточно велика, откачка может сопровождаться повышением температуры в отсутствии жидкой фазы.

На практике передача теплоты хладагенту происходит всегда, и жидкая фаза исчезает в какой-то точке несколько ниже начальной температуры; однако ни при какой температуре нельзя с полной уверенностью утверждать, что в испарителе присутствует либо отсутствует жидкий хладагент.

3. Когда давление опускается до заданного значения, реле низкого давления отключает компрессор, а через некоторое время и циркуляционный насос воды (см. рис. 4 G).

Критерий отключения

Компрессор обычно отключается, когда давление опускается до заданного значения. Как уже было сказано, при этом не может быть абсолютной уверенности, что в испарителе отстутствует жидкость.

Было бы лучше измерять перегрев в нижней точке или в другой точке, где жидкая фаза остается дольше всего. Если определен перегрев, это означает, что жидкая фаза отсутствует, т.е. перегрев послужил бы верным критерием для отключения компрессора.

Рекомендации по откачке

- Поток воды через испаритель не должен прекращаться.
- Компрессор должен работать с минимальной возможной производительностью, чтобы увеличить продолжительность откачки.
- Электромагнитный клапан и регулирующий вентиль должны быть установлены как можно ближе к испарителю, чтобы минимизировать объем жидкости.
- Если возможно, отключайте компрессор по перегреву. Это можно осуществлять автоматически или вручную. Определите зависимость перегрева от давления в испарителе при откачке, установите давление, при котором отмечается заметный перегрев, и используйте это значение давления как уставку для отключения компрессора.

Альтернативы методу откачки

- Производить откачку из ППТО не рекомендуется и не требуется. В них помещается так мало хладагента, что при испарении всей жидкости температура понизится всего на 1-2 K.
- Установите байпасную линию между выходом из компрессора и входом испарителя. Это же устройство позволит предотвратить слишком низкую температуру при пуске (см. рис. 4 L и M).
- Электромагнитный клапан в байпасной линии открывается, когда электромагнитный клапан в линии подачи хладагента закрывается. Горячий пар из компрессора испаряет жидкий хладагент, оставшийся в испарителе, и поддерживает в нем требуемую температуру.
- После закрытия электромагнитного клапана компрессор работает в течение заданного времени, т.е. производится своего рода «полуоткачка».

5.2. Реверсивные системы

В момент реверсирования потока хладагента, когда конденсатор становится испарителем, а испаритель – конденсатором, давление значительно понижается. Этот случай описан подробно в главе «Приложения».

5.3. Хладагенты с температурным глайдом

См. рис. 4 H, а также главу **7**, «**Масла и хладагенты**». Обратите внимание, что для предотвращения замерзания необходимо контролировать именно **температуру**, а не **давление**.

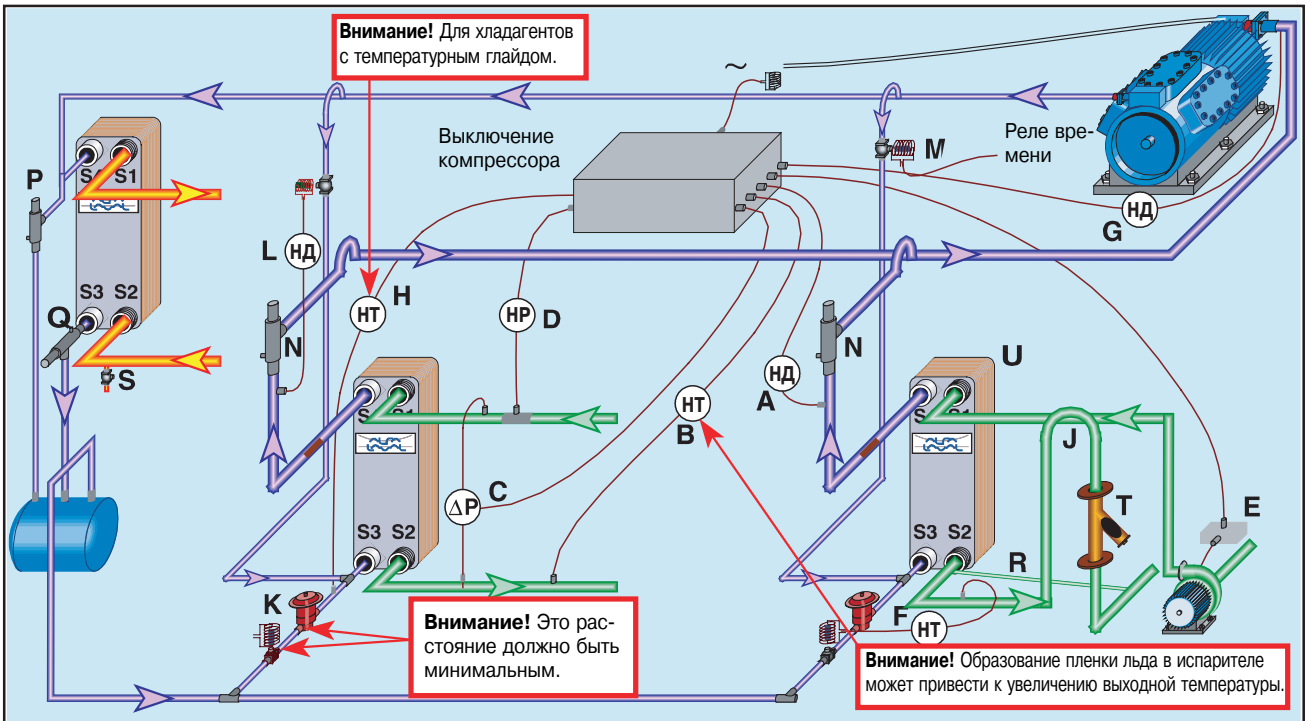


Рис. 04. Защита холодильной установки от замерзания

Компрессор отключается при следующих условиях.

A. Срабатывание реле низкого давления на выходе хладагента из испарителя. В этой точке давление в системе минимально. Непосредственный контроль температуры невозможен, так как пар перегрет, поэтому измеряется соответствующее давление.

B. Срабатывание реле низкой температуры на выходе воды.

C. Большое падение давления на стороне воды.

D. Низкий расход воды.

E. Невыполнение требования: циркуляция воды должна начинаться до включения компрессора и продолжаться некоторое время после его отключения.

F. Завершение откачки (см. текст).

G. Срабатывание реле низкого давления на входе компрессора.

H. При использовании хладагентов с большим температурным глайдом, например, R 407 C, у которого глайд приблизительно равен 6 °C, входная температура может быть на несколько градусов ниже температуры насыщения на выходе из испарителя. В этом случае контроль процесса по выходной температуре или, еще хуже, по выходному давлению, может привести к значительным ошибкам.

В случае хладагента с большим температурным глайдом процесс необходимо контролировать по температуре на входе в испаритель.

Кроме того, рекомендуется принять следующие меры.

J. Установить на выход воды петлю, поднимающуюся выше входа. Это обеспечит постоянное заполнение испарителя водой даже при низком расходе.

K. Смонтировать электромагнитный клапан и регулирующий вентиль как можно ближе к испарителю, чтобы уменьшить объем хладагента, остающегося в испарителе при его закрытии.

L и **M**. Подача горячего пара по байпасной линии с управлением по низкому давлению или по времени. Служит для испарения оставшегося жидкого хладагента при отключении и для поддержания необходимой температуры в испарителе при пуске, останове и откачке.

N. На каждый испаритель устанавливается собственный регулятор давления.

P и **Q**. Регуляторы давления в жидкостном ресивере (P) и в конденсаторе (Q).

Холодильные установки обычно проектируют в расчете на летние условия эксплуатации. осенью температура воздуха и охлаждающей воды понижается, это приводит к понижению температуры конденсации. С понижением отношения давлений в компрессоре его производительность увеличивается. Понижение давления конденсации означает уменьшение движущей силы, действующей в регулирующем вентиле. Т.е. расход хладагента через регулирующий вентиль уменьшается, а производительность компрессора увеличивается.

Компрессор всасывает больше пара, чем образуется в испарителе. Давление в испарителе падает, расход хладагента через регулирующий вентиль и количество образующегося пара увеличиваются. Этот процесс продолжается до достижения нового равновесного состояния, при котором температура испарения может оказаться слишком низкой. Во избежание этого необходимо регулировать давление в жидкостном ресивере.

R и **S**. Байпасная трубка небольшого диаметра для естественного слива воды из аппаратов с верхней подачей (R), и обычный слив (S). В условиях низкой температуры окружающего воздуха из неработающих аппаратов необходимо сливать воду.

T. Водяной фильтр должен быть установлен на всех установках, в которых вода может оказаться загрязненной.

U. Фильтр воды на входе в испаритель нужно использовать очень осторожно. Загрязнение фильтра или каналов может вызвать неравномерное распределение воды по каналам и способствует опасеости замерзания. Отдельный фильтр – это, вероятно, более удачное решение.

8. Масла и хладагенты

1. Масло в холодильных системах

1.1. Масло в компрессоре

Основное назначение масла в холодильных установках – смазка движущихся частей компрессора. Другая важная функция масла – создание уплотнения между движущимися частями, которое препятствует перетечке хладагента из зоны высокого давления в зону низкого давления. В идеале масло должно оставаться в компрессоре. Однако какое-то количество масла всегда уносится горячим паром в линию нагнетания и поступает в различные компоненты холодильного цикла.

Слишком большой унос масла из компрессора создает двоякий отрицательный эффект:

- масло, попавшее в другие компоненты холодильной установки, снижает их производительность или иным образом нарушает их работу;
- недостаток масла в компрессоре нарушает смазку и компрессором может заклинить.

Имеется несколько способов ограничить унос масла из компрессора и обеспечить его возврат.

1.2. Система масло-хладагент

Растворимость. Растворимость масла в хладагентах может быть различной – от полной растворимости до нулевой. Важным промежуточным состоянием этой системы является образование двухфазных смесей «масло, растворенное в хладагенте» и «хладагент, растворенный в масле» (см. рис. 01).

Распределение хладагентов в масле. Растворимость хладагентов в масле зависит от свойств масла и хладагента. Какое-то определенное масло может очень хорошо растворять один хладагент и очень плохо растворять другой. Если это масло контактирует одновременно с обоими хладагентами, оно содержит эти хладагенты в различной концентрации. Это еще недостаточно изученое явление, особенно важное для зеотропных хладагентов, т.е. для хладагентов с температурным глайдом (см. рис. 01).

Миграция пара. Если пар хладагента контактирует с чистым растворимым маслом, он будет растворяться в масле. Если количество хладагента достаточно велико, масло постепенно будет разбавлено, см. рис. 03.

Химическая активность. Длинные цепи углеводородов в минеральных маслах химически инертны. В противоположность этому, различные функциональные группы, присоединенные к углеродной цепочке в синтетических маслах, такие как группы простого и сложного эфира, гидроксильная и окси-группа и другие, делают эти масла химически активными в присутствии воды и кислорода. Проблема осложняется тем, что некоторые металлы и оксиды металлов, попадающие в контур в результате износа оборудования и при сварке, являются очень хорошими катализаторами. При разложении масла образуются водород, углеводороды, кислоты, смолы, асфальты и другие продукты, которые создают различные проблемы – от накопления неконденсирующихся газов в конденсаторах до загрязнения испарителей.

Кроме того, хладагент может взаимодействовать с неправильно выбранным маслом. Лучший пример такого рода – аммиак, который активно реагирует с синтетическими маслами на основе сложных эфиров многоатомных спиртов (POE). Другой пример – хладагент R134A, нестабильный при контакте с минеральными маслами или с остатками соединений хлора, которые могут присутствовать в масле, если прежде холодильная установка работала на хладагенте R12.

Давление пара. В растворимых маслах понижается давление испарения масла. Это явление слабо сказывается на работе установки, кроме конечного этапа испарения в испарителях непосредственного расширения. Чтобы полностью испарить хладагент, смесь хладагента с маслом нужно нагреть до температуры, которая существенно превышает входную температуру нагревающей среды. Так как это невозможно, капли масла содержат некоторое количество не испаренного хладагента. Нужно сказать, что этот эффект очень мало сказывается на расчетной площади испарителя.

Разность плотности. Разность плотности нерастворимого масла и хладагента имеет большое значение. Нерастворимое масло с большей плотностью, чем у хладагента, собирается на дне и может быть слито снизу.

Нерастворимое масло с меньшей плотностью, чем у хладагента, собирается на поверхности и в принципе может быть слито отсюда. Но поскольку уровень хладагента в большинстве случаев меняется, трудно подобрать удачное положение отверстия слива масла.

Смазывающая способность. Хлорированные углеводороды в сочетании с маслом обладают прекрасной смазывающей способностью, особенно в машинах с алюминиевыми частями. В этом отношении можно пожалеть, что скоро они будут выведены из обращения.

Переход на новый хладагент может привести к разрушению компрессора, если для этого хладагента не будет выбрано подходящее масло в точном соответствии с рекомендациями изготовителя компрессора.

Гигроскопические свойства. Некоторые синтетические масла гигроскопичны, поэтому при заправке системы необходимо проявлять осторожность, чтобы масло не поглотило влагу из окружающего воздуха.

Гигроскопичные масла обладают тем преимуществом, что снижают риск образования льда в ТРВ.

Большой недостаток этих масел – относительно высокая растворимость неорганических соединений, например, тех, которые образуются при износе оборудования. Это увеличивает вероятность загрязнения испарителя со стороны хладагента.

Масла на алкидной основе особенно гигроскопичны, более современные масла на основе сложных эфиров и сложных эфиров полиатомных спиртов в этом отношении лучше.

1.3. Масло в испарителях

Присутствие масла в испарителе создает две проблемы.

- Обычно хладагент течет снизу вверх. Поэтому масло может задерживаться в каналах.
- При низкой температуре масло обладает высокой вязкостью, и капли масла прилипают к поверхности теплообменника.

В этом параграфе, а также на рис. 05 обсуждаются моменты, важные для решения этих проблем.

- Независимо от плотности масла, капли двигаются по каналам, постоянно меняя направление и наталкиваясь на стенки. Каналы действуют как своего рода деэмульгаторы, превращая капли масла в пленку.
- Свойства пленки определяются вязкостью масла. Масло с низкой вязкостью иногда течет по каналам в виде тумана, иногда – в виде слоя жидкости на стенке. Масло с высокой вязкостью прилипает к поверхности, образуя относительно неподвижный слой. Важный, но плохо изученный фактор это влияние сил поверхностного напряжения на загрязнение испарителя маслом.
- Нерастворимое масло загрязняет всю поверхность нагрева в испарителях обоих типов – и непосредственного расширения, и затопленных.

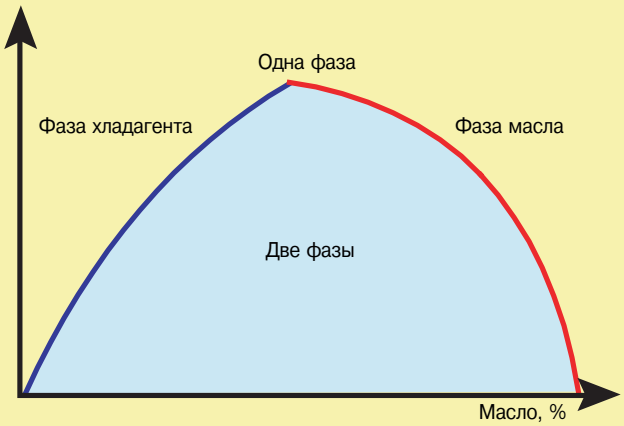


Рис. 01. Распределение масла между двумя фазами

Частично растворимое масло распределяется между двумя фазами, в одной из которых основным компонентом является хладагент – «фаза хладагента», а в другой – масло – «фаза масла». Состав каждой фазы при данной температуре можно определить по кривой растворения.

Если температура превышает определенную точку, где кривые пересекаются, существует только одна фаза независимо от содержания масла.

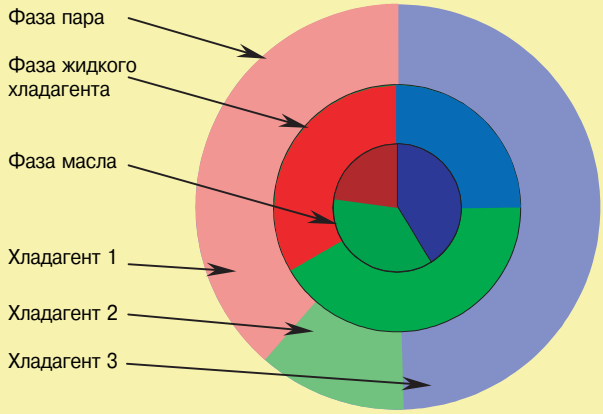


Рис. 02. Распределение хладагентов между фазами

Три компонента этого зеотропного хладагента имеют различную растворимость в масле и различную летучесть. Первоначально концентрация всех трех компонентов одинакова, но после установления равновесия хладагент 3 присутствует в более высокой концентрации в масле и в газообразной фазе.

Если количество масла велико, то состав, а, следовательно, и давление паров этой зеотропной смеси, существенно изменяется.

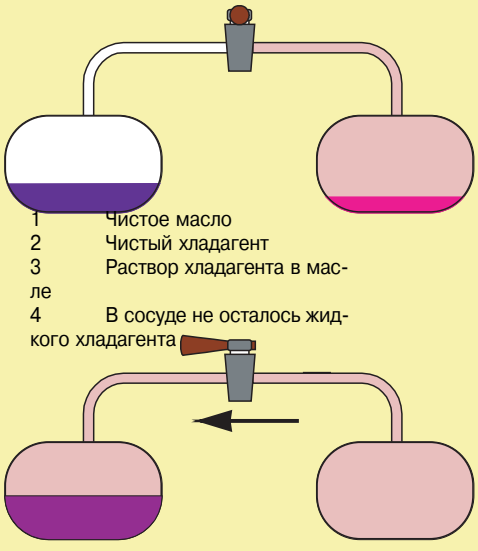
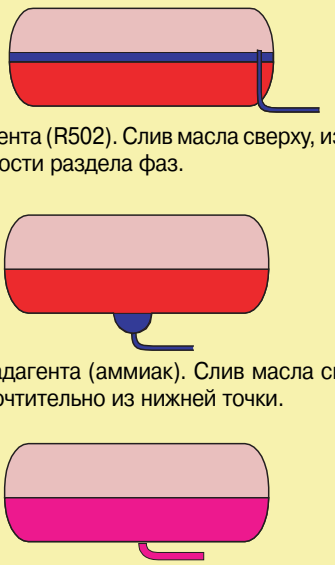


Рис. 03. Миграция хладагента

Когда клапан открыт, хладагент растворяется в масле. Миграция хладагента из правого сосуда в левый продолжается до тех пор, пока не испарится весь хладагент или пока не образуется насыщенный раствор хладагента в масле. Подобная миграция возможна, если отключенный компрессор соединен с испарителем, в котором остался жидкий хладагент. Масло при этом теряет смазывающую способность.



A. Масло легче хладагента (R502). Слив масла сверху, из точки, близкой к поверхности раздела фаз.

B. Масло тяжелее хладагента (аммиак). Слив масла сверху со дна сосуда, предпочтительно из нижней точки.

C. Полностью растворимое масло. Слив масла невозможен (или не нужен). Поскольку жидкость подается в испаритель, где хладагент испаряется, концентрация масла в ресивере возрастает.

Рис. 04. Разность плотности

Обычно в термосифонных установках, особенно аммиачных, применяются системы масло - хладагент типа B, так как нерастворимое тяжелое масло очень легко сливается из ресивера.

Термосифонные холодильные установки плохо приспособлены к использованию систем типа A или C. В случае систем типа A трудно выбрать уровень для отверстия слива масла, в случае систем типа C необходим специальный испаритель возврата масла.

- Растворимое масло загрязняет только зону перегрева в испарителях непосредственного расширения.
- Затопленные испарители не загрязняются растворимым маслом. Если ожидаются серьезные проблемы из-за загрязнения маслом, можно выбрать именно такую конструкцию, хотя при этом потребуется испаритель возврата масла (см. гл. **1, «Применения»**, § 16).
- При низком расходе пара через каналы испарителя непосредственного расширения усилие сдвига может оказаться недостаточным для подъема капель масла. В этом случае масло – растворимое или нет – собирается в испарителе. Оно может налипать на поверхность теплообменника или образовать масляную пробку в каналах.
- Для решения этой проблемы можно, во-первых, поддерживать скорость пара включением-выключением испарителя.
- Во вторых, обдумайте возможность применения регулируемого байпаса горячего газа для управления производительностью испарителя непосредственного расширения. Один из примеров показан в гл. **4, «Испарители и сепараторы»**, на рис. 24. Возможны различные варианты данной схемы, а изготовители клапанов производят специальные клапаны такого назначения.
- Управление с помощью байпаса горячего пара имеет следующее преимущество: когда расход хладагента через испаритель уменьшается из-за снижения тепловой нагрузки, подача горячего пара из компрессора компенсирует это снижение расхода.
- Второй положительный эффект байпаса горячего пара состоит в повышении температуры, что помогает смывать масло из испарителя.
- Простейшим решением является инжекция горячего пара с помощью электромагнитного клапана. То же устройство может применяться и при откачке хладагента (см. гл. **7, «Замерзание»**, рис. 04 L и M). Учтите, что это не управление производительностью, а лишь способ удаления масла и жидкого хладагента из испарителя.
- Третий возможный способ удаления масла – уменьшение его вязкости за счет более высокой температуры на стороне охлаждаемой среды.
- Однако лучше всего предотвратить попадание масла в испаритель. Если вы предполагаете, что в установке могут возникнуть проблемы с распределением масла, установите хороший маслоотделитель.
- Кроме того, термосифонный испаритель обязательно должен быть оборудован системой слива масла (см. гл. 1, «**Приложения**», рис. 10 и гл. 4, «**Испарители и сепараторы**», рис. 07).
- В испарителях непосредственного расширения отвод масла обычно не требуется.
- Исключением являются аммиачные установки с нерастворимым маслом, в противном случае масляные пробки могут вызвать проблемы в ТРВ. Масло нужно отводить из ресивера высокого давления, т.е. прежде чем оно попадет в ТРВ. Возможен также отвод масла из ресивера низкого давления.
- Наиболее важный параметр, от которого зависит движение масла через испаритель, это усилие сдвига у стенки. Вместо него можно использовать величину, которую проще рассчитать, – падение давления на метр длины потока. Скорости потока пара не достаточно для оценки, так как движение масла в значительной степени зависит от гидравлического диаметра и формы канала, а так же от физических свойств масла и хладагента, особенно от вязкости.
- В пластинчатых теплообменниках масло может переноситься при скоростях в десять раз меньших, чем в вертикальных соединительных трубах. Для допустимого падения давления на метр длины потока нет абсолютного нижнего предела, но постарайтесь, чтобы эта величина была больше 5 кПа/м (длина канала измеряется по расстоянию между центрами соединительных отверстий).
- Имейте в виду, что большой перепад давления означает высокую входную температуру, а это снижает разность температур между средами.
- Если можно ожидать проблем с удалением масла из испарителя, постарайтесь максимально увеличить разность температур, так как это позволит уменьшить количество пластин (каналов), т.е. увеличить перепад давления с обеих сторон.
- Большой перепад давления на стороне хладагента означает большой перепад и на стороне охлаждаемой жидкости. Если это неприемлемо, часть жидкости можно пропускать через байпас.
- Если в качестве испарителей непосредственного расширения используются ППТО, то движение масла улучшается при наличии распределителей потока (см. гл. **4, «Испарители и сепараторы»,** рис.18).
- ПСПТО нужно оборудовать распределительной трубкой, в которой диаметр отверстий увеличивается от входа к выходув, см. рис. 06.
- В ПСПТО, применяемых в качестве испарителей непосредственного расширения, тяжелое масло отводится через входной патрубок (см. рис. 06).

1.4. Масло в конденсаторах

На рис. 05 приводятся сведения о том, как влияют возможные сочетания плотности и растворимости масла на работу конденсаторов и испарителей. Конденсаторы, обычно, малочувствительны к присутствию масла, единственное возможное осложнение – образование пленки масла в аммиачных установках.

1.5. Масло в линиях хладагента

На рис. 07 показаны некоторые способы прокладки трубопроводов. Кроме того:

- скорость пара должна быть достаточно высокой, чтобы нести капли масла и, возможно, жидкого хладагента;
- перепад давления в трубах должен быть по возможности низким (это требование в определенной степени противоречит предыдущему).

1.6. Маслоотделители

Лучше всего отделить масло непосредственно на выходе компрессора, установив здесь маслоотделитель. Обычно крупные капли масла отделяются системой перегородок, а мелкие – туманоуловителем.

Заметьте, что туманоуловитель это не фильтр. Фильтр не пропускает частицы, размер которых превосходит размер ячейки. С другой стороны и перегородки, и туманоуловитель основаны на одном и том же принципе: пар хладагента, проходя через перегородки или проволочную сетку, часто меняет направление.

Капли не могут менять направление с той же скоростью и оседают на перегородках или на проволоке. На твердой поверхности они сливаются в большие капли, которые стекают на дно маслоотделителя под действием силы тяжести.

В конечном итоге масло собирается в приемнике на дне сепаратора. В некоторых случаях масло здесь подогревается горячим паром или электронагревателем для испарения хладагента.

	Нерастворимое масло	Растворимое масло
Масло легче хладагента	***Общая информация***. На практике применяется только одна система этого типа, которая к тому же скоро выйдет из употребления, – R502 / минеральное масло (при низких температурах R22 растворяется в масле с образованием двух фаз: «масло в хладагенте» и «хладагент в масле»). Загрязнение образующейся пленкой масла может стать проблемой, особенно при очень низких температурах. В конденсаторах она может улучшить теплообмен, создавая условия для капельной конденсации, см. главу **5, «Конденсаторы и жидкостные ресиверы»**, § 1. В испарителях пленка блокирует центры парообразования и ухудшает теплообмен. См. главу **4, «Испарители и сепараторы»,** § 1.2. ***Испаритель непосредственного расширения.*** Поскольку масло течет над хладагентом, оно входит в каналы и покидает их с потоком хладагента. Большое количество масла с высокой вязкостью (при низких температурах) может нарушить работу ТРВ. Данную проблему можно решить установкой маслоотделителя и периодической промывкой испарителя горячим газом (см. главу **4, «Испарители и сепараторы»,** рис. 24). ***Затопленный испаритель.*** Не рекомендуется применять с этой системой, так как масло трудно отводить с поверхности хладагента. В случае хладагента R22 эффективный испаритель возврата масла (см. главу **1, «Применения»**, § 16) препятствует образованию легкой фазы с высокой долей масла, причем выход для подачи смеси в испаритель возврата масла может располагаться в любом удобном месте. ***Конденсатор.*** Масло не создает проблем, если конденсат полностью сливается из конденсатора. Масло при этом отводится вместе с конденсатом. Однако если какое-то количество конденсата остается в конденсаторе (см. главу **5, «Конденсаторы и жидкостные ресиверы»**, рис. 04, 05 и 11A), масло собирается над конденсатом и препятствует теплообмену.	***Общая информация***. Масло ухудшает физические свойства раствора масла в хладагенте, особенно вязкость, в результате снижается коэффициент теплопередачи. Небольшое количество масла (менее 1%) может даже улучшить теплообмен при кипении. ***Испаритель непосредственного расширения.*** На последнем этапе испарения, на котором весь хладагент присутствует в газовой фазе, масло может налипать на поверхность нагрева. Это является проблемой при низких температурах (менее 20 °C) и большой вязкости масла, особенно для хладагента R22, так как масло только частично растворяется в нем при низких температурах. Масло может скапливаться на выходе из испарителя и стекать обратно в аппарат. Современные ППТО с распределем потока оличаются лучшим уносом масла из испарителя (см. главу **4, «Испарители и сепараторы»,** рис. 18, о ПСПТО см. также рис. 06 в этой главе). Используйте хороший маслоотделитель и, возможно, управление с помощью байпаса горячего пара (см. главу **4, «Испарители и сепараторы»,** рис. 24 или главу **7, «Замерзание»**, рис. 04 L& M). ***Затопленный испаритель.*** Поскольку жидкий хладагент омывает всю поверхность, загрязнение маслом не составляет проблемы, но если не принять специальных мер, масло постепенно концентрируется в контуре испаритель – отделитель жидкости, а его уровень в компрессоре понижается. Поэтому установка оборудуется специальным испарителем для возврата масла (см. главу **1, «Применения»**, § 16). ***Конденсатор.*** Никаких проблем не возникает. Масло удаляется с конденсатом
Масло тяжелее хладагента	***Общая информация***. Применяется только одна промышленная система такого типа, но зато очень важная: аммиак - масло (минеральное или синтетическое на основе полиальфаолефинов -PAO). О влиянии масляной пленки см. выше. ***Испаритель непосредственного расширения.*** Масло собирается у дна и его можно отводить через нижнее отверстие на входе испарителя, см. рис. 06. Его можно также отводить из ресивера высокого давления и только оставшееся небольшое количество – через вход испарителя. В такой установке необходим хороший маслоотделитель и возможно, промывка горячим паром (см. главу **4, «Испарители и сепараторы»,** рис. 23). ***Затопленный испаритель.*** При наличии хорошей системы возврата масла, в которой масло отводится из нижней точки контура испаритель – отделитель жидкости, проблемы загрязнения маслом не возникает (см. главу **1, «Применения»**, рис. 10 и главу **4, «Испарители и сепараторы»,** рис.03 и 07, а также § 3.4.7 и § 3.6). Внимание! Некоторые масла (полиальфаолефины) плохо отводятся из каналов. Здесь необходимо накопление практического опыта. ***Конденсатор.*** Никаких проблем не возникает. Масло течет вместе с конденсатом. При наличии конденсата в конденсаторе масло тоже не создает проблем, так как оно отводится снизу.	***Общая информация***. См. выше. Применяются две промышленные системы такого типа: аммиак - полиалкиленгликолевое масло (PAG) и углеводород (пропан, пропен, бутан) - минеральное масло. Внимание! Масло на основе сложных эфиров многоатомных спиртов растворимо в аммиаке, но активно с ним реагирует. ***Испаритель непосредственного расширения.*** В отличие от HCF, аммиак обычно применяется в больших испарителях, такиз как сварные и полусварные ПТО. Больший размер соединительных отверстий может вызвать неравномерное распределение аммиака по каналам. Поэтому на входе устанавливается специальная распределительная трубка (см. рис. 06). Углеводороды применяются в таких же ППТО, как и фреоны, и при этом возникают те же проблемы с маслом (см. выше). ***Затопленный испаритель.*** См. выше. Для аммиака, возможно, лучше использовать нерастворимое масло. ***Конденсатор.*** См. выше.

Когда уровень масла поднимается достаточно высоко, поплавок открывает клапан и давление нагнетания возвращает масло в компрессор.

Некоторые маслоотделители способны вернуть в компрессор более 99 % масла, но обычный уровень - около 80 %.

Маслоотделитель следует применять во всех случаях, когда масло может задерживаться в испарителе. Вероятность этого тем выше, чем ниже температура. Кроме сепарации масла, маслоотделитель также эффективно подавляет шум.

Будьте осторожны, оборудуя маслоотделителем уже существующую холодильную установку. Масло, которое раньше распределялось по всей системе, может переполнить компрессор.

2. Охлаждение масла

2.1. Термоудары при включении/выключении охлаждения

В случае большого отношения давлений в компрессоре повышается и выходная температура хладагента и масла. Некоторые типы компрессоров, особенно винтовые, сильно нагревают масло. Некоторые хладагенты, например, аммиак, в процессе сжатия перегреваются сильнее, чем другие. Слишком высокая температура масла может привести к его разложению. То есть в системе необходимо охлаждение масла.

Охлаждение масла можно выполнять в ППТО. Однако если теплообменник заполнен горячим маслом, и в него внезапно подается холодная вода или хладагент, например, при срабатывании двухпозиционного регулятора, это может привести к термоударам и образованию трещин, особенно между концевой и первой теплообменной пластинами. В КТТО термоудары могут повредить крепление труб в трубной решетке.

ППТО более эффективные охладители масла по сравнению с другими типами теплообменников, поэтому экономически целесообразно использовать для этой цели ППТО, предусмотрев меры защиты от термоударов. Рассмотрим ППТО, на одной стороне которого горячее масло, а на другой – охлаждающая среда. Такой ППТО должен постепенно входить в стационарный рабочий режим, чтобы избежать термоударов.

Что вызывает более сильный термоудар, внезапное изменение температуры масла или охлаждающей среды (воды или хладагента)?

Рассмотрим два крайних случая: двухпозиционное регулирование на стороне масла (рис. 08B) или на стороне охлаждающей среды (рис. 08E).

Когда температура масла достигает верхнего предела, в ППТО внезапно подается поток либо масла, либо охлаждающей среды. Что происходит в ППТО, когда масло или охлаждающая среда замещает прежнее содержимое каналов? Необходимо принимать во внимание два эффекта: изменение энергии и изменение коэффициента теплопередачи.

- **Изменение энергии в ППТО**. Удельная теплоемкость масла в два раза меньше, чем воды, плотность тоже немного меньше, т.е. энергия меньше измененяется при подаче масла, чем при подаче воды. Если охлаждающей средой служит хладагент, при его подаче энергия также изменяется мильнее, чем при подаче масла, поскольку при испарении выделяется большое количество теплоты.
- **Теплопередача**. Масло имеет в несколько раз более высокую вязкость, чем хладагент или вода. Кроме того, у воды гораздо выше теплопроводность, чем у масла. Теплопроводность масла и хладагента приблизительно одинакова, но в хладагенте происходит дополнительный перенос теплоты за счет испарения.

Таким образом, при внезапном изменении температуры охлаждающей среды не только сильнее изменяется внутренняя энергия системы, но и теплообмен с пластинами происходит быстрее, т.е. с опасностью повреждения пластин. Из этого следует, что следует избегать термоударов, возникающих при двухпозиционном регулировании расхода, особенно со стороны охлаждающей среды.

2.2. Термоудары в системах с параллельными компрессорами

Другим источником быстрых температурных изменений является включение и отключение одного из параллельных компрессоров. Это может привести к флуктуации давления и, следовательно, температуры, напрямую или косвенно, если срабатывает двухпозиционный регулятор.

Испарители непосредственного расширения, вместимость которых по хладагенту не велика, особенно чувствительны к таким изменениям. Затопленные системы имеют большую инерцию и, следовательно, менее чувствительны. См. рис. 09 и главу **4, «Испарители и сепараторы»**, § 6.7.

2.3. Управление охладителями масла

Несколько примеров двухпозиционного управления охладителями масла показаны на рис. 08. Двухпозиционные клапаны на рис. 08 B и E можно заменить клапанами с плавным регулированием расхода через байпас. В этом случае жидкость – масло или охлаждающая среда – постоянно проходит через маслоохладитель, а ее расход плавно регулируется, что обеспечивает поддержание постоянной температуры масла.

Иногда в качестве охлаждающей среды используется испаряющийся хладагент (см. рис. 08 A и 09). Чтобы компенсировать флуктуации давления в случае нескольких компрессоров, каждый охладитель масла должен иметь собственный регулятор давления. Уставка этих регуляторов определяется температурой масла на выходе и задается вручную или автоматически (см. рис. 09).

2.4. Охлаждающая среда в охладителях масла

Вода, как охлаждающая среда, имеет следующие преимущества и недостатки.

- Вода обычно доступна и дешева.
- В месте установки компрессора воды может не быть, или ее качество может быть сомнительным.
- Если подача воды прекращается, компрессор может выйти из строя.
- Чем холоднее вода, тем больше риск термоударов в маслоохладителе.

Хладагент, как охлаждающая среда, имеет следующие преимущества и недостатки.

- Хладагент всегда доступен на месте установки компрессора и его подача прекращается только при остановке компрессора.
- Монтаж и эксплуатация такой системы сложнее.

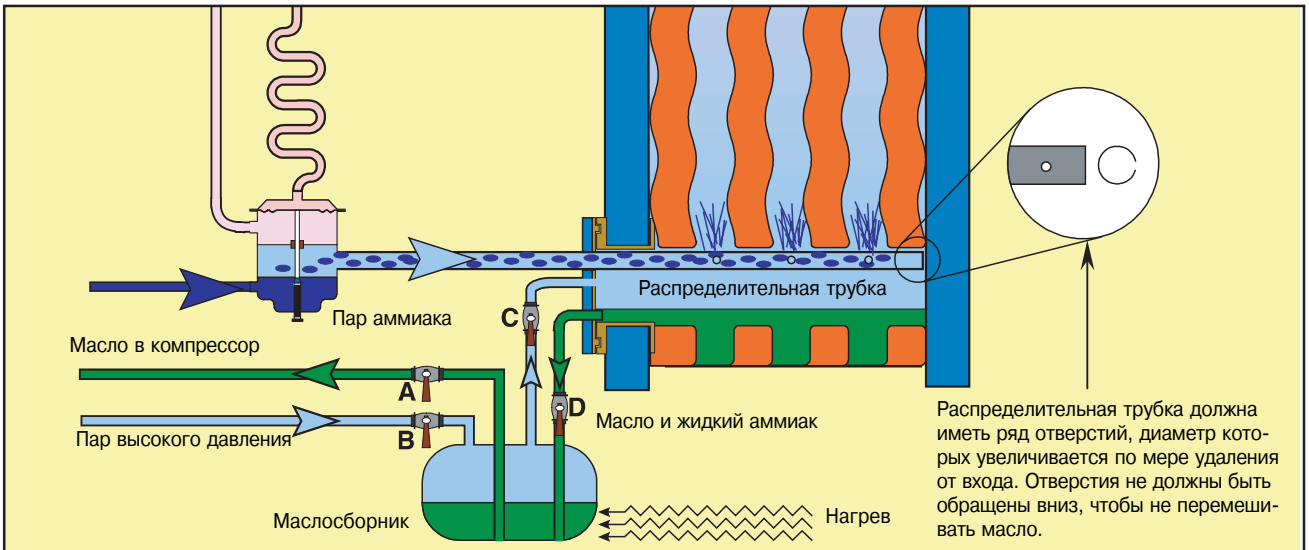


Рис. 06. Отвод нерастворимого масла из аммиачного испарителя непосредственного расширения

1. Масло следует сливать из нижней точки входа в испаритель.

2. Масло и аммиак стекают по трубе D в маслосборник. Здесь аммиак испаряется либо за счет температуры окружающей среды, либо с помощью электронагревателя, либо с помощью змеевика с горячим паром хладагента.

3а. Пары аммиака возвращаются на вход испарителя по трубопроводу C.

3б. Вместо этого пар можно было бы подавать на выход испарителя, но для этого требуется точная регулировка клапана C.

4. Когда маслосборник переполнен маслом, аммиак в него больше не поступает и температура маслосборника повышается (если температура испарения отрицательна, то на стенках перестает образовываться иней).

5. После этого нормально открытые клапаны C и D закрываются, а нормально закрытые клапаны A и B открываются. В результате пар высокого давления выдавливает масло обратно в компрессор. Клапан D должен быть закрыт прежде, чем C, чтобы удалить остаток паров аммиака.

6. Если выбрано решение 3б, то шаг 5 может быть пропущен.

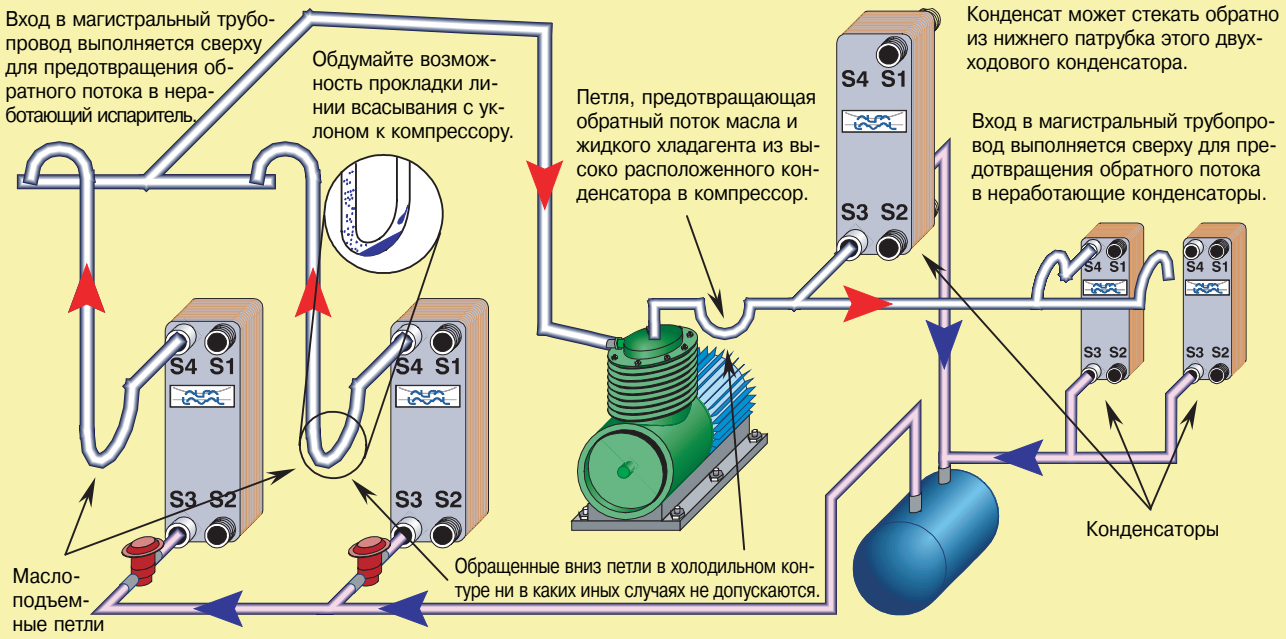


Рис. 07. Линии пара испаритель - компрессор - конденсатор

Выходящая из испарителя смесь пара и масла поступает в маслоотделитель. Капли масла, слишком крупные, чтобы подниматься с паром на вертикальном участке, собираются в маслоподъемной петле. В результате скорость пара на этом участке увеличивается, и он разбивает масло на мелкие капли, которые уносятся паром.

Чтобы предотвратить обратный поток масла и жидкого хладагента в неработающий испаритель, выход испарителя должен присоединяться к магистральному трубопроводу сверху.

Если конденсатор расположен значительно выше компрессора, хладагент может конденсироваться в паропроводе при отключении установки. Жидкий хладагент и масло затем стекают в компрессор. Во избежание этого на горизонтальном участке линии нагнетания нужно сделать U-образную петлю.

Как и в предыдущем случае, вход в магистральный трубопровод нужно выполнить сверху.

Температурный уровень хладагента. Откуда следует брать жидкий хладагент для охлаждения масла, из ресивера высокого или низкого давления?

К ресиверу низкого давления можно подключить затопленный испаритель в качестве охладителя масла. Однако хладагент здесь имеет очень низкую температуру, что ведет к сильным термоударам. Большая разность температур, скорее всего, сделает производительность теплообменника избыточной, т.е. масло будет охлаждаться слишком сильно.

Хладагент из ресивера высокого давления обычно имеет температуру от 30 до 45 ˚C, подходящую для охлаждения масла, температура которого, как правило, составляет 70-90 ˚C. Если используется система непосредственного расширения (см. рис. 09) и температура испарения близка к температуре в ресивере, то хладагент не испаряется в регулирующем вентиле, вентиль только обеспечивает подачу хладагента в таком количестве, которое способно испариться в маслоохладителе.

К ресиверу высокого давления можно подключить и затопленный испаритель. Образующийся пар обычно конденсируется в конденсаторе. Относительно схемы подключения ресивера высокого давления см. главу **5, «Конденсаторы и жидкостные ресиверы»,** рис. 06.

Поскольку ресивер высокого давления не является отделителем жидкости, хладагент нужно испарять как можно полнее, т.е. его подача регулируется вентилем по значению перегрева (но без испарения хладагента в вентиле).

2.5. Заключение

- Следует избегать быстрых изменений температуры, особенно температуры охлаждающей среды. Наиболее опасно двухпозиционное регулирование, см. рис. 8 A и B.
- Постарайтесь постоянно поддерживать поток обеих сред через маслоохладитель, хотя бы небольшой, чтобы ослабить изменения температуры.
- В случае двухпозиционного регулирования расхода разница между температурами включения и выключения должна быть как можно меньшей. Это предотвратит большие скачки температуры.
- Если имеется возможность установить медленно срабатывающие электромагнитные клапаны, это позволит уменьшить термоудары (см. рис. 08C). Клапаны с сервоприводом являются превосходным, но дорогим решением.

Избегайте применять клапаны, которые регулируют расход временем открытия, т.е. в соответствии с изменением нагрузки могут, например, открыться на 19 с, закрыться на 1 с, открыться на 1 с, закрыться на 19 с и т.д. Это вызывает термические и гидравлические удары в теплообменнике.

3. Хладагенты

3.1. Введение

За последние годы количество доступных хладагентов увеличилось от единиц до нескольких десятков.

В это число входят различные хладагенты вместе с подходящими маслами. Некоторые из этих комбинаций непригодны по тем или иным различным причинам, а применение большинства из них никогда не будет экономически целесообразным. В ближайшее время в практику войдет новое поколение экологически безопасных хладагентов, вероятно 5 до 10 видов.

К счастью, пластинчатые теплообменники не критичны к виду хладагента. В отличие от большей части прочего оборудования холодильных установок, ПТО применяются для работы в самых разных режимах – с испарением, кондиционированием, без фазового перехода, с вязкими средами, с паром, содержащим неконденсирующиеся газы, и т.д., и в самых разных отраслях – на нефтеперерабатывающих и химических заводах, в машиностроении и пищевой промышленности, на судовых установках, поэтому в их конструкции воплощается чрезвычайно богатый опыт эксплуатации.

3.2. Различие между «новыми» и «старыми» хладагентами

Все хладагенты типа фреонов являются галогенсодержащими углеводородами. Из галогенов в состав фреонов входят, в основном, хлор и фтор, в особых случаях – бром. Так в чем разница между «новыми» и «старыми» хладагентами?

- «Старые» хладагенты, в основном, полностью галогенированные соединения, т.е. их молекулы состоят только из углерода и галогенов. По международной классификации они обозначаются CFC (хлор, фтор, углерод, по российской номенклатуре - ХФУ) и имеют следующие общие свойства.
  - Хорошие растворители, особенно для минеральных масел.
  - Не горючи.
  - Химически стабильны – достоинство с точки зрения рабочих свойств, но недостаток с точки зрения защиты окружающей среды.
  - Наличие хлора обеспечивает хорошие смазывающие свойства, особенно для алюминия.
  - Не гигроскопичны.
  - Инертны по отношению к наиболее распространенным конструктивным материалам.
  - Хлор реагирует с атмосферным озоном, что приводит к истощению озонового слоя.
  - Создают парниковый эффект.
- Неполное замещение атомов водорода галогенами дает гидрохлорфторуглероды, HCFC или ГХФУ. По сравнению с CFC их свойства изменяются.
  - Уменьшается химическая стабильность, а вместе с ней и потенциал разрушения озона.
  - Чем больше водородных атомов в молекуле, тем более горючим является вещество.
- Хладагенты, которые не содержат хлора, а только фтор, т.е. относятся к типу HFC или ГФУ, отличаются по свойствам от HCFC.
  - Потенциал разрушения озона равен нулю.
  - Меньший парниковый эффект.
  - Меньше растворимость минеральных масел.
  - Более плохие смазывающие свойства.
  - Многие из них гигроскопичны.
  - Требуют применения специальных масел, которые приносят с собой новые проблемы (см. § 2 и § 5 в главе **6, «Загрязнения и коррозия»**).
- Если убрать еще и атом фтора, получаем обычные углеводороды HC, которые являются действительно старыми хладагентами и обладают следующими свойствами.
  - Не создают парникового эффекта и не разрушают озон атмосферы.
  - Огнеопасны.
  - Хорошо растворяют минеральные масла.
  - Не гигроскопичны
- На примере пары R134a - R12 можно показать, что происходит, когда хладагент типа CFC заменяется на хладагент типа HFC.
  - Во фреоне R134a растворяется в 10 раз больше азота, чем в R12. Если фреон R134a находится в контакте с воздухом, он может содержать азот, который создаст проблемы в конденсаторе.

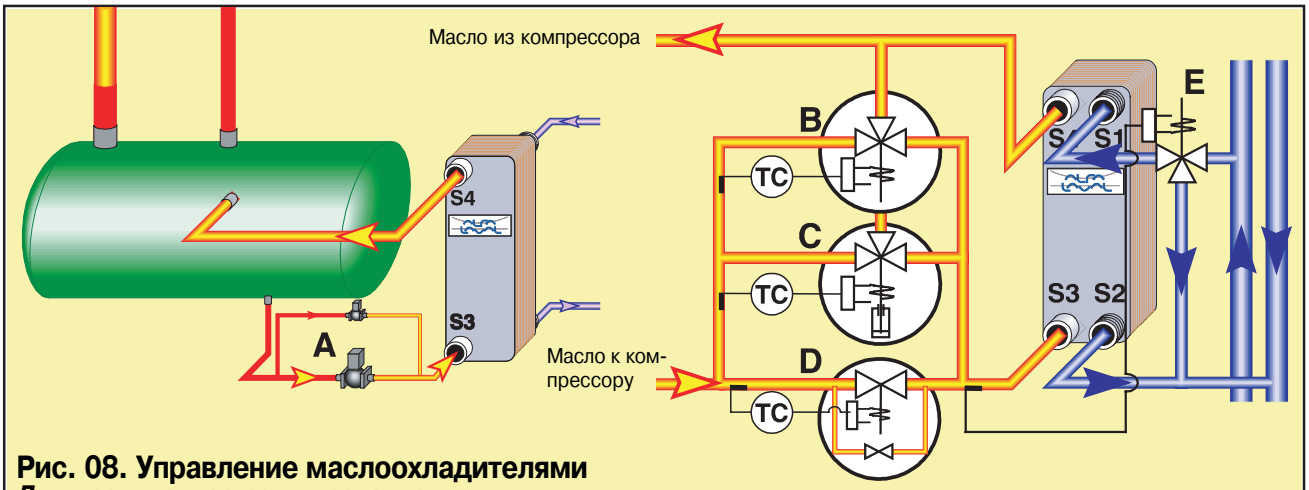


Рис. 08. Управление маслоохладителями

Двухпозиционное регулирование

A. Небольшой поток хладагента, соответствующий минимальной потребности в охлаждении, всегда проходит через маслоохладитель. Когда требуется повысить холодопроизводительность, открывается главный клапан подачи хладагента.

B. Масло обычно проходит через байпас. Когда температура масла поднимается до уставки регулятора, трехходовой электромагнитный клапан переключает поток масла с байпаса на ППТО. Если эта уставка ненамного выше температуры воды и масло довольно вязкое, термоудары будут умеренными.

C. Электромагнитный клапан с демпфирующим устройством, которое замедляет перемещение запорного органа, обеспечивает плавное изменение температуры масла.

D. Система, аналогичная A, но здесь масло идет по байпасу. Меньший клапан открывается при пуске компрессора. Когда требуется более интенсивное охлаждение масла, открывается электромагнитный клапан, и суммарный расход через оба клапана обеспечивает достаточное охлаждение масла.

E. Система, аналогичная B, но на стороне воды. Как уже отмечалось в тексте, такая схема приводит к серьезным термоударам, и в результате неравномерного теплового расширения соседних пластин возникают разрывы в паяных соединениях. ***Избегайте таких систем охлаждения!***

Плавное регулирование.

B и E. Эти клапаны могут быть заменены трехходовыми клапанами с плавным регулированием расхода. Это позволяет избежать сильных термоударов, особенно в случае B.

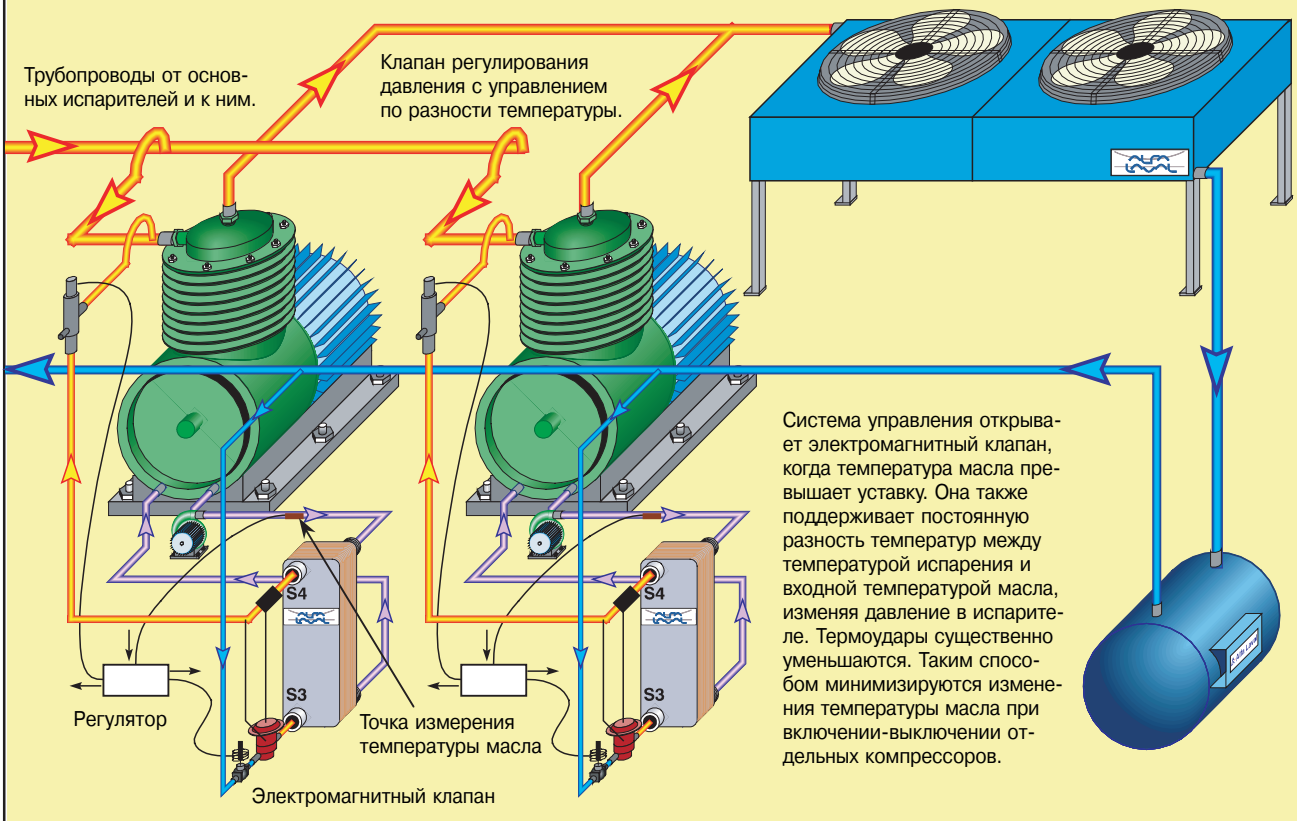


Рис. 09. Маслоохладители с непосредственным расширением хладагента в системе с параллельными компрессорами

* R134a более гигроскопичен, чем R12. R134a в комбинации с водой ведет к электрохимической микрокоррозия меди (см. главу **6, «Загрязнение и коррозия»**). Сухой R134a не является коррозионным агентом.
* Молекула R134a меньше молекулы R12, поэтому фильтры-осушители (молекулярные сита), предназначенные для R12, могут не осушать R134a.
* *Если при переводе системы с хладагента R12 на R134a в ней осталось немного R12, эти два хладагента образуют азеотропную смесь высокого давления, которая создает опасность повреждения холодильной установки.*

3.3. ПТО и новые хладагенты

Вообще говоря, если ПТО работает со старым хладагентом, он будет успешно работать и с новым, хотя и с изменением характеристик соответственно изменению свойств хладагента. Тем не менее, есть моменты, которые следует обдумать, оценивая перспективы перехода на новый хладагент и (или) новое масло.

3.3.1. Загрязнение

Как указано в § 1 и в главе 6, «Загрязнение и коррозия», существует опасность загрязнения испарителя со стороны хладагента, скорее всего, смолистыми веществами и продуктами механического износа компрессора.

Загрязнение такого типа развивается медленно, вероятно, в течение нескольких лет, что означает, с другой стороны, ограниченный опыт устранения таких недостатков. Однако загрязнение представляет большую опасность для компрессора и устройств управления, чем для теплообменников, т.е. смеси, опасные для ПТО, заведомо неприемлемы для установки в целом.

3.3.2. Неконденсирующиеся газы

Если производительность конденсаторов постепенно ухудшается, причиной может быть присутствие в них неконденсирующихся газов. При термическом разложении синтетических масел образуются водорода и углекислый газ. Некоторые хладагенты и масла растворяют воздух. Систематический выпуск неконденсирующихся газов помогает решить эту проблему.

3.3.3. Кривая упругости пара

В холодильных установках температура часто определяется косвенно, т.е. измеряется давление и преобразуется в температуру по кривой упругости пара, как это делается в манометрах или в ТРВ. Такой метод определения температур испарения и конденсации приемлем для управления компрессорами и устройствами защиты, для которых, в конечном итоге, важнейшим параметром является давления. Однако этот метод, вообще говоря, не подходит для управления работой теплообменников, которая зависит от температуры сред или, скорее, от разности их температур.

Существуют ситуации, в которых регулятор давления или ТРВ работают с ошибкой.

А) Прямая замена старого хладагента новым. Кривые упругости пара нового и старого хладагентов различаются, как бы удачно ни был подобран хладагент для замены.

Б) Неисправность приборов. В термобаллоне ТРВ может быть неподходящий заполнитель, манометр может быть механически блокирован и т.д. Это может случиться как с новыми, так и со старыми хладагентами.

В) Неопределенность физических свойств. Иногда физические свойства хладагента, заявленные разными изготовителями, отличаются друг от друга (и от реальности), особенно в случае хладагентов с температурным глайдом (см. ниже). Отклонения обычно невелики, но иногда достигают 2 ˚С по температуре насыщения.

Г) Изменение состава. Вероятно, наиболее распространенный пример, – это разбавление аммиака водой, что приводит к понижению давления пара аммиака. Более свежие примеры – изменения состава хладагентов с температурным глайдом (см. ниже) и изменения состава при неправильно выполненной прямой замене, приводящей к смешиванию старого и нового хладагентов. Различия между идеальной и фактической кривыми упругости пара влияют на давление конденсации и испарении, а также на перегрев в испарителе.

Д) Температурный глайд. Хладагент не имеет постоянной температуры кипения или испарения, фазовый переход происходит в некотором температурном диапазоне. Это явление – температурный глайд – подробнее обсуждается ниже.

3.4. Изменения температуры

Изменения температуры под действием факторов, перечисленных в § 3.3.3, наиболее существенны для работы теплообменников. Их можно объединить в две группы.

- Давление пара фактически применяющегося хладагента отличается от того, на которое расчитана система управления, случаи А – В, см. выше. Пример с заменой хладагента (случай А) приводится в § 3.5.
- Температуры испарения и конденсации не являются постоянными (случаи Г и Д, см. выше). Ниже мы рассмотрим оба варианта – и хладагент с температурным глайдом (Д) и непредусмотренный глайд в результате разбавления аммиака водой (Г).

3.5. Заправка новым хладагентом

А) Регулятор давления испарения в системе, заправленной R12, установлен на 2 ˚С. Что произойдет, если система будет заправлена хладагентом R134a? Кривые упругости пара представлены на рис. 10.

При работе с R12 регулятор поддерживает давление 3,3 бар – давление насыщения R12 при температуре +2 ˚С. На кривой упругости пара R134a этому давлению соответствует температура 3,38 ˚С. Чтобы получить температуру 2 ˚С для R134a, что соответствует давлению 3,145 бар, данный регулятор нужно установить на 0,5 ˚С.

Б) Температура конденсации равна +40 ˚С. Как требуется изменить настройку регулятора давления конденсации?

Соответствующее давление для R12 равно 9,63 бар, при этом давлении температура конденсации R134a равна 38 ˚С. Регулятор давления, рассчитанный на R12, нужно установить на 42,2 ˚С, т.е. на давление 10,16 бар. Это соответствует 40 ˚С для фреона R134a.

В) Перегрев. Испаритель непосредственного расширения, рассчитанный на работу с R12 при температуре испарения 2 ˚С и перегреве на 5 ˚С переоборудуется под фреон R134a. Регулятор давления (предназначенный для R12) установлен на 0,5 ˚С, что соответствует давлению 3,15 бар, т.е. температуре насыщения 2 ˚С для R134a.

ТРВ получает температурный сигнал от термобаллона о температуре 7 ˚С и сигнал давления по уравнительной трубке о температуре 0,5 ˚С, т.е. определяет перегрев, равный 6,5 К. Это больше чем заданное значение 5 К, поэтому вентиль открывается.

Г) Испаритель работал с фреоном R502 под давлением 6,10 бар (температура 2 ˚С). При этом давлении фреон R 507 имеет температуру кипения -0,52 ˚С. Чтобы получить температуру кипения R507 2 ˚С (6,60 бар), прежний, рассчитанный на R502, регулятор давления нужно установить на 5,2 ˚С (6,6 бар).

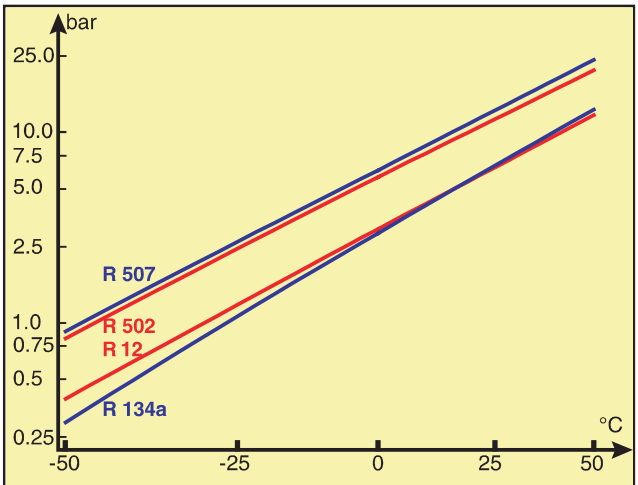


Рис. 10. Кривые упругости пара для пар хладагентов R12-R134a и R502-R507.

Комментарии

1) В случае замены R502 – R507 без перенастройки регулятора давления температура испарения понижается, так что СРТ и, следовательно, производительность возрастают, т.е. при этом нет необходимости задавать новую уставку регулятора. Однако теперь температура испарения ниже 0 °C, т.е. существует опасность замерзания.

2) Изменения настроек зависят от поддерживаемой температуры и от пары старый-новый хладагент. Замена R502 - R507 в этом отношении очень удачна: изменения уставок практически постоянны во всем температурном диапазоне.

3) В случае пары R12 - R134a изменения уставок не требуются при температуре 18 °C, с понижением температуры уставки все сильнее снижаются, а с повышением, в зоне конденсации, - все сильнее повышаются.

4) Допустимо использование прежнего регулятора давления при условии, что диапазон регулирования достаточно велик.

5) Настройка ТРВ на самом деле более сложна, чем показано в примере. ТРВ получает сигнал о перегреве 6,5 K, тогда как уставка равна 5 K, т.е. вентиль должен закрыться. Однако перепад давлений увеличился с 9,63 – 3,3 = 6,33 бар до 10,16 – 3,15 = 7,01 бар. Это увеличивает расход хладагента через ТРВ и уменьшает перегрев.

   Отношение давлений в компрессоре для R12 обычно равно 2,92. Для некоторых типов компрессора это отношение необходимо сохранить. В этом случае давление конденсации для R134a должно быть 3,145 x 2,92 = 9,18 бар, т.е. температура равна -37,8 °C. Это понижает производительность и ТРВ, и конденсатора.

   Пропускная способность ТРВ зависит не только от разности давлений и абсолютного давления, но также от термодинамических и механических свойств хладагентов.

   Пропускная способность ТРВ по фреону R134a приблизительно на 20 % больше, чем по R12, тогда как пропускная способность по R502 и R507 приблизительно одинакова.

   При замене одного хладагента другим необходимо следовать рекомендациям изготовителей относительно настройке клапанов, особенно ТРВ.

3.6. Хладагенты с температурным глайдом

Из подлежащих замене хладагентов наиболее распространены R502, R12 и R22. Имеется целый ряд альтернативных хладагентов для замены R502 и R12. Труднее было найти однокомпонентный хладагент или азеотроп для замены R22, совместимый с системой, рассчитанной на R22, и при этом безопасный для окружающей среды.

В результате удалось найти несколько более или менее подходящих смесей хладагентов. Смеси хладагентов использовали и раньше, но только азеотропные, например, R502.

3.6.1. Свойства смесей хладагентов.

Предположим, мы смешали две смешиваемые жидкости с различными точками кипения, и нагреваем этот раствор до кипения. Отметим, что жидкости должны быть взаиморастворимы во всем диапазоне концентраций. Что при этом произойдет и в чем отличия от кипения каждого из компонентов? Предположим, что процесс идет при атмосферном давлении.

На рис. 11 представлены два варианта протекания процесса, А, при котором жидкости нагреваются в разных сосудах, а В – кипение смеси. Если у каждой чистой жидкости температура испарения, она же температура конденсации, постоянна, то смесь кипит в интервале температур. Точка кипения или температура испарения чистой жидкости равны температуре конденсации. Кипение начинается в точке начала кипения (точке появления пузырьков) и заканчивается в точке росы.

На рис. 11 приведена зависимость между температурой и концентрацией испарившейся фракции. Это практичный способ описания состояния смеси, поскольку он напрямую приложим, скажем, к испарителю. Хладагент поступает в испаритель частично испарившимся и выходит из него перегретым, т.е. кривая кипения характеризует ту часть процесса, при которой в испарителе имеется двухфазная смесь. Кроме того, эту характеристику легко получить экспериментально даже для очень сложных смесей. Смеси углеводородов, такие как бензин, часто характеризуют кривыми кипения или дистилляции.

Типы поведения двухкомпонентных смесей удобнее объяснять с помощью графика зависимости температуры от концентрации одного из компонентов в обеих фазах – жидкой и паровой, т.е. кривой равновесия, рис. 12. Кривая кипения может быть вычислена из кривой равновесия, но не наоборот. На рис. 12 показаны различия между зеотропной и двумя типами азеотропных смесей.

Существуют азеотропные смеси трех и более компонентов, но их труднее представить графически.

Азеотропы во всех практически важных отношениях ведут себя подобно чистым жидкостям. Их состав может немного изменяться с давлением, т.е. теоретически они могут разделяться, но это, по-видимому, возможно лишь для смесей с близкими температурами кипения компонентов, т.е. их температурным глайдом в любом случае можно пренебречь.

Смесь двух компонентов азеотропа, взятых в ином – не азеотропном – соотношении, ведет себя подобно смеси двух жидкостей – азеотропа и чистого компонента. Хорошо известным примером является смесь спирта и воды, которая разделяется дистилляцией на 95,4 % спирт и почти чистую воду.

Зеотропы являются скорее правилом, чем исключением, большинство жидкостей не образуют азеотропных смесей. Ниже приводится описание некоторых свойств зеотропов.

- Зеотропы можно характеризовать кривой кипения, как на рис. 11, но для расчета теплообменников необходима дополнительная информация. Нужно знать температуру, энтальпию и физические свойства пара и жидкости при данном давлении в одной или нескольких точках. Для хладагентов со слабым глайдом или без него достаточно одной точки, а для хладагентов с большим глайдом, как правило, достаточно трех (начальная, средняя и конечная).
- Когда жидкая смесь начинает кипеть, в фазе пара увеличивается содержание низкокипящего компонента (НКК), но присутствует также и высококипящий компонент (ВКК). Аналогично, когда пары начинают конденсироваться, в жидкой фазе увеличивается содержание ВКК, но присутствует также и НКК. НКК не испаряется без ВКК, оба процесса идут одновременно, хотя с разными скоростями.

- В противоположность широко распространенному мнению, состояние системы не меняется в точном соответствии с кривой испарения, от точки начала кипения до точки росы. Процесс идет по кривой испарения лишь при условии, что жидкость и пар интенсивно перемешиваются и движутся с одной скоростью. Другими словами, определенное количество жидкости должно присутствовать и смешиваться с паром в течение всего процесса. То же самое действительно и для конденсации.
- Это условие не всегда выполняется, особенно в конденсаторах некоторых типов. Если жидкость удаляется по мере конденсации, она не участвует в поддержании равновесия с паровой фазой. Когда конденсируются остатки паров, они находятся в равновесии с только что образовавшимся конденсатом, а не со всем конденсатом, полученным в ходе процесса. Этот только что образовавшийся конденсат содержит относительно больше НКК, чем конденсат в целом, в результате смесь должна быть охлаждена до более низкой температуры для полной конденсации.
- К счастью, условия в ПТО благоприятствуют «идеальному» протеканию фазового перехода, поскольку обе фазы интенсивно перемешиваются и движутся с одной скоростью.
- Когда кипящий зеотроп находится в контакте с поверхностью нагрева в испарителе, в ближайшем к стенке слое жидкости испаряется, в основном, ЛКК. Поэтому температура в этом слое повышается, и в результате разность температур становится меньше расчетной. Практический эффект состоит в кажущемся понижении коэффициента теплопередачи.
- То же самое происходит в конденсаторах, только в них эффект проявляется слабее.

Оба последних эффекта меньше проявляются в ПТО вследствие сильной турбулентности.

3.6.2. Температуры испарения и конденсации хладагентов с глайдом

Если конденсация и испарение происходят в температурном интервале, возникает вопрос, как определить температуру испарения и температуру конденсации.

- **Температура испарения** – это среднее между входной температурой и точкой росы при выходном давлении. Поскольку хладагент обычно поступает в испаритель частично испаренным, температурный глайд в испарителе меньше разности между точкой росы и точкой начала кипения.
- **Температура конденсации** – это среднее между точкой росы и точкой начала кипения.
- **Перегрев в испарителе** – это разность между входной температурой и точкой росы при выходном давлении.
- **Переохлаждение конденсата** – это разность между выходной температурой и точкой начала кипения при выходном давлении.

Эти определения порождают некоторые проблемы (как и альтернативные определения), см. также рис. 13.

- Выходная температура не является суммой температуры испарения и перегрева. На рис. 13 для хладагента R407C она равна 9,6 °C, т.е. не является суммой 2 °C и 5 K, как в случае R22. Легко допустить ошибку, взяв слишком низкую входную температуру воды, особенно для ТРВ с большим перегревом.
- Преимущество глайда в том, что он позволяет чуть сильнее охладить воду. Если разность между выходной температурой охлаждаемой и входной температурой охлаждающей среды для какого-то теплообменника составляет 3 K, то в качестве испарителя, работающего при температуре 2 °C, он охладит воду приблизительно до 5 °C, если использует R22, и до 3 °C, если использует R407C. Однако см. предыдущий абзац.
- Температура на входе в испаритель может меняться, поскольку меняется температура на входе в ТРВ. Это означает, что, несмотря на постоянство давления, средняя температура также меняется, что затрудняет сравнение с другими системами.
- Несмотря на положительную температуру испарения, входная температура может быть отрицательной, т.е. существует ***опасность замерзания***. Нельзя забывать, что при замене R22 хладагентом R407C входная температура может быть ниже нуля, хотя температура испарения равна 2 °C.

3.6.3. Использование температурного глайда

Высказывалось много предположений о том, можно ли использовать глайд для эксплуатации теплообменника при меньшей СРТ. Как видно из рис. 13, в нормальном режиме работы установки кондиционирования этот эффект не проявляется.

Если испаритель может работать без перегрева, глайд позволяет создать режим с меньшей разностью между выходной температурой охлаждаемой и входной температурой охлаждающей среды, но эту возможность нужно оценивать применительно к конкретной установке.

3.6.4. Использование зеотропов для термосифонных установок

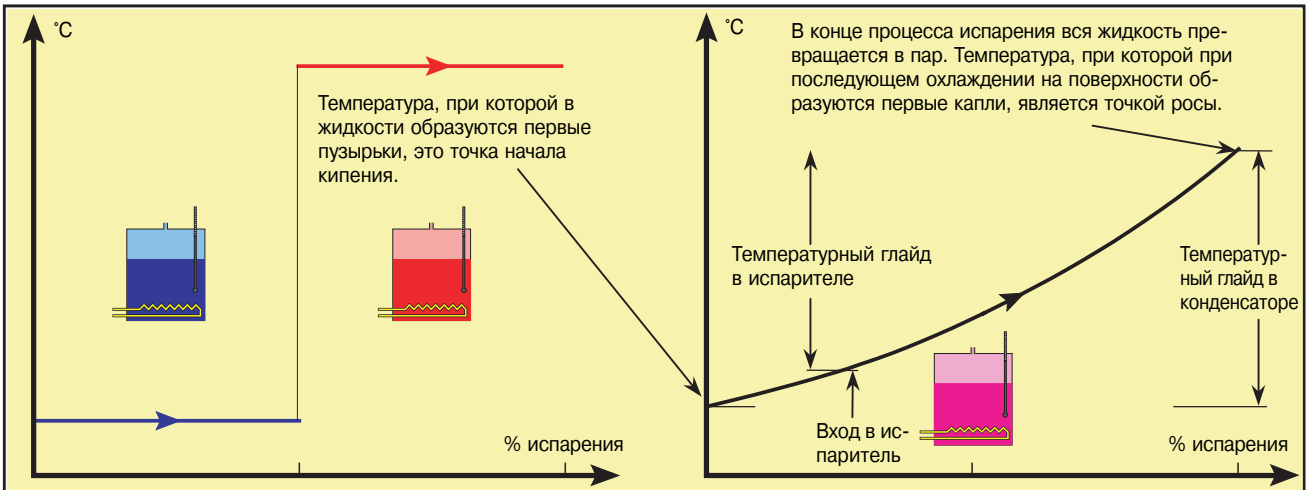
Хладагенты с глайдом или, во всяком случае, хладагенты с большим глайдом, должны применяться только в испарителях непосредственного расширения. Поскольку в затопленном испарителе хладагент испаряется только частично, его состав изменяется, это вызывает изменения температуры в различных частях системы, которые очень трудно оценить при расчетах.

3.6.5. Утечки

Утечка зеотропа из сосуда с приблизительно одинаковым содержанием паровой и жидкой фаз, имеющих различный состав, означает, что оригинальный состав смеси изменяется. В результате меняется температурный режим в испарителях и конденсаторах, что может привести к нарушению их функций. Судя по большинству проведенных испытаний, система, по-видимому, будет работать в расчетном режиме, если она дозаправляется исходным зеотропом.

3.7. Устранение неисправностей, связанных с температурным глайдом хладагентов

До настоящего времени большинство систем проектировалось для использования чистых жидкостей или азеотропов. Это позволяло применять в качестве параметра управления теплообменниками давление, преобразованное в температуру. В ближайшем будущем многие системы будут переведены на новые хладагенты. Это означает, что большое количество оборудования будет работать не с теми хладагентами, для которых оно проектировалось, с хладагентами, состав которых меняется в результате утечек или внутреннего дисбаланса, например, в термосифонах, при иной, чем следовало бы, калибровке КИП, с непреднамеренным смешиванием хладагентов и т.д.



A. Жидкости в отдельных сосудах. **B. Жидкости в одном сосуде.**

Рис. 11. Испарение двух смешиваемых жидкостей

Каждая из двух жидкостей содержатся в отдельном сосуде (A). Температура увеличивается одновременно в обоих сосудах. Когда низкокипящая жидкость (синяя) достигает точки кипения, она испаряется при постоянной температуре. Когда вся низкокипящая жидкость испарилось, температура повышается, пока не начинает кипеть высококипящая жидкость (красная). Испарение происходит при постоянной температуре.

Кривая кипения – зависимость температуры от состава пара – в данном случае представляет собой две горизонтальные линии. Обратите внимание! Также выглядит кривая кипения двух несмешивающихся жидкостей.

Когда две жидкости смешаны в одном сосуде (B), кипение начинается при чуть более высокой температуре, чем температура кипения низкокипящей жидкости, но эта температура ниже температуры кипения высококипящей жидкости. В начале испарения пар содержит, в основном, низкокипящий компонент, и этот компонент преобладает в паре на протяжении всего процесса испарения. По мере испарения повышается концентрация высококипящего компонента в жидкости. В результате возрастает температура кипения, это продолжается до тех пор, пока вся жидкость не испарится, обычно испарение заканчивается при температуре чуть более низкой, чем температура кипения высококипящей жидкости.

Испарение начинается в точке начала кипения (точке образования пузырьков), а заканчивается в точке росы. **Глайд** – это разность между точкой росы и температурой на входе в испаритель, т.е. температурой частично испаренного хладагента в случае испарителя непосредственного расширения.

Конденсация начинается точке росы и заканчивается в точке начала кипения. Разность между этими точками так же является глайдом.

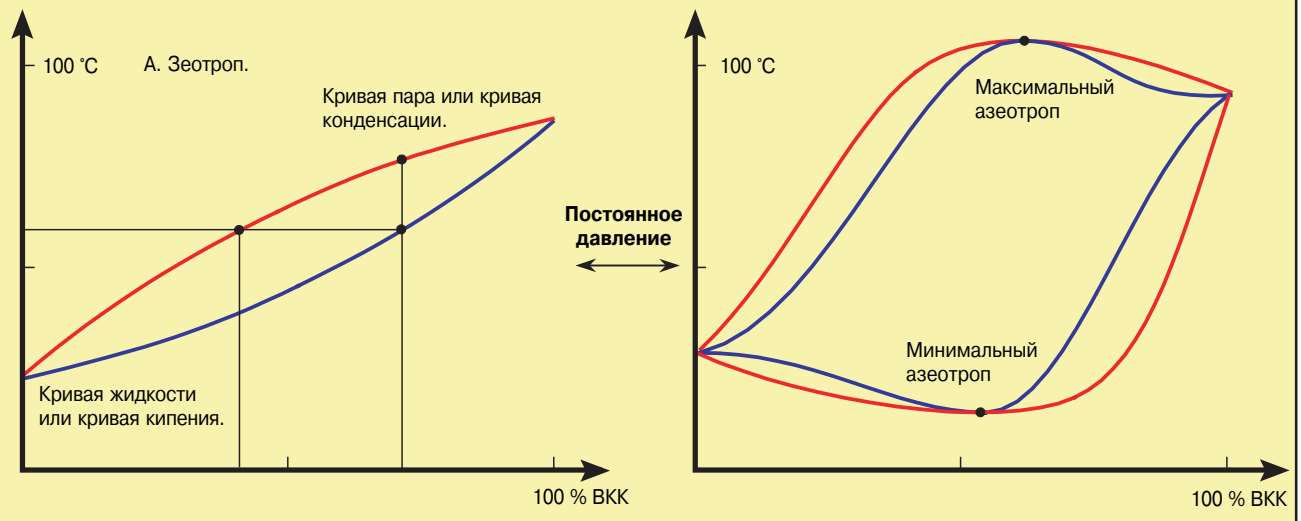


Рис. 12. Кривая равновесия для зеотропных и двух типов азеотропных смесей

В зеотропах концентрация высококипящего компонента всегда ниже в паровой фазе, чем в жидкости.

При 60 °C (линия 1) его концентрация в паре представлена точкой X и равна 40 %, а в жидкости (Y) - 70%. То есть для жидкости, содержащей 70 % ВКК, точка начала кипения – 60 °C. Точка росы для смеси этого состава (линия 2) это точка Z, около 75 °C.

Компоненты зеотропа могут быть разделены в последовательных испарителях и конденсаторах дистилляцией или фракционной перегонкой.

У **азеотропов** кривые кипения и конденсации касаются друг друга в одной точке. В этой точке составы паровой и жидкой фаз одинаковы. Эта точка кипения либо выше точек кипения каждого из компонентов, либо ниже их.

Применительно к азеотропам можно говорить о точке кипения, так как точка начала кипения и точка росы совпадают. Компоненты азеотропной смеси нельзя разделить испарением и последующей конденсацией, так как концентрация компонента одинакова в паре и в жидкости. Т.е. азеотропы ведут себя подобно однокомпонентной жидкости.

Концентрация, млн$^{-1}$	Эффект
5	Некоторые люди ощущают запах.
20	Большинство людей ощущает запах.
50	Отчетливо ощутимый запах.
100	Неприятные запах, неопытные люди начинают тревожиться.
300	Опытные люди покидают данную зону, неопытные впадают в панику.
400-700	Сильное раздражение слизистой глаз, носа и легких. В зоне невозможно оставаться.
1700	Кашель, спазмы. Получасовое воздействие может привести к тяжелым травмам.
2000 – 5000	Воздействие, длящееся меньше получаса, может привести к смерти.
7000	Летальный исход в течение нескольких минут.

Таблица 1. Физиологическое воздействие аммиака

Группа водорода	Группа воды	Группа воздуха	Хладагенты и другие газы
$H_2 = 2$	$CH_4 = 16$	HCN = 27	$C_3H_6 = 42$
He = 4	$NH_3 = 17$	N_2, CO, $C_2H_4 = 28$	CO_2, $C_3H_8 = 44$
	($H_2O = 18$)	Воздух = 29	R32 = 52
	HF = 20	NO, $C_2H_6 = 30$	R125 = 120
	Ne = 20	N_2H_4, $O_2 = 32$	$Cl_2 = 70$

Плотность газа пропорциональна его молекулярной массе. Имеется три газа, более легких, чем аммиак, и шесть газов легче воздуха. Есть еще три газа с плотностью меньше чем у воздуха, но настолько близкой, что их смесь с воздухом практически не разделяется. Самый легкий из хладагентов, пропен, C_3H_6, значительно тяжелее воздуха. ГФУ (HFC) по плотности занимают промежуточное положение между R32 и R125.

Таблица 2. Молекулярная масса некоторых газов

Утечки. Утечка жидкости из той части установки, где присутствует двухфазная смесь, вызывает падение температуры во всей установке. Утечка пара повышает температуру. Утечка из той части установки, где присутствует однофазный хладагент, например, между испарителем и компрессором или в ТРВ, не изменяет состав хладагента и, следовательно, температуру.

Производительность. Отыскивая причины неисправности теплообменника, особенно причины недостаточной производительности, ***проверьте термометром все температуры***, которые определяются по давлению. Параметрами управления теплообменника должны именно температуры, а не давления сред.

Замерзание. Проверьте входную температуру термометром. Не доверяйте показаниям температуры, измеренным косвенно, по давлению.

Ошибки ТРВ. Не забудьте, что перегрев больше не является разностью между выходной температурой и температурой испарения. При той же номинальной температуре перегрев для R407C значительно меньше, чем для R22.

ТРВ, которые прекрасно работали на R22, могут не обеспечивать требуемую производительность или генерировать самовозбуждающиеся колебания после перевода установки на R407C. Следуйте рекомендациям изготовителей клапанов.

Конденсатор обычно создает меньше проблем, чем испарители. Не забывайте, что переохлаждение - это не просто разность между выходной температурой и температурой конденсации.

Переохлаждение конденсата можно ошибочно посчитать достаточно большим, чтобы допустить некоторое снижение давления без закипания конденсата.

Показания давления-температуры. Помните, что опубликованные данные о хладагентах различаются. По данным различных производителей различие температуры насыщения может достигать 2 ˚C. Поэтому тщательно проверяйте показания температуры, измеренной косвенно, по давлению.

Показания температуры. Характеристики испарителей и конденсаторов часто оценивают с помощью инструментов, предназначенных для компрессоров, как правило, манометров, расположенных на некотором расстоянии от теплообменника. На этом участке, разумеется, происходит какое-то падение давления. Для компрессоров важнейшими параметрами являются значения давления, а для теплообменников – значения температуры. К показаниям температуры, измеренным косвенно, по давлению, нужно относиться осторожно, особенно если манометр расположен на удалении от теплообменника.

3.8. Аммиак.

По коэффициенту теплоотдачи вода и аммиак, как в однофазном, так и в двухфазном состоянии, далеко опережают все другие среды. Сочетание низкой вязкости и высоких теплопроводности, удельной теплоемкости и скрытой теплоты делает эти среды лучшими возможными теплоносителями. Аммиаку чуть недостает плотности, чтобы быть идеальным хладагентом, но это не такой уж большой недостаток. Действительно, есть хорошие более легкие вещества, но водород или гелий не существуют в жидком виде в нормальном состоянии.

Аммиак имеет оптимальные свойства в очень важном температурном диапазоне: от -50 до +10 ˚C. Единственный недостаток аммиака в том, что он считается опасным. Несомненно, он токсичен и горюч, но эти свойства сами по себе не делают его опасным при условии надлежащего обращения. В определенных отношениях он менее опасен, чем другие хладагенты.

Общие свойства. Аммиак, NH_3, при нормальной температуре является газом. Он легко растворяется в воде, образуя комплексное соединение, упрощенно обозначаемое NH_4OH. Это сильное основание, т.е. нейтрализует кислоты, при этом выделяется большое количество теплоты.

Аммиак – полярное соединение, т.е. его молекула имеет положительно и отрицательно заряженные части, но в целом является электрически нейтральной. Аммиак - хороший растворитель, особенно для других полярных соединений и солей.

При температуре выше 450 ˚C аммиак разлагается на азот и водород. Это свойство используется при пайке, так как данная смесь восстанавливает, т.е. удаляет оксиды.

Происхождение. Аммиак встречается всюду, где есть материал биологического происхождения, так как образуется в результате разложения азотсодержащих органических веществ. В коровниках сильно пахнет аммиаком. Аммиак также тесно связан с круговоротом азота, как двуокись углерода – с круговоротом углерода.

Производство. Жидкий аммиак впервые выделили и получали конденсацией из газов, образующихся при разложении органических материалов. Сейчас его производят главным образом синтезом из водорода (полученного из природного газа) и азота в присутсвии катализатора, т.е. в процессе, обратном разложению.

Действие на окружающую среду. Являясь природным продуктом, аммиак совершенно безвреден для окружающей среды. Он не разрушает озон и не создает парниковый эффект. Даже если бы дело обстояло иначе, это не имело бы значения, так как хорошая растворимость в воде означает, что аммиак не задерживается в атмосфере.

Коррозионные свойства. **Аммиак в сочетании с водой и кислородом вызывает коррозию меди и цинка.**

Физиологическое действие аммиака. Хотя аммиак – при-

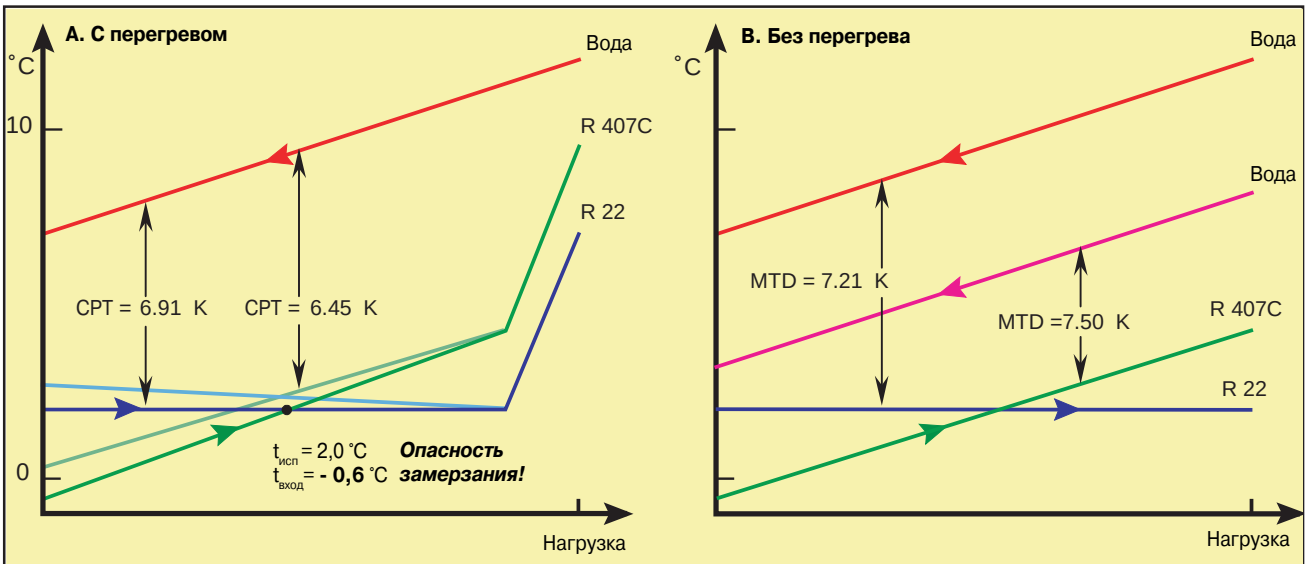


Рис. 13. CPT для R22 и R407C

Жирными линиями показаны температурные кривые без перепада давления. И R22, и R407C имеют номинальную температуру испарения 2 °C. Для R22 это реальная точка кипения, а для R407C это среднее между входной температурой и точкой росы.

Несмотря на то, что температура испарения равна 2 °C, входная температура хладагента R407C ниже нуля, т.е. существует ***опасность замерзания***.

Тонкими линиями показаны температурные кривые в случае перепада давления в теплообменнике. Входная температура повышается, и опасность замерзания устраняется. В этом случае CPT_{R22} немного выше, чем CPT_{R407C}.

Если мы попытаемся понизить температуру воды, то при использовании R407C это быстро приведет к смыканию температурных кривых, т.к. входная температура воды приближается к выходной температуре R407C, равной 9,6 °C.

Испарение без перегрева (рис. B) меняет ситуацию: CPT_{R407C} здесь больше, чем CPT_{R22}.

В этом случае хладагент R407C допускает более существенное понижение температуры воды (или увеличение температуры испарения), чем R22.

Однако, как видно на графике, в режиме прямотока происходит смыкание температурных кривых воды и R407C.

родный продукт, в высокой концентрации он ядовит. Кроме того, он оказывает раздражающее действие на слизистую глаз, носа и легких (см. табл. 1). К счастью, даже после интенсивного воздействия аммиака можно рассчитывать на полное выздоровление пациента.

Воспламеняемость. Аммиак горит, если его концентрация в воздухе составляет от 15 до 28 %. Сам по себе аммиак может гореть только в замкнутом пространстве. На открытом воздухе для поддержания горения аммиака необходимо внешнее пламя.

Обратите внимание! Аммиак **горит**, а не взрывается. Распространение фронта пламени в аммиаке можно проследить взглядом. Это вовсе не та яростная сила взрыва природного газа, которая может полностью разрушить здание. Кирпичное здание, не имеющее выходов для газообразных продуктов сгорания, рухнет. Но здание более прочной конструкции, в котором есть выходы для продуктов сгорания, например, окна в крыше, устоит, только потеряет стекла. Конечно, следует произвести расчет для определения типа и размеров выходов для газообразных продуктов сгорания.

Заметьте также, что во всем мире работают миллионы абсорбционных холодильников, установленных, например, в гостиничных номерах, и серьезные инциденты происходят довольно редко. Такие холодильники содержат смесь аммиака и водорода под высоким давлением, и к некоторым из них тепло подводится открытым пламенем газовой горелки.

Плотность пара. Данные о плотности приведены в таблице 2 и на рис. 14 и 15. Это очень важное качество. В случае утечки аммиак поднимается выше уровня воздуха.

Утечка аммиака. Последствия утечки зависят от того, где она происходит.

- Утечка из той части холодильной установки, где содержится пар, приводит к потере пара. По мере того как давление понижается, жидкий аммиак испаряется. Из установки должно испариться от 10 до 15 % аммиака, чтобы была достигнута точка кипения, т.е. -33,4 С. Поскольку сосуды с аммиаком обычно теплоизолированы, а аммиак имеет высокую теплоту фазового перехода, оставшаяся жидкость испаряется очень медленно. Пар аммиака поднимается вверх.
- Утечка из той части холодильной установки, где содержится жидкий аммиак, приводит к тому, что вытекает вся жидкость из вышележащей части установки, и, кроме того, испаряется еще 10 – 15 %. Оставшаяся жидкость испаряется очень медленно. Наиболее серьезным последствием утечки жидкого аммиака является образование аэрозолей.

Образование аэрозолей. При определенных условиях образуется аэрозоль аммиака, т.е. взвесь капель аммиака в газе. Такой аэрозоль может быть тяжелее воздуха, и поэтому он опаснее, чем газообразный аммиак.

Аэрозоль образуется тем легче, чем выше давление аммиака, поэтому утечка из ресивера высокого давления более опасна, чем из ресивера низкого давления. Хуже всего, если утечка происходит в слабый поток воздуха, который уносит образующийся аэрозоль.

В неподвижном воздухе, т.е. в замкнутом пространстве, капли аэрозоля сливаются, температура понижается, и большая часть жидкости остается в жидкой фазе. Слишком сильный поток воздуха разбавляет аммиак, и капли испаряются.

Когда аэрозоль смешивается с воздухом или нагревается, капли испаряются, и, поскольку пар аммиака легче воздуха, он поднимается вверх. Обратите внимание, что в этом отношении аммиак разительно отличается от хлора или двуокиси серы,

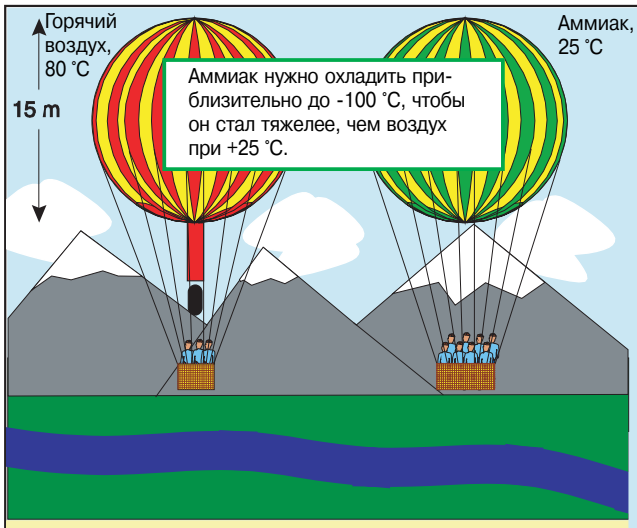


Рис. 14 Плотность аммиака

Аммиак очень легкий газ. Воздушный шар, наполненный аммиаком, поднял бы на пять человек больше, чем такой же шар с горячим воздухом.

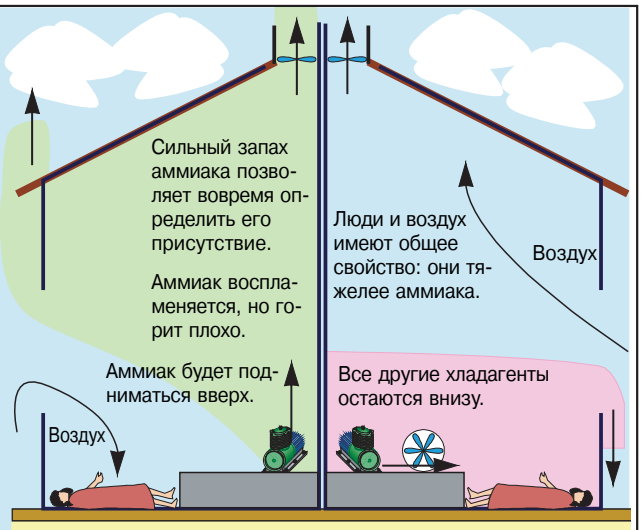


Рис. 15. Утечка хладагентов

Воздух остается у пола, а аммиак поднимается вверх. Этим он отличается от всех остальных хладагентов. Об исключениях см. в тексте.

двух других газов, очень широко применяющихся в промышленности. Оба они в четыре раза тяжелее аммиака и остаются вблизи земли или пола.

Утечки из сосудов под давлением. Аммиак в холодильных установках не содержится в одном большом сосуде, а распределен по соединенным между собой сосудам и трубам. Это ограничивает скорость утечки и дает время закрыть клапаны, чтобы еще сильнее уменьшить утечку.

Наиболее вероятные места утечки это неисправные сальники, прокладки, уплотнения клапанов и т.д. Трубы не переламываются на две части, в них более вероятно образование продольных трещин. Коррозия не приводит к внезапному разрушению сосудов, а начинается с образования маленьких отверстий. Все это ограничивает скорость утечки и позволяет закрыть клапаны, подать аварийный сигнал, покинуть компрессорный зал и принять другие меры защиты.

Заметим также, что современные сосуды под давлением, изготовленные в соответствии с действующими нормами, являются высококачественным оборудованием, разрушение которого крайне маловероятно.

Жидкий аммиак, вылившийся на пол, испаряется медленно, значительно медленнее, чем пролитый фреон. Это объясняется большой скрытой теплотой аммиака. Внимание! Ни в коем случае не смывайте жидкий аммиак водой (см. также предостережение 6 в гл. 6, § 3.2.4). Однако пар аммиака можно безопасно абсорбировать водой.

Наибольшую опасность аммиак представляет не в качестве хладагента, который составляет лишь около 1 % от общего мирового производство аммиака. Аммиак применяется как удобрение и как сырье для химической промышленности и перевозится автомобильным, железнодорожным и морским транспортом, при этом он перекачивается из сосуда в сосуд в очень больших количествах. Несмотря на многочисленность этих потенциально опасных операций, серьезные происшествия случаются относительно редко.

Вода в аммиаке. Аммиак, содержащий воду, превращается в хладагент с температурным глайдом. См. табл. 3 и § 6.

Заключение. Аммиак может быть опасен, но при правильном обращении он во многих отношениях безопаснее других хладагентов.

3.9. Двуокись углерода.

Двуокись углерода, как и аммиак, это один из старейших промышленных хладагентов. В то время как аммиак продолжает применяться в крупных промышленных установках, а в других приложениях его использование даже расширяется, применение двуокиси углерода в последние годы практически прекратилось. Причина этого проста: очень низкая критическая температура, 30,9 °C, требует очень холодной охлаждающей среды для конденсатора.

Физические свойства. Газ приблизительно на 52 % плотнее воздуха, поэтому собирается внизу. Точка кипения, -78,2 °C, ниже точки плавления, т.е. твердая двуокись углерода сублимируется. Поэтому двуокись углерода перевозят в виде сухого льда.

Химические свойства. Сухая двуокись углерода практически инертна, т.е. не вызывает коррозии, не горит и не реагирует с маслами.

Физиологическое действие. В низких концентрациях стимулирует дыхание – освежающий эффект газированных напитков, но в больших концентрациях – около 20 % – приводит к смерти от удушья. Симптомы отравления двуокисью углерода: тошнота, головокружение, головная боль, нарушение зрения и слуха, т.е. этот газ коварен и оказывает общее отравляющее действие. Однако его допустимая концентрация составляет около 5000 млн$^{-1}$, что в несколько раз выше, чем у большинства ГХФУ.

Действие на окружающую среду. Не разрушает озон, но обладает небольшим парниковым эффектом. Однако, см. по этому поводу следующий абзац.

Производство. В отличие от остальных хладагентов, кроме воды, двуокись углерода не производят, а выделяют из продуктов сгорания и газов, образующихся при ферментации или при обжиге извести. Поэтому воздействие CO_2 на окружающую среду точнее было бы считать нулевым: двуокись углерода, попавшая в атмосферу из холодильной установки, предварительно была извлечена из какого-то процесса и только поэтому не попала в атмосферу раньше.

Холодильные свойства. Двуокись углерода стоит достаточно дешево, чтобы использовать ее для одноразового охлаждения. Ее ожижают (отверждают), затем испаряют для охлаждения, а образующийся газ уходит в атмосферу. Выделение углекислого газа создает важный побочный эффект: защищает пищевые продукты от бактерий и грибков.

Применение в теплообменниках. Никаких особых проблем не возникает. Возможны трудности с нерастворимым маслом при низких температурах.

Тепловые свойства. Как видно из табл. 5, двуокись углерода в

Температура насыщения, °C	Точка начала кипения 100 % конденсата 0 % пара			10 % конденсата 90 % пара			1 % конденсата 99 % пара			Точка росы 0 % конденсата 100 % пара		
	0.01	0.1	1.0 % H_2O	0.01	0.1	1.0 % H_2O	0.01	0.1	1.0 % H_2O	0.01	0.1	1.0 % H_2O
-40	0.0	0.1	0.3	0.0	0.3	2.0	0.3	2.0	43.1	15.2	32.2	52.7
-35	0.0	0.1	0.3	0.0	0.3	2.1	0.3	2.1	42.3	13.8	30.7	52.0
-30	0.0	0.1	0.3	0.0	0.3	2.2	0.3	2.2	41.6	12.1	29.0	51.4
-25	0.0	0.1	0.3	0.0	0.3	2.3	0.3	2.3	40.7	10.5	27.3	50.4
-20	0.0	0.1	0.3	0.0	0.3	2.5	0.3	2.5	39.8	8.7	25.4	49.4
-15	0.0	0.1	0.3	0.0	0.3	2.7	0.3	2.6	38.9	6.9	23.4	48.3
-10	0.0	0.1	0.3	0.0	0.3	2.8	0.3	2.8	38.0	5.2	21.4	47.1
-5	0.0	0.1	0.3	0.0	0.3	3.0	0.4	2.9	37.0	3.9	19.5	45.8
0	0.0	0.1	0.4	0.0	0.4	3.2	0.4	3.0	35.9	3.0	17.5	44.4
5	0.0	0.1	0.4	0.0	0.4	3.4	0.4	3.1	34.8	2.5	15.6	43.0
10	0.0	0.1	0.4	0.0	0.4	3.6	0.4	3.1	33.7	2.2	13.8	41.5
15	0.0	0.1	0.4	0.0	0.4	3.7	0.4	3.3	32.4	2.0	12.1	39.9
20	0.0	0.1	0.4	0.0	0.4	3.9	0.4	3.3	31.1	1.9	10.5	38.2
25	0.0	0.1	0.5	0.0	0.5	4.0	0.5	3.3	29.6	1.8	9.1	36.6
30	0.0	0.1	0.5	0.1	0.5	4.2	0.5	3.3	28.1	1.8	7.9	34.9
35	0.0	0.1	0.5	0.1	0.5	4.3	0.5	3.3	26.5	1.7	6.8	33.2
40	0.0	0.1	0.5	0.1	0.5	4.4	0.5	3.3	25.0	1.7	5.8	31.5
45	0.0	0.1	0.5	0.1	0.5	4.5	0.5	3.3	23.4	1.6	5.1	29.8
50	0.0	0.1	0.6	0.1	0.6	4.6	0.5	3.3	22.1	1.5	4.6	28.2

Таблица 3. Температуры насыщения для системы аммиак-вода.

В таблице приведены приращения (относительно температуры насыщения чистого аммиака, выраженные в K) точки начала кипения и точки росы для аммиака, содержащего 0,01 %, 0,1 % и 1,0 % воды. Кроме того, даны приращения для промежуточных точек, при которых система содержит 90 % и 99 % пара.

В промышленных холодильных установках аммиак содержит некоторое количество воды, обычно в концентрации порядка нескольких млн$^{-1}$, иногда больше. Поэтому его испарение начинается в точке начала кипения и заканчивается в точке росы, т.е. точке 100 % испарения. Конденсация начинается в точке росы, а заканчивается в точке начала кипения.

Пример. Аммиак, содержащий 0,1 % воды испаряется в испарителе непосредственного расширения при номинальной температуре 5 °C, охлаждая воду от 15 до 10 °C.

Испарение начинается при температуре 5 + 0,1 = 5,1 °C. Первая часть хладагента испаряется в регулирующем вентиле, и смесь поступает в испаритель с температурой выше на несколько десятых градуса. При температуре 5 + 0,4 = 5,4 °C испаряется 90 % аммиака. Однако для испарения 99 % температуру нужно увеличить до 5 + 3,1 = 8,1 °C.

Если ТРВ настроен на перегрев 5 + 5 = 10 K, из испарителя выходит не перегретый, а влажный пар, содержащий несколько меньше 1 % жидкости.

Для полного испарения аммиака его нужно нагреть до 5 + 15,6 = 20,6 °C, что делает сомнительной применимость испарителя непосредственного расширения в данном приложении.

целом обладает превосходными охлаждающими свойствами, уступая только аммиаку. Она выделяется высокой объемной холодопроизводительностью пара и относительно высоким давлением пара.

Новые применения. Забота о защите окружающей среды увеличила интерес к аммиаку в качестве хладагента. Для снижения опасности утечек, особенно в замкнутых пространствах и в местах, посещаемых посторонними людьми, таких как супермаркеты, все шире применяются установки с промежуточным холодоносителем.

Недостаток таких систем заключается в снижении разности температур и в стоимости перекачивания вязких рассолов.

Супермаркет может послужить хорошим примером. Помимо кондиционирования воздуха, здесь требуется охлаждать продукты до двух температурных уровней, например, до -10 и -35 °C.

Низкий температурный уровень делает выгодным использование каскадной системы. В оптимизированной каскадной системе в ветви низкого давления нужно применять хладагент с высоким давлением пара, чтобы повысить объемную холодопроизводительность. Недостаток такой схемы в том, что она требует высокого расчетного давления.

В системе, показанной на рис. 16, аммиачная холодильная установка обеспечивает подачу жидкой двуокиси углерода во все холодильники и фанкойлы, что позволяет решить все перечисленные проблемы.

Низкая вязкость и высокая объемная холодопроизводительность позволяет обойтись без перекачивания двуокиси углерода или сводит его стоимость к минимуму, а также дает возможность применять трубы малого диаметра. Центральная холодильная станция может располагаться на значительном удалении от конечных потребителей.

Аммиак испаряется при -15 °C и конденсирует двуокись углерода при -10 °C.

Часть жидкой двуокиси углерода транспортируется насосом или за счет естественной циркуляции к высокотемпературным охладителям. Здесь она испаряется при температуре -10 °C. Эта часть системы представляет собой тепловую трубу.

Поскольку процесс является практически изотермическим, полная разность температур между испаряющимся аммиаком и охлаждаемым воздухом максимизируется. В отличие систем с циркуляцией рассола, здесь нет потерь температуры.

Другая часть жидкой двуокиси углерода испаряется при -35 °C в низкотемпературных охладителях, а затем вновь сжимается до -10 °C, т.е. участвует в нормальном холодильном цикле.

В случае аварийного останова, например, в связи с отключением напряжения, двуокись углерода можно просто выпустить в атмосферу. Такая система может работать при умеренно высоком давлении 26 бар.

Существует множество хладагентов, которые можно использовать в каскадной системе, но только двуокись углерода можно выпускать в атмосферу, не заботясь о ее стоимости и не нанося вреда окружающей среде.

3.10. Холодоносители

Вода является прекрасным однофазным теплоносителем, но относительно высокая температура замерзания требует добавки антифризов.

Большинство антифризов вызывает коррозию цинка и железа, а некоторые и нержавеющей стали, поэтому к ним необходимо добавлять ингибиторы коррозии.

	Плотность х уд. теплоемкость, кДж/(°С х м³)		Вязкость динамич., сП		Удельная теплопровод., Вт/(м х °С)		Примечания
Точка замерзания, °С:	-30	-50	-30	-50	-30	-50	
Значение при температуре, °С:	-20	-40	-20	-40	-20	-40	
Вода (при 0 °С)	4200		1.3		0.59		Превосходный холодоноситель, но применим только до 0 °С.
Аммиак	3001	3046	0.21	0.28	0.62	0.69	Раздражающее и токсичное действие, высокое давление, горючий.
Гидроксид аммиака (40 %)	4257	4224	3.5	6.6	0.53	0.52	Раздражающее действие, не высокое давление, не горючий.
Хлорид кальция	3589	3465	8.4	33	0.51	0.48	Коррозионный агент
Хлорид натрия	3877		5		0.48		Коррозионный агент, применим только до 20 °С.
Этанол - вода	3500	2853	22	35	0.35	0.30	Низкая точка кипения, горючий
Метанол - вода	3707	3370	9	20	0.41	0.35	Низкая точка кипения, горючий, токсичен.
Этиленгликоль	3484	3035	19	140	0.36	0.30	Слабо токсичен.
Пропиленгликоль	3601	3265	63	824	0.34	0.29	Менее токсичен, но с высокой вязкостью.
Формиат калия	3542	3165	5.5	44	0.48	0.48	Коррозионные свойства при длительном применении (?)
Ацетат калия	3830	3715	30	90	0.29	0.27	Коррозионный агент для цинка
Масло силиконовое (типичное)	1512	1500	3.1	5.2	0.12	0.12	Дорогое и неэффективное, применяется при низкой температуре.
	Превосходный ########		Средний ########		Плохой ########		

Таблица 4. Сравнение холодоносителей.

Хороший холодоноситель должен обладать следующими свойствами

- Отсутствие коррозионных свойств.
- Высокая объемная теплоемкость($^*C_p$), которая минимизирует изменение температуры в теплообменнике.
- Низкая вязкость и высокая теплопроводность.
- Отсутствие токсичных свойств.
- Безвредность для окружающей среды.
- Низкая стоимость.

Характеристики различных хладагентов приведены в табл. 4.

Аммиак почти такой же хороший холодоноситель, как вода, но низкая температура кипения и токсичность ограничивают его использование.

Аммония гидроксид – раствор аммиака в воде. Превосходный теплоноситель, лишенный многих недостатков аммиака. В случае утечки испаряется немного аммиака, так как его парциальное давление в воде очень мало. Образующаяся смесь аммиака с воздухом может вызывать раздражение слизистой, но вряд ли будет токсичной.

Хлориды кальция и натрия образуют дешевые и эффективные рассолы, применимые в пищевой промышленности. Их недостаток – коррозионное действие ионов хлора, (см. главу **6, «Загрязнение и коррозия»**, § 5.3.2). Ингибитором хлорида кальция является бихромат калия, однако, он небезвреден для окружающей среды, лучше применять молибдат калия. Он уменьшает коррозию меди, но не стали.

Минимальная температура замерзания раствора хлорида кальция составляет -55 °С при концентрации 29,87 % по массе. При более низкой концентрации раствор замерзает, при более высокой выпадает в осадок $CaCl_2$. Характеристика имеет острый минимум: для 29,0 % раствора точка замерзания равна -45,2 °С, для 30,0 % выпадение осадка начинается при –46 °С (по данным ASHRAE). Необходим строгий контроль концентрации рассола, особенно при температуре испарения ниже -40 °С, иначе поверхность нагрева быстро загрязняется.

Пример. В установке, работающей при температуре испарения -49 °С, наблюдался недостаточный теплообмен. Проверка показала, что концентрация рассола составляла более 30 % и температура стенки была меньше -45 °С. Проблема была вызвана осаждением $CaCl_2$.

Этиленгликоль – это стандартный антифриз. Он немного токсичен и поэтому не применяется в пищевой промышленности.

Пропиленгликоль менее токсичен и является стандартным антифризом в пищевой промышленности. Его недостаток – высокая вязкость при высокой концентрации и низких температурах (ниже -30 °С). Это может нарушить распределение холодоносителя и хладагента по каналам ПТО, особенно при малом перепаде давления холодоносителя.

Спиртовые растворы являются хорошими холодоносителями, но низкая температура кипения означает, что спирт может испаряться в открытых системах в случае повышения температуры.

Кроме того, при повышенной температуре эти растворы горючи. Обычные для холодильных установок конструкционные металлы и прокладки устойчивы к спиртовым растворам.

Ацетат калия (Tyfoxit, GS4) и **формиат калия** (Freezium, Hycool) – это соли уксусной и муравьиной кислот или смеси солей (Temper, Pekasol). Эти соединения недавно стали применяться в качестве антифризов. Обладают следующими свойствами.

- Превосходные тепловые характеристики. Формиат калия при низкой температуре имеет в десять раз меньшую вязкость, чем пропиленгликоль. Ацетат калия имеет несколько худшие показатели.
- Оба вещества имеют природное происхождение, поэтому не загрязняют окружающую среду. Уксусную кислоту получают окислением спирта, а муравьиная кислота впервые была выделена из муравьев. При высоких концентрациях обе соли токсичны, но предельно допустимая концентрация формиата калия, например, выше, чем у хлорида натрия (поваренной соли). Они являются хорошими заменителями пропиленгликоля.
- Оба вызывают коррозию, формиат в большей степени, поэтому должны применяться с ингибиторами. Различные производители предлагают многочисленные патентованные средства, такие как бура, метасиликаты, карбоновые кислоты и др. Здесь требуется длительная эксплуатационная проверка, но при наличии цинка и латуни с высоким содержанием цинка (> 15 %) эти соли применять нельзя.
- Некоторые формиат-ацетатные смеси обладают высоким pH и оказывают раздражающее действие на кожу, другие могут образовывать пену.
- Перед заправкой таких рассолов систему требуется тщательно очистить. Кислород нужно удалить, например, азотом под давлением. Необходимо строго следовать рекомендациям изготовителя, иначе соли могут вызвать и коррозию меди.
- Не используйте пластмассовых труб. Через них диффундирует воздух, и систему трудно деаэрировать.

Силиконовые масла при низких температурах имеют некоторое преимущество вследствие низкой вязкости. Они химически инертны, т.е. не вызывают коррозии металлов и не разрушают прокладки. Они не отличаются хорошими тепловыми свойствами, кроме вязкости, но для температур ниже -50 °С силиконовые масла часто являются единственным выбором.

Тепловые масла применяются, в основном, при высоких температурах, но некоторые могут использоваться и при низких. Они не агрессивны по отношению к металлам (некоторые разрушают прокладки). Эти масла имеют плохие тепловые свойства, но отличаются очень большим температурным диапазоном.

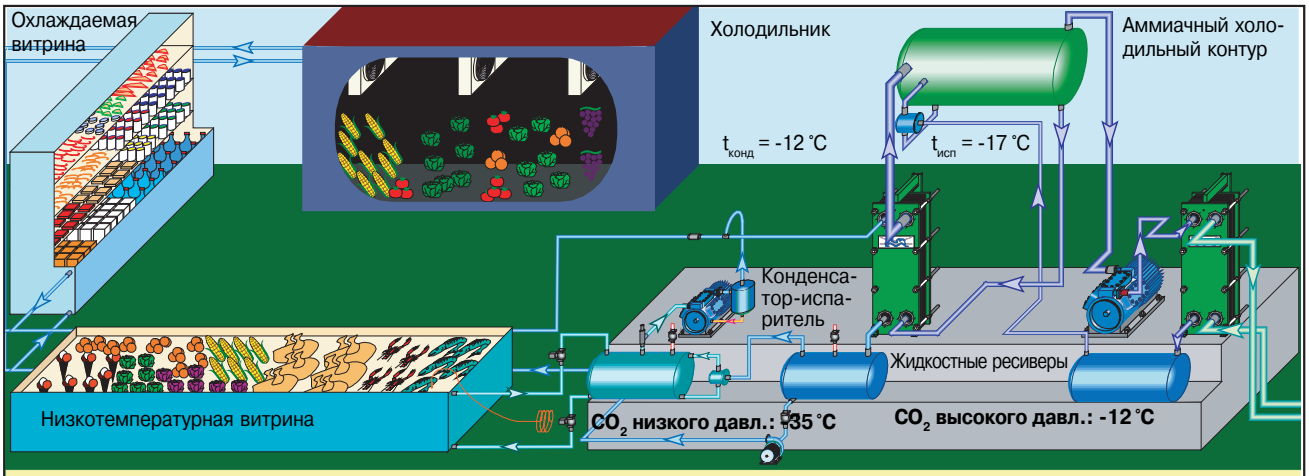


Рис. 16. Аммиак в качестве хладагента и двуокись углерода в качестве холодоносителя

Двуокись углерода конденсируется при -12 °C, отдавая теплоту испаряющемуся аммиаку. Жидкая двуокись углерода либо используется в качестве холодоносителя в охлаждаемых витринах, либо расширяется до -35 °C в низкотемпературных витринах. Подача рабочего вещества в витрину регулируется по температуре витрины двухпозиционными термостатами.

В зависимости от расстояния до потребителя холода, двуокись углерода либо перекачивается насосом, либо движется в результате естественной циркуляции. В высокотемпературных потребителях холода естественная циркуляция осуществляется, как правило, в тепловой трубе, т.е. конденсация и испарение происходят при одном давлении.

Теплообменники для двуокиси углерода должны обладать следующими свойствами.

- Теплообменники должны выдерживать давление, действующее на стороне высокого давления. Давление двуокиси углерода при -10 °C равно 25 бар, 24 бар изб. Предохранительный клапан срабатывает при давлении выше 25 бар изб. Имеется большой выбор оборудования, рассчитанного на давление 25 бар, так что такое давление вполне приемлемо.
- Теплообменники должны быть оборудованы масляными фильтрами, так как масло при низких температурах может блокировать часть поверхности нагрева.
- Теплообменники, КТТО и медные паянные ПТО, должны проектироваться так, чтобы избежать термоударов, особенно в системах непосредственного расширения (см. главу 1, «Применения», §11, стр.12). СПТО обычно устойчивы к термоударам.

Хладагент			R717	CO_2	R1270	R22	R404a	R410a	R507a	R134a
Объемная скрытая	Жидкость	кДж/м³	839463	267590	212890	274065	198828	278502	195548	262606
холодопроизводит.	Пар	кДж/м³	1030	8137	1445	1220	1413	1926	1483	677
Холодильный коэф.			6.78	6.29	6.96	6.95	6.82	6.87	7.01	7.01
(с × Ср)	Жидкость	кДж/(м³x K)	3037	2197	1308	1528	1605	1796	1605	1773
Вязкость		сП	0.262	0.184	0.182	0.323	0.280	0.254	0.277	0.438
Теплопроводность		Вт/(м x K)	0.671	0.142	0.125	0.111	0.093	0.135	0.081	0.108
Температура при 25 бар		°C	58.2	-12.0	59.4	61.4	53.5	41.4	52.5	77.6

Общие данные:			
Испарение при	-35 °C,	#######	Отличная
Конденсация при	-10 °C,	#######	Средняя
КПД компрессора	80%.	#######	Плохая

Таблица 5. Тепловые характеристики некоторых хладагентов при температуре -35 °C

Характеристики	**Единицы**	R22	R717	R134a	R404a	R407c*	R410a	R1270	R290
Температура конденсации	°C	40	40	40	40	40	40	40	40
Давление конденсации	бар	15.3	15.5	10.1	18.3	16.5	24.1	16.6	13.7
КПД компрессора	%	87.3	87.6	87.7	87.1	87.6	87.1	86.4	86.7
Температура нагнетания	°C	66.6	105.4	51.4	52.0	62.7	68.0	57.5	51.9
Производит. по конденсации	кВт	4.29	4.73	2.73	4.47	4.34	6.26	4.46	3.65
Производит. по перегреву	%	12.4	14.5	7.4	9.6	10.4	15.8	11.8	7.7
Коэффициент преобраз.	Нагрев	6.28	6.44	6.35	5.79	6.14	5.86	6.12	6.19
Температура конденсации	°C	60	60	60	60	60	60	60	60
Давление конденсации	бар	24.3	26.4	16.8	29.0	26.6	38.4	25.4	21.2
КПД компрессора	%	85.0	82.2	83.0	85.3	83.8	85.2	86.3	86.0
Температура нагнетания	°C	96.9	***161.7*** **	75.6	76.8	91.3	99.2	82.0	74.2
Производит. по конденсации	кВт	4.03	4.83	2.49	3.62	3.86	5.4	24.00	3.27
Производит. по перегреву	%	20.9	23.4	12.8	22.8	20.2	34.0	20.2	12.2
Коэффициент преобраз.	Нагрев	3.93	4.08	3.41	3.24	3.63	3.39	3.82	3.84

Общие данные Температура испарения 2 °C Перегрев 5 K Переохлаждение 3 K

Примечания * Входная температура ниже 0 °C ** Слишком высокая

1. Оборудование

ТО Теплообменник
КТТО Кожухо-трубный теплообменник
СТО Спиральный теплообменник
ВО Воздухоохладитель
ОЖ Охладитель жидкости. Жидкость охлаждается воздухом.
ПТО Пластинчатый теплообменник
РПТО Разборный пластинчатый теплообменник (с прокладками).
ПСПТО Полусварной пластинчатый теплообменник. ПТО, в котором каждые две пластины сварены, образуя кассету. Хладагент течет внутри кассет, вода течет по уплотненному прокладками пространству между кассетами.
ЦСПТО Цельносварной пластинчатый теплообменник
СПТО ЦСПТО или ПСПТО
ППТО Паяный пластинчатый теплообменник
МП Медно-паяный ПТО
НП Никель-паяный ПТО
ЖР Жидкостный ресивер
РВ Регулирующий вентиль, который применяется для расширения и испарения жидкости в системах непосредственного расширения.
ТРВ Терморегулирующий вентиль
ЭРВ Электронный регулирующий вентиль
НР Непосредственное расширение

2. Пластины и каналы

ПТО состоят из сложенных пластин. Пространство между смежными **пластинами** образует **канал**.

- Две **H-пластины** образуют **H-канал**.
- Две **L-пластины** образуют **L-канал**.
- Одна **H-** и одна **L-пластина** образуют **M-канал**.

Примечание 1! **M-пластин** не существует.

Примечание 2! Указанные выше типы каналов и пластин применяются наиболее часто и используются в примерах, приведенных в данной книге.

В ПТО могут применяться разные типы пластин, образуя один тип каналов или смешанные типы каналов.

ПТО с каналами одного типа: Каналы L, M или H.

ПТО со смешанными типами каналов: В одном ПТО встречаются каналы L и M или M и H. Такие ПТО обычно не применяются для двухфазных сред. Каналы типа L и H в одном ПТО, как правило, не объединяются.

Асимметричные каналы: Каналы на разных сторонах ПТО отличаются по тепловым и гидравлическим характеристикам.

Многоконтурные (двухконтурные) ПТО: Одна сторона разделена на два или больше независимых контуров.

Параллельные каналы: В ПТО все каналы параллельны.

Последовательные каналы: Группы параллельных каналов образуют ход. Ходы соединены последовательно. Т.е. последовательные каналы имеются в многоходовых ПТО.

Примечание 3! Две стороны ПТО независимы друг от друга, например, на одной стороне могут быть параллельные каналы, а на другой – два последовательных хода.

Параллельный поток Входной и выходной патрубки каждой из сред расположены на одной стороне ПТО.

Диагональный поток Входной и выходной патрубки каждой из сред расположены диагонально.

3. Обозначения тепловых и гидравлических величин

Сторона 1 Обычно сторона охлаждаемой среды.
Сторона 2 -»- охлаждающей теплоносителя.
A, м^2 Площадь поверхности теплообмена.
ΔP Перепад давлений, Па
ΔP_1, кПа Перепад давлений на стороне 1 (охлаждаемой).
ΔP_2, кПа Перепад давлений на стороне 2 (охлаждающей).
Δt_1, K Изменение температуры на стороне 1 (охлаждаемой).
Δt_2, K Изменение температуры на стороне 2 (охлаждающей).
Δt, K Разность температур между средами в данной точке.
$\Delta t_т$, K Разность температур на теплом конце.
$\Delta t_х$, K Разность температур на холодном конце.
Коэфф. K Коэффициент теплопередачи, измеряется в Вт/(м^2 x °C).
K_s, K_i Коэффициенты, используются в Приложении II.
СРТ, $?t_{ср}$, K Средняя разность температур.
СЛРТ, $?t_{срл}$, K Средняя логарифмическая разность температур. Точное определение СРТ, СЛРТ и коэффициента K дается ниже
Θ или тета Термическая длина: $\Delta t_1/$СРТ или $\Delta t_2/$СРТ. Обозначает изменение температуры среды, отнесенное к одному градусу разности температур.
КТД Конечная термическая длина: $\Delta t_1/\Delta t_т$, $\Delta t_2/\Delta t_т$, $\Delta t_1/\Delta t_х$ или $\Delta t_2/\Delta t_х$.
q, кВт Количество теплоты, переданной в данной точке.
Q, кВт Общее количество переданной теплоты.
t, °C Температура
T, K Абсолютная температура. T = t + 273,16
T_c, K Критическая температура.
t_b, °C, T_b, K Нормальная температура кипения.
T_r Приведенная температура, T / T_c
p, бар Избыточное (манометрическое) давление
P, бар Абсолютное давление
P_c, бар абс. Критическое давление
P_r Приведенное давление

Примечание 4! В холодильном деле **температуру** принято выражать через °C, а **разность температур** – через K.

4. Единицы измерения и коэффициенты пересчета

g 9,8057 м/с^2 = 32,17 ft/s^2
1 RT (тонна охлаждения) 3,504 кВт.
Тонна охлаждения – это теплопроизводительность, необходимая, чтобы растопить 2000 фунтов льда (1 короткая тонна = 907,18 кг) за 24 часа (79,71 * 4,186 * 907,18 / 86400 = 3,504 кВт).

Примечание 5! Хотя RT является единицей мощности, как и кВт, л.с. или ккал/ч, RT используют, как правило, только для измерения холодопроизводительности. Выражение «400 RT condenser» означает, вероятно, что конденсатор работает в системе, где испаритель имеет холодопроизводительность 400 RT, а не производительность по конденсации 400 * 3,504 = 1401,6 кВт.

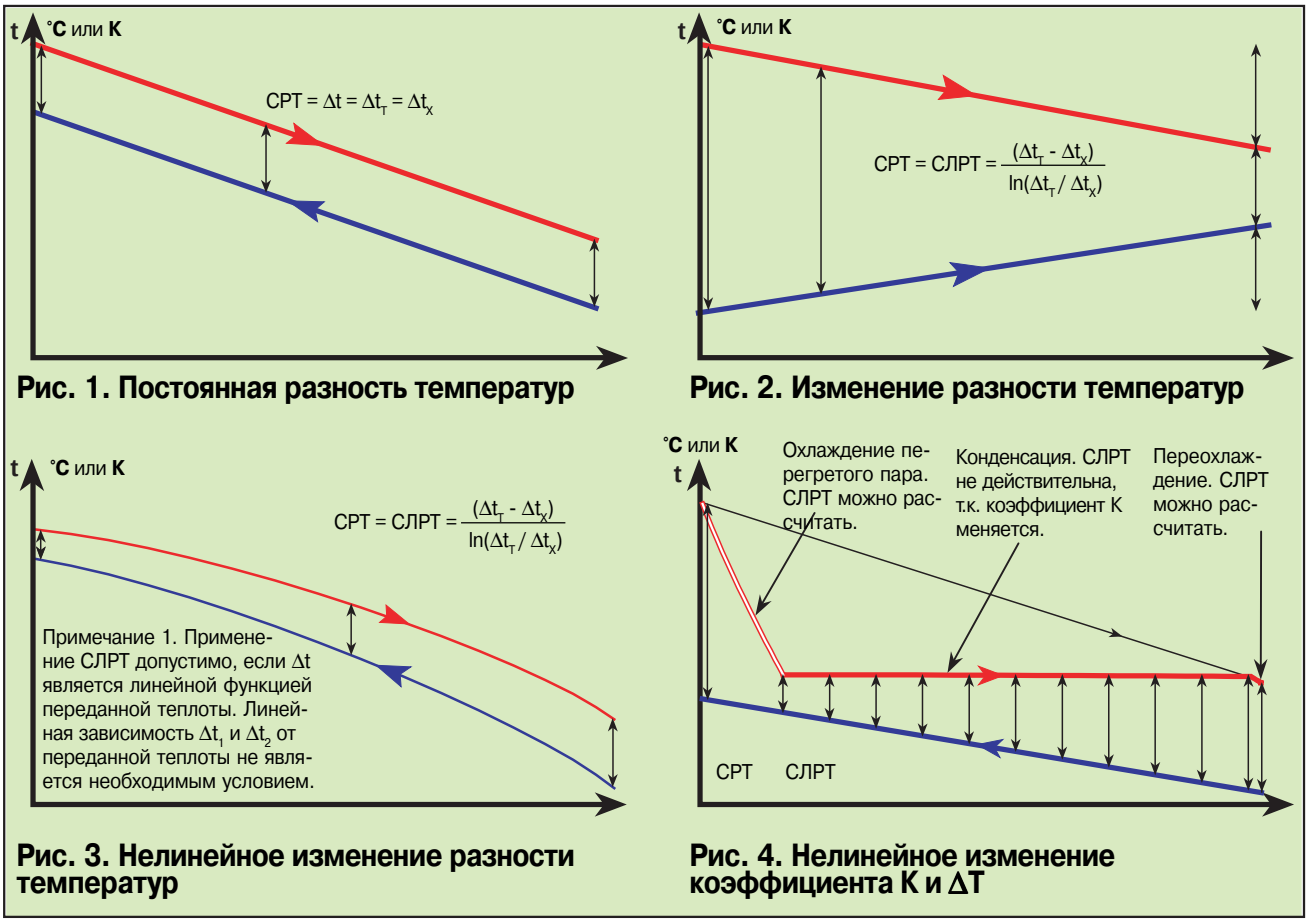


Рис. 1. Постоянная разность температур

Рис. 2. Изменение разности температур

Рис. 3. Нелинейное изменение разности температур

Рис. 4. Нелинейное изменение коэффициента K и ΔT

5. СРТ, СЛРТ и коэффициент K

В общем уравнении теплопередачи

$Q = K * A * \Delta T$ (1)

величины Q (количество переданной теплоты) и A (площадь поверхности теплообмена) определяются однозначно.

Если теплообмен происходит без фазового перехода, величины K (коэффициент теплопередачи) и ΔT (разность температур) также легко определяются. Особенно в случае постоянной разности температур сред по всей длине теплообменника (см. рис. 1), когда значение ΔT просто равно этой разности температур.

Если же температуры охлаждающей и охлаждаемой среды изменяются неодинаково (рис. 2), ситуация становится более сложной. Простая разность температур, ΔT, должна быть заменена некой средней разностью температур, СРТ. Вопрос в том, как эту величину рассчитывать.

Если процесс отвечает перечисленным ниже условиям, то величина СЛРТ, определение которой дано на рис. 2, является подходящей средней величиной для расчета ТО:

- коэффициент теплопередачи K должен быть постоянным,
- Δt должна быть линейной функцией переданной теплоты.

На рис. 3 показан другой вариант протекания процесса. Удельная теплоемкость сред меняется с температурой. В этом случае зависимость температуры от переданной теплоты становится нелинейной, но ?T по-прежнему является линейной функцией и это позволяет использовать СЛРТ.

На рис. 4 показан процесс конденсации перегретого пара для следующего примера.

Пар R22 поступает в конденсатор при температуре 73 °C, конденсируются при 40 °C и переохлаждаются до 37 °C. Входная температура воды равна 27 °C, а выходная – 37 °C.

Как видно из графика, изменения температуры от входа к выходу имеют нерегулярный характер. То же относится к коэффициенту K. Сначала это теплообмен между газом и жидкостью, т.е. значение K мало, затем это теплообмен между конденсирующимся газом и жидкостью, значение K велико, наконец, это переохлаждение, K имеет среднее значение. Ни одно из требований, необходимых для применения СЛРТ, не выполнено, поэтому нужно рассчитать истинную среднюю разность температур, СРТ.

В этом случае весь процесс следует разделить на три стадии: охлаждение пара, конденсация и переохлаждение. Значения Δt_{cp} и K для каждой стадии рассчитываются отдельно.

Для стадий переохлаждения и перегрева можно, как правило, использовать значения СЛРТ и K для расчета площади. Однако на стадии конденсации значение K меняется, поэтому данная стадия делится на зоны, и для каждой зоны отдельно рассчитываются значения Δt и K. После этого можно рассчитать площади зон.

Затем определяется СПТ как среднее значение Δt на стадиях переохлаждения и перегрева и в зонах стадии конденсации. Рассчитанная таким способом СРТ для приведенного примера составляет 6,9 K. СЛРТ составила бы 20,3 K. Это предполагает, что температурная кривая для хладагента отображается черной линией на рис. 4, что, очевидно, не соответствует действительности.

Полная площадь, A, определяется суммированием площадей всех зон. Затем определяется коэффициент K:

$K = Q / (СРТ * A)$ (2)

Таким образом, коэффициент K является конечным результатом, а не параметром для расчета площади.

1. $F_g = (\rho_l - \rho_g)*g*(D_p^3*\pi / 6)$
2. $F_f = C_d*(D_p^2*\pi / 4)*\rho_g*v_t^2 / 2$
3. Условие равновесия: Fg = Ff
4. $v_t^2 = 4*g*D_p*(\rho_l - \rho_g) / (3*C_d*\rho_g)$
5. C_d = f(Re), показанная на рис. 02.
6. Для расчета скорости v_t необходимо знать значение C_d. Однако C_d является функцией v_t, т.е. приходится действовать методом проб и ошибок. Если 1 < Re < 30, можно воспользоваться уравнением 3, приведенным на рис. 02, чтобы найти решение для v_t в явном виде, см. блок 3 на рис. 02.
7. Номинальная расчетная скорость принимается равной определенной доле от найденной скорости осаждения.
8. v = (от 0,75 до 0,9)*v_t
9. $D = (4*V/(\pi * v))^{0,5}$

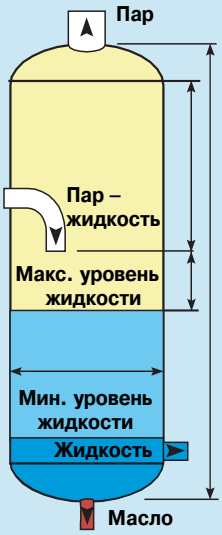
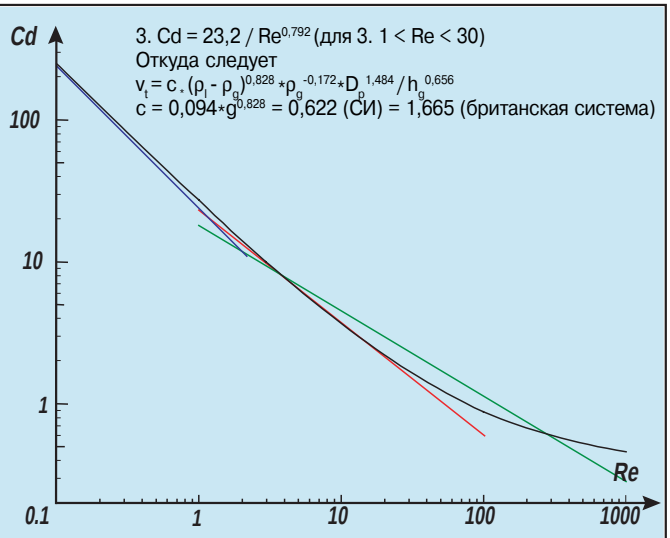


Рис. 01. Расчет вертикального сепаратора



3. $Cd = 23,2 / Re^{0,792}$ (для 3. 1 < Re < 30)
Откуда следует
$v_t = c_* (\rho_l - \rho_g)^{0,828} * \rho_g^{-0,172} * D_p^{1,484} / h_g^{0,656}$
$c = 0,094*g^{0,828} = 0,622$ (СИ) = 1,665 (британская система)

Рис. 02. Зависимость коэффициента сопротивления Cd от Re

1. Введение

В этом разделе рассматриваются количественные аспекты устройства отделителей жидкости и термосифонного контура. Принципы работы отделителей жидкости описаны в главе **4, «Испарители и сепараторы»**, § 4.

Отделители жидкости невозможно проектировать только на основе информации о количестве и качестве поступающего в них пара. Они служат не только для отделения жидкости от пара, но и в качестве ресиверов хладагента при изменениях нагрузки и при останове. Изменения количества жидкого хладагента в системе зависят от типа и количества применяемых в ней конденсаторов и испарителей. Некоторые типы компрессоров более устойчивы к наличию жидкости в паре, чем другие. Пенообразование одного и того же хладагента может быть различным в разных холодильных установках, вероятно, из-за различий в способах очистки. Системы управления разных установок могут предъявлять различные требования к времени отклика.

Все эти факторы влияют на конструкцию отделителей жидкости. К счастью, отделители жидкости, предназначенные для работы с ПТО, обычно не должны компенсировать большие изменения объема, так как в ПТО содержится мало хладагента и они располагаются недалеко от отделителя жидкости.

Далее приводится обзор некоторых опубликованных методов расчета отделителей жидкости. Описания всех этих методов содержат ссылки на ранее опубликованные статьи, а те, в свою очередь, ссылаются на предыдущие работы. Эту цепочку можно продолжить более чем на 50 лет назад. Очевидно, что в этой цепи могли появиться (и появились) ошибки, особенно там, где дело касается пересчета в другие единицы. В тяжелых случаях нужно прочесть исходную работу, чтобы использовать данный метод расчета. Один такой случай обсуждается ниже.

Разнообразие получаемых результатов объясняется тем, что отделители жидкости не одинаковы. Положение входов и выходов, наличие перегородок и туманоуловителей, форма сосудов, типы хладагентов, рабочие условия и прочее влияют на характеристики отделителей жидкости и приводят к разбросу результатов. Производитель, который успешно использует какую-то методику расчета для определенного типа отделителей жидкости, очевидно, будет и в дальнейшем пользоваться ею.

Заключение. Рассмотренные здесь методы расчета отделителей жидкости могут применяться для проверки конструкции и в качестве ориентиров.

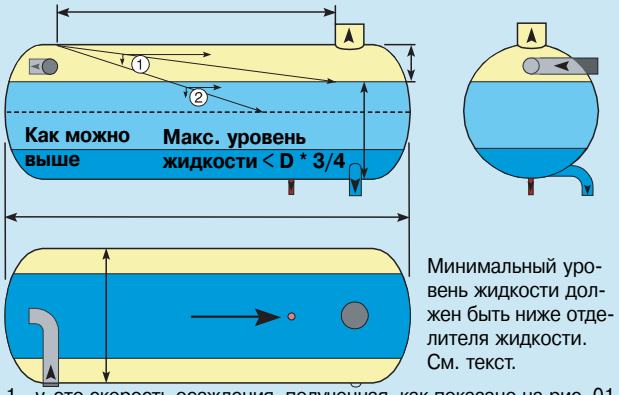
Однако без письменного соглашения между Альфа Лаваль и второй стороной относительно конкретной установки, эти методы не могут служить какими-либо гарантиями, так как Альфа Лаваль, как правило, не продает отделители жидкости и не может принимать на себя ответственность за их конструкцию.

Pnom	Номинальное давление, 1 бар = 14,504 psi
Tnom	Номинальная температура, 273,16 K = 491,69 °R
ρn	Номинальная плотность, 1 кг/м^3 = 62,43*10^{-3} lb/ft^3
Fg, Ff	Сила тяжести и сила трения, действующие на каплю
V, Vl, Vg	Объемный расход (общий, пара, жидкости), м^3/с или ft^3/s
v, vl, vg	Линейная скорость (общая, пара, жидкости), м/с или ft/s
M, Ml, Mg	Массовый расход (общий, пара, жидкости), кг/с или lb/s
m, ml, mg	Массовая скорость потока, кг/м^2*с или lb/ft^2*s
y	Доля пара
D_p	Диаметр капли, принят 152*10^{-6} м или 499*10^{-6} ft
v_t	Конечная скорость для капель диаметром Dp, м/с или ft/s
v_{re}	Скорость вторичного уноса жидкости, м/с или ft/s
ρ_l, ρ_g	Плотность жидкости и пара, кг/м^3 или lb/ft^3
η_l, η_g	Коэффициент динамической вязкости, кг/(м*с) или lb/ft*s
σ	Коэффициент поверхностного натяжения раздела пар-жидкость, Н/м или lb/s^2
ϕg^2	Отношение перепадов давления для двухфазной смеси и пара
Общие индексы	
b	«Колено»
v	«Клапан» или «вертикальный»
r	«Внезапное сужение»
e	«Внезапное расширение»
p	«Входное или выходное отверстие ПТО»
tp	«Двухфазный поток со скольжением фаз»
h	"Однородный двухфазный поток" или "горизонтальный поток"
s	«Статический»
f	«Трение»
m	«Количество движения»

Таблица 1. Обозначения и константы в приложении II

2. Вертикальные отделители жидкости

Принцип работы вертикального отделителя жидкости очень прост. Смесь пара и жидкости входит в сосуд, и пар поднимается вверх с определенной скоростью v, см. рис. 01.



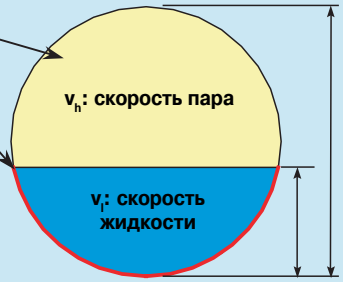
Минимальный уровень жидкости должен быть ниже отделителя жидкости. См. текст.

1. v_t это скорость осаждения, полученная, как показано на рис. 01 и 02.
2. Попробуйте использовать горизонтальную скорость пара v_h = (от 1 до 5)*v_t
   Убедитесь (см. рис. 04), что она достаточно мала.
3. Примите максимальный уровень жидкости L_h = 0,75*D
   Примерное значение L_h = 0,5 . D
4. Рассчитайте диаметр по формуле $D = (8*V / (p*v_h))^{0,5}$
   Примечание! В формуле используется примерное значение L_h из 3.
5. Следовательно, высота осаждения $S_t = D - L_h = 0,5*D$
6. Рассчитайте расстояние сепарации $S_h = M_a*S_t*v_h/v_t$
   M_a это запас по расстоянию, который должен быть порядка 1,10 – 1,25
   Постарайтесь получить время пребывания, с $3 < S_h / v_h > S_t / v_t$

Рис. 03. Расчет горизонтального отделителя жидкости

A: Площадь сечения потока жидкости

P: Смоченный периметр



Гидравлический диаметр для потока жидкости в цилиндрическом канале:
d_{hl} = 4 . A / P (определение)
d_{hl} = D (L_h = D или D/2)
$d_{hl} \approx$ 1,2D (L_h = 0,75 . D)
$d_{hl} \approx$ 0,6D (L_h = 0,25 . D)
Горизонтальный цилиндрический канал или труба.

Число Рейнольдса для жидкости: $Re_l = (d_{hl}*v_l) / (\eta_l/\rho_l)$
Коэффициент плотности: $Rr = (\rho_l / \rho_g)^{0,5}$
Отношение вязкостей на границе раздела: $N = \eta_l * (\rho_l * \sigma)^{-0,5} * [(\rho_l - \rho_g)*g/\sigma]^{0,25}$

Урав.	Re_l	N	Скорость вторичного уноса, v_{re}
A.	<160	–	$>1,5*(\sigma/\eta_l)*Rr*Re_l^{-0,5}$
B.	$160 \le Re_l \le 1635$	$\le 0,0667$	$>11,78*(\sigma/\eta_l)*Rr*N^{0,8}*Re_l^{-1/3}$
C.	$160 \le Re_l \le 1635$	$>0,0667$	$>1,35*(\sigma/\eta_l)*Rr*Re_l^{-1/3}$
D.	>1635	$\le 0,0667$	$>(\sigma/\eta_l)*Rr*N^{0,8}$
E.	>1635	>0,0667	$>0,1146*(\sigma/\eta_l)*Rr$

Максимальное значение v_h, при котором не происходит вторичный унос жидкости. Найдено из (3). Заметьте, что более высокая турбулентность дает меньшую скорость, поэтому используйте урав-

Рис. 04. Вторичный унос капель

Основная часть жидкости сразу стекает вниз, но мелкие капли некоторое время остаются взвешенными в паре. Капли оседают тем медленнее, чем меньше их размер. Чтобы отделить все капли с диаметром больше Dp, которому соответствует конечная скорость v_t, достаточно поддерживать вертикальную скорость пара v_v меньше значения v_t на 10 - 25 %.

Если известны v_v и объемный расход пара V (включая пар, образующийся при дросселировании), можно рассчитать диаметр D и другие размеры отделителя жидкости.

Диаметр капель должен быть от 100 до 200 мкм. Размер 152 мкм дает скорость пара 0,5 м/с для аммиака при температуре -10 °C. Такая скорость применяется во многих промышленных установках, см. ниже.

На рис. 01 и 02 приведена вся необходимая для расчета информация, действительная для любых хладагентов и любой системы единиц, СИ, метрической или британской. См. также таблицу 5, где даны скорости осаждения, и главу **4,. «Испарители и сепараторы»**, §4.

3. Горизонтальные отделители жидкости

Горизонтальные отделители жидкости устроены сложнее, чем вертикальные. Принцип их действия прост, хотя и отличается от принципа действия вертикальных сепараторов. Как и в вертикальных отделителях жидкости, в них требуется осадить капли с диаметром больше определенного диаметра Dp, которому соответствует скорость v_t. Парожидкостная смесь входит в аппарат с одного конца, движется по нему горизонтально и выходит с другого конца. Таким образом, капли перемещаются в двух направлениях:

- горизонтально вместе с паром, имеющим скорость v_h, на расстояние S_h,
- и вертикально со скоростью осаждения (конечной) v_t на расстояние не более S_t.

Если расстояние сепарации Sh достаточно велико, капли успевают осесть независимо от скорости v_h.

Исходя из этого, легко сформулировать критерий расчета. Критическая капля – это капля с диаметром Dp, начинающая горизонтальное движение на максимальной высоте St, т.е. непосредственно от верхней части кожуха, и касающаяся поверхности жидкости на расстоянии сепарации Sh, см. рис. 03.

Другими словами, за время, в течение которого капля опустится со скоростью v_t на высоту St, она должна переместиться по горизонтали со скоростью v_h не дальше, чем на расстояние S_h.

Однако имеется много комбинация диаметра и длины корпуса, удовлетворяющих указанному критерию. Короткий и широкий отделитель жидкости имеет большое расстояние сепарации, но горизонтальная скорость в нем очень мала. Если диаметр уменьшается, длину необходимо увеличить, чтобы компенсировать возрастание скорости потока.

Конструкцию и свойства горизонтального отделителя жидкости можно обобщить, как показано на рис. 03. Это общий метод расчета, действительный для всех типов хладагента. Кроме того, нужно учесть следующее.

- Длинные узкие корпуса обычно стоят дешевле, так что такие пропорции являются преимуществом.
- К сожалению, другой эффект не позволяет использовать слишком узкие отделители жидкости. Увеличение скорости пара приводит к вторичному уносу жидкости, т.е. уже отделившаяся от пара жидкость вновь отрывается потоком пара от поверхности. Поэтому скорость пара должна оставаться ниже предельного значения – скорости уноса жидкости v_{re}, которая зависит от геометрии аппарата и от свойств хладагента, см. рис. 04.

В отделителях жидкости низкого давления скорость v_{re}, как правило, много ниже, чем следует из рис. 04.

Скорость вторичного уноса зависит также от силы поверхностного натяжения жидкости. Значение поверхностного натяжения иногда трудно определить. Однако имеется удивительно простая корреляция поверхностного натяжения, σ, и функции абсолютной температуры, в которую входят только известные критические характеристики Tc и Pc и нормальная температура кипения Tb.

$$Tbr = Tb / Tc \quad (1)$$

$$Q = (0{,}12 * (1 + Tbr * \ln(Pc) / (1 - Tbr)) - 0{,}28) / 1000 \quad (2)$$

$$\sigma = Q + Pc^{2/3} * Tc^{1/3} * (1-T / Tc)^{11/9} \text{ кг/с}^2 \quad (3)$$

В таблице 5 приводятся значения скорости вторичного уноса для распространенных хладагентов.

- Эффективность сепарации зависит также от уровня жидкости в аппарате, поскольку он влияет и на высоту сепарации и на скорость пара (см. рис. 03). Предположим, что при максимальном заполнении аппарата жидкость занимает 80 % поперечного сечения. В таком случае расстояние сепарации составляет около 25 % диаметра. Критическая капля движется по линии 1) на рис. 03. Если заполнение отделителя жидкости составляет 50 % поперечного сечения, то скорость пара снижается в 2,5 раза (площадь поперечного сечения увеличивается с 20 до 50 %). А высота сепарации только удваивается, и траектория критической капли показана линией 2).
- Максимальный уровень жидкости задает проектный предел, если совпадает по времени с максимальной производительностью. Но поскольку в этом отношении возможны изменения, данное обстоятельство требует проверки.
- В отделителях жидкости с двумя входными патрубками (см. рис. 05 в главе **4, «Испарители и сепараторы»**) общий поток пара разделяется на две части, и скорость снижается в два раза по сравнению с аппаратом, имеющим один вход. Однако расстояние сепарации также уменьшается вдвое, т.е. эффективность сепарации остается прежней. Существенное преимущество отделителей жидкости с двумя входами состоит в том, что уменьшение скорости означает уменьшение вторичного уноса, поэтому корпус можно сделать более длинным и узким, т.е. более дешевым.
- Как уже было сказано, количество выходных патрубков не влияет на эффективность сепарации, так как уменьшение скорости пара компенсируется уменьшением расстояния сепарации.
- При проектировании отделителей жидкости с несколькими входами/выходами нужно исходить из того, какая часть аппарата несет наибольшую нагрузку. Точки ввода пара, образующегося при дросселировании, вероятно, не соответствуют входам/выходам пара, и нагрузка несимметрично распределяется по аппарату.
- Заметим, что и минимальный, и максимальный уровни жидкости могут находиться ниже уровня отделителя жидкости, если к горизонтальной части аппарата присоединен вертикальный стояк, см. рис 02Б в главе **4, «Испарители и сепараторы»**. Высота сепарации в этом случае равна диаметру горизонтальной части корпуса.

4. Общие замечания

- Минимальный уровень жидкости в аппарате должен быть достаточно высоким, чтобы не допустить попадания пара в жидкостную линию. Это особенно важно при насосной циркуляции.
- Объем отделителя жидкости должен быть достаточно большим, чтобы вместить, как минимум, весь хладагент на стороне низкого давления.
- В системе, где ПТО размещен близко к отделителю жидкости, для грубой оценки рабочего объема хладагента можно использовать сумму объемов ПТО и подводящей трубы. Когда теплообменник начинает работать, часть его объема заполняется паром, но, с другой стороны, выходной трубопровод будет частично заполнен жидкостью.
- Вертикальное поперечное сечение отделителя жидкости должно соответствовать регулирующему вентилю, вероятно, поплавкового типа. Если вентиль осуществляет двухпозиционное регулирование, т.е. открывается и закрывается, когда уровень достигает, соответственно, нижнего или верхнего заданного значения, отделитель жидкости нужно спроектировать так, чтобы колебания уровня соответствовали допустимой частоте срабатывания вентиля. Проконсультируйтесь с производителем вентилей.

5. Скорость осаждения капель

Главной проблемой является определение расчетной скорости v_d и (или) скорости осаждения v_t для капель выбранного диаметра. Метод, показанный на рис. 01 – 06, требует расчета сил тяжести Fg и трения Ff, действующих на каплю. Скорость осаждения v_t – это скорость, при которой обе силы уравновешиваются.

Для расчета силы трения необходимо знать коэффициент сопротивления капли, Cd. На графике. 02 представлена зависимость Cd от числа Рейнольдса. Там же даются три корреляционные функции. Функция 1 взята из источника (1), функция 2 – из источника (2), а 3 является интерполяцией между двумя важными для промышленных установок режимами потока, т.е. интерполяцией для диапазона $1 < Re < 30$. Заметим, что можно использовать любую из этих функций корреляции, если она действительна для данного значения Re.

Заметьте, что расчет доли сепарированной жидкости невозможен, так как для этого необходимо определить точную функцию распределения размеров капель, что практически невыполнимо.

Поэтому требуются простые корреляционные функции для широко применяющихся отделителей жидкости. Предложен целый ряд таких формул. В большинстве из них скорость осаждения и (или) проектная скорость выражается зависимостью следующего типа:

$$v_t = K_s * ((\rho_l - \rho_g)/\rho_g)^{0.5} \quad (4)$$

Коэффициент Ks либо принимается постоянным, либо является функцией одной или нескольких переменных. В таблице 2 дана сводка значений этого коэффициента из различных источников. Как видно, разброс рекомендованных значений весьма велик.

6. Корреляции для расчета (конечной) скорости осаждения

a) Используется метод, приведенный на рис 01 и 02. У аммиака при температуре -10 °C для критического диаметра капли 0,152 мм скорость осаждения равна 0,5 м/с, это значение характерно для многих промышленных установок (см. 14, 16 и 17). Поэтому данный диаметр капли был выбран для пересчета скорости осаждения при других рабочих условиях.

Это рекомендуемый метод.

Сравнение данных для R12, R22 и R717 в диапазоне от -40 до 0 °C показывает, что значения Ks (для уравнения 4) лежат в интервале от 0,021 до 0,075 м/с. В табл. 5 приведены значения скорости осаждения для самых распространенных хладагентов.

b) Непосредственно используем уравнение (4). Большинство источников рекомендует значение Ks 0,03 м/с, что дает для пара аммиака при -10 °C скорость 0,5 м/с.

c) Объединяем уравнения (4) и 10 на рис. 01. Так как вязкость пара изменяется очень незначительно, а гравитационная постоянная еще меньше, эти величины можно включить в константы. Следовательно,

K_s		Примечания	Ссылка
м/с	ft/s		
0,03	0,1	Вертикальный	4
0,08	0,263	Вертикальный	5
0,03	0,1	Вертикальный	6
0,069/0,01	0,227/0,034	с туманоуловителем /без него	7
0,04/0,08	0,13/0,26	V/H с туманоуловителем	8
		Переменные	
$0.245 * (F-50)^{0.4}$		F = коэффициент очистки	15
$f(M_l/M_g)(r_g/r_l)0,5$		= 0,02 до 0,4 (британские ед.)	9
f(коэффициент очистки) = 0,014 до 0,11 (СИ)			10
То же, что 9, но расчет компьютерный			11
Скорость пара, как функция вертикального расстояния			12
Источник, на который ссылается (12), но лучше			13
Скорости от 0,5 до 1,0 м/с для аммиака			14

Табл. 2. Сравнение значений Ks из уравнения (4).

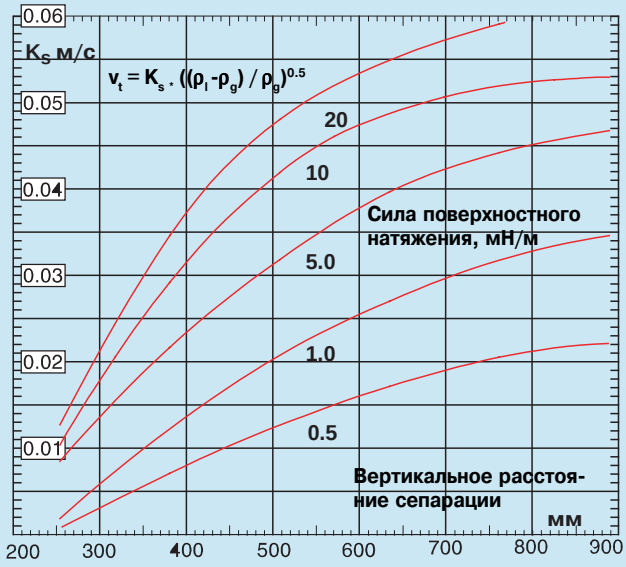


Рис. 05. Постоянная скорости Ks

1	K.E. Arnold, C.T. Sikes	стр. 60-64	Oil & Gas Journal	July 21, 1986
2	F.H. Wu	стр. 74-80	Chemical Engineering	April 2, 1984
3	J.C. Viles	стр. 405 - 409	JPT (Society of Petroleum Engineers)	May, 1993
4	A. H. Younger	стр. 201-202	Chemical Engineering	May, 1955
5	E.R. Niemeyer	стр. 155-156	Hydrocarbon Proc. and Petroleum. Ref.	June 1961, Vol 40, No 6
6	ASHRAE	стр. 1.7 -1.9	ASHRAE Handbook. Refrigeration	1994
7	A. Gerunda	стр. 81-84	Chemical Engineering	May 4, 1981
8	B. Sigales	стр. 157-156	Chemical Engineering	March 3, 1975
9	R.N. Watkins	стр. 253-256	Hydrocarbon Proc. and Petroleum. Ref.	Nov. 1967, Vol 46, No 11
10	S.S. Alam, S.C. Agarwal	стр. 511-515	CHEMICAL AGE OF INDIA	June 1969, Vol 20, No 6
11	A.K. Coker	стр. 55-62	Oil & Gas Journal	May 10, 1993
12	D.K. Miller	стр.	Proceedings I.I.R	1971
13	G. G. Brown and ass.	стр. 346-349	Unit Operations, John Wiley & Sons Inc.	1950
14	G. Lorentzen	стр. 89-97	Kaltetechnik - Klimatisierung 18 Jahrgang,	Heft 3/1966
15		стр. 11-3,36	Perry's Chemical Engineer's Handbook	5th Ed. 1973
16	C.F. Muller Verlag	стр. 104-107	Ammoniakverdichterkalteanlagen,	Juli, 1992
17	Maake-Eckert	стр. 287-295	Pohlmann, Tachenbuch der Kaltetechnik	17 Auflage, C.F. Muller
18	HTRI	Design manual	Heat Transfer Research Inc.	1995
19	M. Souders, M., C.G. Brown	Design of fractionating columns Ind. & Eng. Chemistry,		1934

Таблица 3. Список литературы по отделителям жидкости

$$K_s = k' * ((r_l - r_g)*r_g)^{0,328} \quad (5)$$

k' = 0,00272 (СИ)

k' = 0,00893 (британские единицы)

d) Используйте туманоуловитель. Он позволяет увеличить допустимую расчетную скорость более чем в шесть раз (7). Следуйте рекомендациям изготовителя туманоуловителя.

e) ASHRAE [6] предлагает два метода расчета v_t. Один из них представляет собой уравнение (4), в котором Ks равен 0,1 или 0,2 фут/с. Заметим, что в издании 1994 года используется система единиц СИ, но по ошибке Ks осталась в британской системе единиц, т.е. для нее приводится значение 0,1/0,2.

Основной метод взят из источника (12), который ссылается на (13), а тот, в свою очередь, на (19). Этот метод применяется для расчета расстояний между тарелками в дистилляционных колоннах. В дистилляционной колонне (см. рис. 07 в главе **1, «Применения»**) пар поднимается против движения жидкости со скоростью, выше линейной, т.е., вероятно, происходит усиленный вторичный унос. Скорость зависит также от расстояния между тарелками. Данный метод дает, вероятно, заниженные значения скорости, но зато гарантирует сепарацию.

Главная проблема в том, что в источнике (12) используются расстояния 12", 24" и 36" (ASHRAE вместо 12" ошибочно указывает 10"), т.е. значения, между которыми практически невозможна интерполяция. Поэтому лучше использовать кривые из источника (13), преобразованные в единицы СИ и показанные на рис. 05. Они действительны для вертикальных отделителей жидкости.

7. Пример расчета

Пар из аммиачного испарителя производительностью 1000 кВт вместе с паром, образующимся при дросселировании, должен быть отделен от жидкости в горизонтальном сепараторе. Температура пара 0 °C, расход около 0,92 кг/с. Рассчитаем v_t по уравнению (5).

ρ_l = 638,6 кг/м^3, ρ_g = 3,457 кг/м^3, h_l = 1872 * 10^{-6} кг/м•с

σ = 26,76 мН/м. Объемный расход равен 0,266 м^3/с.

$v_t = 0,00272 * ((\rho_l - \rho_g) * \rho_g)^{0,328} * ((\rho_l - \rho_g)/\rho_g)^{0,5} = 0,46$ м/с

Более строгое вычисление, приведенное в табл. 5(5А и рис. 1 и 2) дает значение 0,45 м/с.

Попробуем горизонтальную скорость 3 * 0,47 = 1,41 м/с и половинное заполнение аппарата. В этом случае диаметр равен:

$D = (8 * 0,266/\pi * 1,41)^{0,5} = 0693$ м. Принимаем диаметр 700 мм.

Минимальная длина Sh (учитывая, что St = 0,7/2) равна 0,35 * 1,41 / 0,47 = 1,05 м.

Это дает слишком малый объем и недостаточное время пребывания. Увеличим длину корпуса до 3,5 м. Время пребывания составит 3,5/1,41 = 2,5 сек. Немного, но с другой стороны длина корпуса намного больше, чем требует расчет.

Существует ли опасность вторичного уноса? Рисунок 04 дает N = 0,000995. Используем уравнение D и получаем Vmax. = 7,70 м/с, т.е. эта проблема не возникает. См. также табл. 05.

8. Падения давления в термосифонном контуре

Схематическое изображение перепадов давления в термосифонных контурах дано на рис. 06 и рис. 03 в главе **4, «Испарители и сепараторы»**. Этот контур можно разделить на три участка.

8.1. Отделитель жидкости – испаритель. Падения давления в однофазном потоке.

- **Перепад гидростатического давления**, движущая сила циркуляции, создается за счет перепада высоты между уровнем жидкости в сепараторе и входом в испаритель

$$\Delta p_{sl} = \rho_l * g * \Delta H_l \quad (6)$$

- **Потери давления на трение**. Формулы их расчета можно найти в большинстве инженерных справочников. В частности:

$$m = M/(\pi * D^2/4) \quad (7)$$

$$Re_l = m * D/\eta_l = v_l * D/(\eta_l/\rho_l) \quad (8)$$

$$f_l = 0{,}0055/Re_l^{0,2} \quad (9)$$

$$\Delta p_{fl} = 4 * f_l * (L/D) * m^2/(2 * \rho_l) \quad (10)$$

Потери давления на трение нужно рассчитать для каждой трубы диаметра D и длины L и для соответствующего массового расхода жидкости, m, или скорости v_l. Эта длина должна включать длину пути в коленах, арматуре, фитингах и т.д.

- **Потери давления в местных сопротивлениях** – в арматуре, фитингах, коленах и т.д. с учетом массовой скорости жидкости, m:

$$\Delta p_i = \Sigma k_i * m^2/(2*\rho_l) = \Sigma k_i * \rho_l * v_l^2/2 \quad (11)$$

Коэффициенты k_i можно найти в большинстве инженерных справочников. Некоторые примеры приведены на рис. 06.

- **Изменение количества движения.** При изменении скорости, вызванном изменением доли паровой фазы или поперечного сечения, происходит изменение количества движения, что выражается изменением давления.

  * С увеличением скорости давление уменьшается.
  * С уменьшением скорости давление увеличивается.

  В однофазных потоках, когда скорость изменяется от значения 1 до значения 2, изменение давления определяется прямым расчетом:

$$\Delta p_{ml} = (m^2/\rho_l)_2 - (m^2/\rho_l)_1 \quad (12)$$

Необходимо заметить, что падение давления, например, при внезапном сужении, складывается из двух эффектов: потери, выраженные уравнением 11, падение из-за изменения количества движения – уравнение 12.

Так, если за внезапным сужением следует эквивалентное внезапное расширение, происходит падение давления вследствие изменения количества движения при сужении, которое затем восстанавливается при внезапном расширении. Но кроме этого и при сужении, и при расширении имеются невозвратимые потери давления, которые определяются коэффициентами k, указанными на рис. 06 и в табл. 5. В замкнутом контуре с однофазной средой все внезапные сужения и расширения компенсируют друг друга, и в результате в таком контуре нет изменения количества движения.

8.2. Испаритель. Падения давления в однофазном и двухфазном потоках.

Расчет падения давления в теплообменниках с фазовым переходом – исключительно сложная задача, которая выходит за рамки данного руководства.

Указанное изготовителем значение падения давления в испарителе (или в конденсаторе) обязательно включает в себя и гидростатическое давление, и изменение количества движения, и потери на трение. В отличие от этого, для теплообменника с однофазным потоком обычно учитываются только потери давления на трение.

8.3. Испаритель – сепаратор

Проектируя трубу от испарителя к сепаратору, конструктор должен проплыть между Сциллой и Харибдой.

Если выбрать слишком большой диаметр трубы, поток становится неустойчивым и возникают проблемы с управлением испарителем.

Если диаметр трубы, наоборот, занижен или она имеет много клапанов и изгибов, общее падение давления окажется слишком большим и требуемый расход не будет обеспечен. Слишком малый диаметр выходного трубопровода может привести к запиранию потока (см. §3.5 в главе **4, «Испарители и сепараторы»**).

Паровая фракция оказывает очень сильное влияние на падение давления. Повышение доли пара в потоке снижает и падение давления, обусловленное разными факторами, и минимальную скорость, но одновременно снижает и эффективность теплообмена в испарителе. На практике доля пара в ПТО составляет от 0,7 до 0,9.

8.3.1. Модели двухфазных потоков

Потоки двухфазной парожидкостной смеси, движущиеся в трубопроводе, канале ПТО, теплообменной трубе или другом канале, можно классифицировать по режимам движения, см. рис. 01 Б в главе **4, «Испарители и сепараторы»**. Фактический режим движения зависит от диаметра трубы, доли паровой фазы, относительной плотности и вязкости пара и жидкости.

Поток можно также классифицировать по признаку сил, которыми определяется режим движения: гравитационный режим и сдвиговый режим.

- В **гравитационном режиме** потока имеет значение направление течения (горизонтальный, вертикальный восходящий или нисходящий), так как пар и жидкость имеют тенденцию разделяться не только под действием силы тяжести, но и под влиянием центробежных сил.
- В **сдвиговом режиме** потока турбулентность и, соответственно, сила сдвига велики. Поэтому поведение парожидкостной смеси зависит, в основном, не от направления, а от параметров потока.

Важная классификация, особенно для проектных расчетов, это выделение разделенных и однородных потоков.

- В **разделенном потоке** пар и жидкость движутся с разными скоростями, но с равным падением давления. Плотность двухфазной смеси и скорости фаз с трудом поддаются расчету и должны определяться по экспериментально установленным корреляциям. Модель разделенного потока полезна для расчета падения давления в трубах при значениях массового расхода и доли паровой фазы, характерных для выходной трубы термосифона.
- В **однородном потоке** пар и жидкость движутся с одинаковой скоростью. Плотность и скорость двухфазной смеси легко рассчитывается по массовым долям и плотностям фаз. Этот режим также называют потоком без скольжения фаз.

  Модель однородного потока применима для корреляции местных падений давления в клапанах, коленах, фитингах и т.п. и в трубах при очень больших массовых скоростях потока и при высокой доле паровой фазы. Однородный поток обычно имеет сдвиговый режим.

В этом приложении индекс h относится к однородному потоку, а tp – к потоку со скольжением фаз, например, ρ_h и ρ_{tp} это плотности однородного потока и потока со скольжением фаз, соответственно.

Найденные корреляции падения давления сильно отличаются

друг от друга, так как очень трудно определить точную корреляцию для двухфазной смеси.

- Поведение парожидкостной среды сильно отличается в зависимости от того, входит ли она в трубу хорошо разделенной и перемешанной.
- Эффект поверхностного натяжения сдвига на границах жидкость – жидкость и жидкость – стенка очень плохо изучен.
- Важную роль играет эффект входа в трубу.
- Корреляции, полученные для труб небольшого диаметра, не всегда можно масштабировать для больших труб.
- Возможно формирование стоячей звуковой волны, которая меняет характер потока.
- Некоторые параметры трудно определить экспериментально, что отражается на достоверности корреляций.
- Данные для двухфазного и однофазного потока плохо коррелируют. В этом отношении результаты сильно отличаются в зависимости от источника, методов измерения, расчета и т. д.
- Загрязнение маслами, водой, остатками моющих средств и т. д. изменяет физические свойства хладагента.

Пройдя несколько клапанов, фитингов, отводов и т.д. поток может значительно измениться, и падения давления на первом и на последнем метрах трубы могут сильно отличаться, несмотря на одинаковые параметры потока.

8.3.2. Падение давления в двухфазных потоках

В таблице 5 приводятся ряд данных для некоторых хладагентов: физические свойства, скорости осаждения и вторичного уноса в отделителе жидкости, минимальный расход в вертикальной трубе и падения давления двухфазной смеси, обусловленные разными факторами.

- **Перепад гидростатического давления** в направленном вертикально вверх потоке. Жидкая фаза движется медленнее, чем паровая (разделенный поток), и пропорционально этому поперечное сечение больше заполнено жидкостью, т.е. в двухфазном потоке со скольжением фаз плотность среды выше, чем в однородном потоке. Зависимость плотности среды в потоке со скольжением фаз от физических характеристик хладагента и рабочих условий интенсивно изучалась, но остается не вполне понятной и плохо описывается количественно.

  Для расчета перепада гидростатического давления применяется следующая зависимость:

  $$\Delta pstp = \rho tp * g * \Delta Htp \qquad (13)$$

  В нисходящем потоке возможно повышение давления, но это явление обычно не учитывают, поскольку его трудно получить на практике.

- **Потери давления на трение**. Наиболее популярный способ – это расчет потери давления для однофазного потока, т.е. потока пара, Δp_g, с последующим умножением на поправочный коэффициент ϕ_g^2.

  $$\Delta p_{ftp} = \Delta p_g * \phi_g^2 \qquad (14)$$

  Как и в случае однофазного потока, падение давления рассчитывается для каждого участка трубы длины L и диаметра D.

  Нужно отметить, что поправочный коэффициент двухфазного трения обнаруживает удивительное постоянство при постоянной доле пара. Для оценки падения давления в двухфазной смеси можно умножать падение давления пара на следующие коэффициенты:

  все углеводороды $\phi_g^2 = 2{,}3$ (15)

  аммиак $\phi_g^2 = 2{,}0$ (16)

  В таблице 5В приведены множители ϕ_g^2 и перепады давления пара на один метр вертикальной колонны диаметром 0,1 м для двухфазной смеси с долей пара 85 % и соответствующей минимальной скоростью.

  Заметьте, что перепад гидростатического давления от скорости и диаметра. Его легко можно пересчитать для других значений скорости и диаметра, как это показано в табл. 5.

  Горизонтальный и нисходящий потоки двухфазной смеси обнаруживают меньшие потери на трение, чем дает расчет для восходящего потока.

- **Потери давления в местных сопротивлениях – в арматуре, фитингах, коленах и т.д.** Корреляционные зависимости, полученные экспериментальным путем, сильно отличаются друг от друга. Умножение плотности среды для однородного двухфазного потока, ρ_h, на коэффициент падения давления для однофазного потока обычно дает воспроизводимые результаты. Эта формула использована в таблице 5В.

  $$\rho_h = 1/((1 - y) / \rho_l + y/\rho_g) \qquad (17)$$

  $$\Delta p_{hi} = \Sigma k_i * \rho_h * v_h^2/2 = \Sigma k_i * m^2/(2 * \rho_h) \qquad (18)$$

- **Изменение количества движения.** Расчет падения давления для двухфазных потоков затруднен, так как необходимо находить корреляции для плотности двухфазной среды.

  Вообще говоря, корреляции плотности во внезапных сужениях и расширениях для однородного потока оказываются более надежными, чем для разделенного.

  От входа к выходу испарителя происходит большое изменение количества движения, поскольку среда переходит из жидкого состояния в двухфазное со значительным увеличением объема. Это изменение количества движения включается в перепад давления в испарителе и в настоящем параграфе не рассматривается.

  В данном циркуляционном контуре обычно не происходит изменения доли пара, поэтому количество движения изменяется только в сужениях и расширениях.

  $$\Delta p_{mtp} = (m^2/\rho_h)_2 - (m^2/\rho_h)_1 \qquad (19)$$

  На входе парожидкостной смеси в отделитель жидкости происходит значительное восстановление давления (наряду с потерей давления в местном сопротивлении). Однако это восстановление давления обычно не принимается во внимание. Для этого, должно быть, имеются причины. Пар, вероятно, несколько раз поворачивает в отделителе жидкости, и это не учитывается. Кроме того, в аппарате могут быть направляющие лопатки, отражательные пластины и т.п.

8.4. Корреляционные зависимости падения давления

Внимание! Осторожно используйте корреляционные зависимости падения давления, взятые из различных источников. Принятый в Европе коэффициент сопротивления в трубах в четыре раза больше коэффициента трения (в уравнении Феннинга), применяемого в Америке и в данном руководстве (множитель 4 * f в уравнении 10).

Кроме того, проверьте поперечные сечения местных сопротивлений (входных и выходных патрубков, внезапных сужений и т.п.).

8.5. Ограничения

См. также «**Испарители и сепараторы**» § 3.4.

8.5.1. Минимальный двухфазный поток

Минимальная массовая скорость $m_{мин}$ и минимальная скорость однородного двухфазного потока $v_{hмин}$ для кольцевого восходящего потока приведены в таблице 5В.

Иногда можно применять встряхивающийся поток, но в этом случае возможна неустойчивость. Нижний предел пробкового

потока составляет 30 – 50 % от предела для встряхивающегося потока.

Не используйте режимы с меньшей скоростью, чем у встряхивающегося потока, т.е. пробковый и волновой потоки, т.к. при этом система неустойчива.

8.5.2. Обратный поток

Если сопротивление потоку на выходе испарителя слишком велико, образующийся пар может выходить недостаточно быстро, из-за чего жидкость выдавливается во входную ветвь.

Надежных исследований допустимого перепада давления на выходе, к сожалению, немного, но можно рекомендовать в качестве предела 25 % общего напора. Для ПТО этот перепад должен учитывать сопротивление патрубка. Допустимый перепад давления на выходе испарителя обычно указывается в его технических характеристиках. Если этот перепад не указан, его можно оценить по скорости однородного потока в выходном патрубке v_h по следующей формуле:

$$\Delta p_{hg} = 1{,}5 * \rho_h * v_h^2/2 = 1{,}5 * m^2/(2 * \rho_h) \qquad (20)$$

Внимание! Ни в коем случае не устанавливайте регулирующий клапан между выходом испарителя и отделителем жидкости. Если клапан необходим, он должен стоять перед испарителем.

8.5.3. Увеличение температуры испарения

Температура в испарителе выше, чем в отделителе жидкости, и эта разность определяется перепадом давления между ними. В таблице 5А приводится угловой коэффициент линии давления насыщенного пара, который можно использовать для оценки увеличения температуры.

Пример. Угловой коэффициент линии давления насыщенного аммиака при 0 °С равен 6,23 К/бар. Падение давления в выходной трубе 3,32 кПа означает, что температура в испарителе выше температуры в отделителе жидкости приблизительно на 0,0332 * 6,23 = 0,21 К.

Эта проблема становится особенно острой в случае большого перепада высоты при низком давлении, но в любом случае данный эффект способен серьезно понизить СРТ в испарителе. Его необходимо учитывать, хотя нет никаких правил, определяющих предельно допустимую разность температур между испарителем и отделителем жидкости.

8.5.4. Запас падения давления

Давление создающее движущую силу, должно на 20 – 50 % превышать общее падение давления.

8.5.5. Неравномерное распределение по каналам испарителя

Затопленный испаритель менее чувствителен к неравномерному распределению хладагента по каналам, чем испаритель непосредственного расширения. Неравномерное распределение означает градиент расхода хладагента через каналы ПТО от первого к последнему вследствие слишком большого падения давления во входном патрубке.

Более подробно это явление и вытекающие ограничения описаны в руководстве по проектированию испарителей.

8.6. Баланс перепадов давления

Контур термосифона находится в равновесии, если движущая сила – гидростатическое давление – равна сумме падений давления, т.е.:

♦ Гидростатическое давление	+	Уравнение 6
♦ Входная ветвь (жидкость)	-	Уравнения 10, 11 и 12
♦ Испаритель	-	Из технических характеристик
♦ Выходная ветвь	-	Уравнения 13 – 19 и табл. 5

С учетом указанных ограничений:

♦ пределы	§ 8.5 (табл. 5В)

По определению, работающий термосифонный контур всегда находится в равновесии, но что произойдет, если движущая сила отличается от суммы номинальных падений давления?

8.6.1. Слишком большая движущая сила

- ♦ В действующей системе увеличивается циркуляция, т.е. больше жидкости поступает в испаритель, и падение давления однофазной и двухфазной среды возрастает до тех пор, пока не установится равновесие. Теплопередача в испарителе может также улучшиться, а повышенное из-за большего расхода пара давление способствует установлению равновесия в системе.
- ♦ Кроме того, большой напор позволяет выбрать испаритель меньшего размера.
- ♦ Отделитель жидкости можно разместить ниже.
- ♦ Напор можно снизить до требуемого уровня регулирующим клапаном, установленным перед испарителем.
- ♦ Можно уменьшить диаметр трубопровода.

8.6.2. Недостаточная движущая сила

- ♦ Циркуляция уменьшается, и все потери давления снижаются. Теплообмен в испарителе может ухудшиться, а уменьшенный расход пара способствует установлению равновесия в системе. Обратите внимание, что это означает снижение производительности испарителя.
- ♦ Конструктор может снизить потери давления, увеличив диаметр труб, выбрав другие клапаны и т.д.
- ♦ Можно также увеличить напор, т.е. перепад высот между отделителем жидкости и испарителем. Заметьте, что в системах с низким рабочим давлением это может ухудшить испарение, см. § 3.4 в главе 4.
- ♦ Можно уменьшить требуемый напор, увеличив испаритель, но это другой метод уравнивания перепадов давления. Имеется оптимальное соотношение между снижением стоимости трубопроводов и увеличением стоимости испарителя.

9. Насосная циркуляция

Вышеописанные методы можно использовать и в случае принудительной циркуляции. Движущая сила в этом случае создается, в основном, насосом. Напор снижается до требуемого уровня клапаном, установленным между насосом и испарителем.

Заметьте, что во избежание кавитации насос обычно помещают заметно ниже отделителя жидкости и теплообменника. Это увеличивает давление и, следовательно, переохлаждение в насосе. По той же причине нежелательны местные сопротивления перед насосом, например, клапаны.

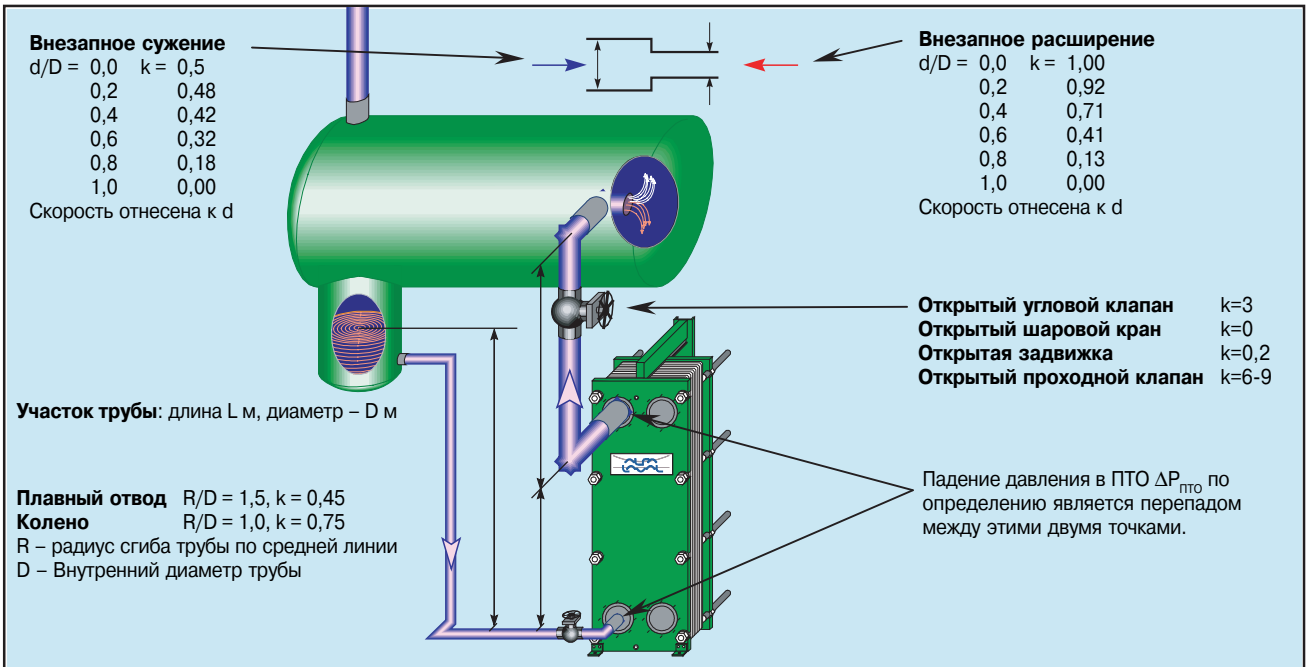


Рис. 06. Падения давления в термосифонном контуре

Величина	Единицы	Значение	Расчет гидростатического давления или падения давления	Результат, кПа
Полный массовый расход, M	кг/с	0,9556	(обратите внимание на отличие от расчетов для отделителя жидкости)	
Доля пара, y		0,80		
Вход: гидростатический напор	м	2,5	Δp_{sl} = 638 * 9,8054 * 2,5 = 15639 Па	**+ 15,64**
Диаметр, D	м		D = 0,05	
Скорость	м/с		v_l = 0,7947	
1) Динамическое давление	кПа		$(\Delta p_{vhl} = 638 * 0,7947^2 / 2 = 201$ Па = 0,201 кПа	
1) Число Рейнольдса			(Re_l = 0,795 * 0,05 / (0,000187 / 638) = 135566	
1) Длина трубы, L	м	2,5	Δp_{fl} = 4 * (0,055 / 135566 ^{0,2}) * (2,5 / 0,05) * 0,201 =	***-0,021***
1) Количество колен		3	Δp_{bl} = 4 * 0,75 * 0,201 =	***-0,030***
1) Количество проходных клапанов		1	Δp_{vl} = 1 * 6 * 0,201 =	***-1,21***
1) Количество внезапных сужений		1	Δp_{rl} = 1 * 0,45 * 0,201 =	***-0,09***
1) Количество внезапных расширений		1	Δp_{el} = 1 * 1,1 * 0,201 =	***-0,22***
Выход: диаметр, D	м	0,15		
Скорость	м/с	13,6	v_h	
2) Напор двухфазной среды	м	1,96	Δp_{stp} = 1,96 * 0,454 =	***-0,89***
2) Длина трубы, L	м	4	Δp_{ftp} = 4 * 0,0162 * (13,6 / 4,88) ^{1,8} / (0,1 / 0,15) ^{1,2} =	***-0,25***
2) Количество плавных отводов		3	Δp_{btp} = 3 * 0,0232 * (13,6 / 4,88) ^{2} =	***-0,54***
2) Количество угловых клапанов		1	Δp_{vtp} = 1 * 0,1544 * (13,6 / 4,88) ^{2} =	***-1,20***
2) Количество внезапных сужений		0		
2) Количество внезапных расширений		1	Δp_{etp} = 1 * 0,0566 * (13,6 / 4,88) ^{2} =	***-0,44***
Напор в MK15BW	м	1,04	$\Delta P_{ПТО}$ = 6,61 (канал) + 0,69 патрубок	***-7,30***
Суммарное давление				**+2,99**
Минимальная требуемая скорость	м/с	5,98	(v_{hmin} = 4,88 * (0,15/ 0,1) ^{0,5} = 5,98)	**Соответствует**
Обратный поток: (0,89 + 0,25 + 0,54 + 1,2 + 0,44 + 0,69) = 4,01 кПа, т.е. 25,6 % общего давления				**Соответствует**
Увеличение температуры в испарителе 4,04 * 6,23 / 100 = 0,25 K. Сверьте с характеристиками испарителя.				**Соответствует**
Запас давления. Гидростатическое давление, 15,64 кПа, на 24 % больше полного ?p = 15,64 – 2,99 кПа				**Соответствует**

1) Расчеты проводились по уравнениям (6) –(11)

- Отделитель жидкости присоединен к полусварному испарителю MK15BW-35LG/36LW, 32 м^2.
- Если движущая сила слишком мала, обдумайте возможность установки шаровых кранов вместо угловых и проходных клапанов.

2) Расчеты проводились по табл. 5B.

- Движущую силу можно увеличить, опустив испаритель относительно отделителя жидкости. Увеличение перепада высот на 1 м означает увеличение движущей силы на 6,25 кПа, в то время как падение давления из-за гидростатического давления и трения возрастает только на 0,46 и 0,06 кПа. Однако при этом возрастает температура испарения.

Таблица 4. Пример 2. Данные из примера 1.

Хладагент и его общие характеристики	Температура	Давление	Угл. коэф.	Скрытая теплота	Плотность		Вязкость		Скорость	
	°C	бар 1)	K/бар 1)	кДж/кг 1)	кг/м³ 1)	кг/ (с * м) *1000 (сП) 1)	2)	1)	м/с 1)	Осажд. капель 152 мкм	Вторичного уноса
					Жидк. ρ_l	Пар ρ_v	Однородный $\rho_{Hom.}$	η_l	Жидкость η_v	v_t	Пар v_{Re}
R404a	-40	1,327	16,5	195,5	1288	7,070	8,825	0,2996	0,00935	0,715	4,39
	-30	2,045	11,9	188,7	1256	b10,65	13,28	0,2615	0,00977	0,632	3,51
Мол. м. = 97,6	-20	3,030	8,81	181,5	1223	15,54	19,36	0,2292	0,01021	0,561	2,84
T_c = 73,0 °C	-10	4,341	6,71	173,7	1188	22,05	27,44	0,2014	0,01066	0,499	2,30
P_c = 37,8 бар	0	6,042	5,23	165,3	1151	30,62	38,02	0,1771	0,01113	0,443	1,87
t_b = -47,0 °C	10	8,200	4,15	156,0	1112	41,81	51,78	0,1555	0,01164	0,393	1,51
	20	10,89	3,35	145,6	1068	56,40	69,58	0,1359	0,01221	0,345	1,21
R134a	-40	0,5121	37,2	225,9	1418	2,769	3,460	0,4722	0,00912	0,927	7,69
	-30	0,8438	25,0	219,5	1388	4,426	5,528	0,4064	0,00952	0,816	6,00
Мол. м. = 102,03	-20	1,327	17,5	212,9	1358	6,784	8,469	0,3530	0,00992	0,724	4,75
T_c = 101,2 °C	-10	2,006	12,6	206,0	1327	10,04	12,53	0,3086	0,01033	0,645	3,82
P_c = 40,67 бар	0	2,928	9,43	198,6	1295	14,43	17,99	0,2711	0,01073	0,577	3,09
t_b = -26,7 °C	10	4,146	7,22	190,7	1261	20,23	25,19	0,2388	0,01115	0,517	2,52
	20	5,717	5,66	182,3	1225	27,78	34,53	0,2107	0,01158	0,464	2,06
R22	-40	1,052	20,4	233,2	1407	4,873	6,086	0,3426	0,00979	0,797	6,21
	-30	1,639	14,5	226,8	1377	7,379	9,211	0,3046	0,01021	0,708	4,94
Мол. м. = 86,5	-20	2,453	10,6	220,0	1347	10,79	13,46	0,2719	0,01063	0,633	3,9
T_c = 96,15 °C	-10	3,548	7,98	212,8	1315	15,32	19,09	0,2434	0,01106	0,567	3,25
P_c =50,54 бар	0	4,980	6,17	205,0	1282	21,23	26,43	0,2182	0,01150	0,510	2,66
t_b = -40,86 °C	10	6,809	4,88	196,7	1247	28,82	35,82	0,1957	0,01196	0,458	2,19
	20	9,100	3,93	187,6	1210	38,48	47,72	0,1753	0,01243	0,411	1,80
R507	-40	1,408	15,9	191,5	1297	7,618	9,509	0,2965	0,00940	0,707	4,24
	-30	2,156	11,4	184,9	1264	11,42	14,24	0,2592	0,00982	0,625	3,39
Мол. м. = 98,9	-20	3,178	8,52	177,6	1231	16,57	20,64	0,2274	0,01026	0,556	2,74
T_c = 71,0 °C	-10	4,534	6,51	170,0	1195	23,44	29,16	0,1999	0,01072	0,494	2,22
P_c = 37,9 бар	0	6,287	5,08	161,5	1157	32,46	40,29	0,1757	0,01121	0,438	1,81
t_b = -47,0 °C	10	8,506	4,04	152,2	1117	44,23	54,75	0,1541	0,01173	0,388	1,46
	20	11,26	3,27	141,9	1073	59,58	73,45	0,1346	0,01233	0,340	1,17
NH_3	-40	0,7169	26,0	1389	690,2	0,6438	0,8046	0,2812	0,00786	0,724	21,2
	-30	1,194	17,2	1360	677,8	1,037	1,296	0,2441	0,00815	0,641	16,5
Мол. м. = 17,03	-20	1,901	11,9	1329	665,1	1,603	2,003	0,2144	0,00845	0,572	13,1
T_c = 132,3 °C	-10	2,907	8,46	1297	652,1	2,391	2,986	0,1902	0,00875	0,513	10,5
P_c = 113,3 бар	0	4,294	6,23	1262	638,6	3,457	4,315	0,1701	0,00906	0,462	8,53
t_b = -33,3 °C	10	6,150	4,71	1226	624,6	4,868	6,073	0,1530	0,00936	0,417	6,98
	20	8,575	3,65	1186	610,2	6,703	8,356	0,1383	0,00968	0,378	5,76
R1270	-40	1,419	16,8	430,5	599,4	3,225	4,026	0,2201	0,00604	0,578	6,11
	-30	2,123	12,4	418,7	586,5	4,699	5,862	0,1936	0,00630	0,517	4,96
Мол. м. = 42,08	-20	3,066	9,33	406,1	573,1	6,642	8,279	0,1711	0,00656	0,464	4,06
T_c = 92,4 °C	-10	4,295	7,23	392,5	559,2	9,154	11,40	0,1516	0,00682	0,417	3,35
P_c = 46,65 бар	0	5,859	5,73	377,8	544,6	12,35	15,35	0,1347	0,00709	0,376	2,78
t_b = 47,7 °C	10	7,809	4,63	361,8	529,3	16,39	20,33	0,1196	0,00737	0,339	2,31
	20	10,19	3,80	344,3	513,0	21,44	26,52	0,1061	0,00767	0,304	1,92
CO^2	-50	6,826	3,61	339,7	1154	17,96	22,36	0,2306	0,01103	0,494	3,11
	-40	10,04	2,71	322,4	1116	26,15	32,50	0,1986	0,01157	0,434	2,45
Мол. м. = 44,0	-30	14,26	2,09	303,5	1075	37,10	45,98	0,1711	0,01213	0,381	1,94
T_c = 31,06 °C	-20	19,67	1,65	282,4	1031	51,65	63,76	0,1469	0,01274	0,332	1,52
P_c = 73,84 бар	-10	26,45	1,33	258,6	983,2	71,04	87,22	0,1253	0,01345	0,286	1,17
t_b = -78,4 °C	0	34,81	1,08	230,9	928,1	97,32	118,5	0,1054	0,01431	0,241	0,88
	10	44,97	0,898	197,2	861,7	134,4	161,7	0,08637	0,01546	0,194	0,62
Вода	80	0,4736	52,2	2308	971,8	0,3533	0,4416	0,351	0,01122	0,844	33,9
	90	0,7011	37,5	2283	965,3	0,4235	0,5293	0,311	0,01162	0,795	31,3
Мол. м. = 18,015	100	1,013	27,6	2256	958,4	0,5977	0,7470	0,279	0,01202	0,729	26,5
T_c = 373,95 °C	110	1,433	20,8	2230	951,0	0,8264	1,033	0,252	0,01242	0,670	22,6
P_c = 220,64 бар	120	1,985	15,9	2202	943,1	1,122	1,402	0,230	0,01280	0,619	19,5
t_b = 99,974 °C	130	2,701	12,4	2174	934,8	1,496	1,869	0,211	0,01317	0,574	16,8
	140	3,614	9,76	2144	926,1	1,967	2,457	0,195	0,01354	0,533	14,6

Таблица 5А. Физические свойства некоторых хладагентов, включая скорости осаждения капли диаметром 152 мкм и скорости вторичного уноса в горизонтальном отделителе жидкости

Хладагент	Темп.	Мин. расход		Двухфазное ΔP			ΔP на местных сопротивлениях (однородный)						
		Массовый расход	Линейная скорость	гидростатическое	множитель для пара	на трение	Скоростное давление	Угловой клапан	Задвижка	Плавный отвод	Колено	Внезапное сужение	Внезапное расширение
							k = 1	k = 3,0	k = 0,2	k = 0,45	k = 0,75	k = 0,45	k = 1,1
		4), 6)		2), 5), 11)		2), 5)	4), 9), 10)		2), 8), 9)				
		M_{min}	v_{hmin}	ΔP_{stp}	ϕ_v^2	ΔP_{ftp}	Δp_{vhh}	Δp_{avh}	Δp_{gvh}	Δp_{lbh}	Δp_{sbh}	Δp_{srh}	Δp_{seh}
	˚C	кг/ч	м/с	кПа		кПа	кПа	кПа	кПа	кПа	кПа	кПа	кПа
404a	-40	1213	4,86	0,937	2,20	0,0310	0,1043	0,3128	0,0209	0,0469	0,0782	0,0469	0,1147
	-30	1594	4,24	1,314	2,26	0,0350	0,1196	0,3587	0,0239	0,0538	0,0897	0,0538	0,1315
	-20	2084	3,81	1,729	2,32	0,0403	0,1403	0,4209	0,0281	0,0631	0,1052	0,0631	0,1543
	-10	2711	3,49	2,166	2,38	0,0470	0,1675	0,5025	0,0335	0,0754	0,1256	0,0754	0,1843
	0	3513	3,27	2,611	2,42	0,0554	0,2030	0,6089	0,0406	0,0913	0,1522	0,0913	0,2233
	10	4540	3,10	3,058	2,45	0,0659	0,2490	0,7471	0,0498	0,1121	0,1868	0,1121	0,2739
	20	5862	2,98	3,495	2,47	0,0786	0,3089	0,9266	0,0618	0,1390	0,2317	0,1390	0,3398
R134a	-40	704	7,20	0,357	2,06	0,0278	0,0897	0,2691	0,0179	0,0404	0,0673	0,0404	0,0987
	-30	924	5,91	0,601	2,13	0,0296	0,0966	0,2897	0,0193	0,0435	0,0724	0,0435	0,1062
	-20	1202	5,02	0,908	2,20	0,0323	0,1067	0,3200	0,0213	0,0480	0,0800	0,0480	0,1173
	-10	1554	4,39	1,268	2,27	0,0360	0,1206	0,3618	0,0241	0,0543	0,0905	0,0543	0,1327
	0	2001	3,94	1,668	2,33	0,0408	0,1393	0,4179	0,0279	0,0627	0,1045	0,0627	0,1532
	10	2567	3,60	2,092	2,38	0,0469	0,1636	0,4909	0,0327	0,0736	0,1227	0,0736	0,1800
	20	3281	3,36	2,530	2,42	0,0545	0,1950	0,5849	0,0390	0,0877	0,1462	0,0877	0,2145
R22	-40	986	5,73	0,660	2,09	0,0298	0,0998	0,2995	0,0200	0,0449	0,0749	0,0449	0,1098
	-30	1276	4,90	0,979	2,17	0,0327	0,1106	0,3318	0,0221	0,0498	0,0829	0,0498	0,1216
	-20	1642	4,31	1,346	2,23	0,0365	0,1253	0,3758	0,0251	0,0564	0,0939	0,0564	0,1378
	-10	2100	3,89	1,747	2,29	0,0415	0,1445	0,4335	0,0289	0,0650	0,1084	0,0650	0,1590
	0	2675	3,58	2,170	2,34	0,0477	0,1693	0,5080	0,0339	0,0762	0,1270	0,0762	0,1863
	10	3392	3,35	2,603	2,39	0,0553	0,2009	0,6026	0,0402	0,0904	0,1506	0,0904	0,2209
	20	4285	3,18	3,037	2,43	0,0646	0,2407	0,7221	0,0481	0,1083	0,1805	0,1083	0,2648
R507	-40	1278	4,75	1,001	2,21	0,0319	0,1074	0,3222	0,0215	0,0483	0,0805	0,0483	0,1181
	-30	1678	4,17	1,390	2,28	0,0361	0,1236	0,3708	0,0247	0,0556	0,0927	0,0556	0,1360
	-20	2191	3,75	1,813	2,34	0,0416	0,1454	0,4363	0,0291	0,0654	0,1091	0,0654	0,1600
	-10	2849	3,46	2,256	2,39	0,0486	0,1741	0,5222	0,0348	0,0783	0,1306	0,0783	0,1915
	0	3690	3,24	2,707	2,43	0,0574	0,2113	0,6340	0,0423	0,0951	0,1585	0,0951	0,2325
	10	4768	3,08	3,157	2,46	0,0683	0,2597	0,7792	0,0519	0,1169	0,1948	0,1169	0,2857
	20	6157	2,96	3,599	2,47	0,0816	0,3228	0,9684	0,0646	0,1453	0,2421	0,1453	0,3551
NH_3	-40	227	9,97	0,070	1,80	0,0132	0,0400	0,1199	0,0080	0,0180	0,0300	0,0180	0,0440
	-30	293	7,99	0,125	1,86	0,0135	0,0414	0,1242	0,0083	0,0186	0,0310	0,0186	0,0455
	-20	374	6,60	0,210	1,92	0,0141	0,0436	0,1309	0,0087	0,0196	0,0327	0,0196	0,0480
	-10	473	5,61	0,321	1,97	0,0150	0,0469	0,1408	0,0094	0,0211	0,0352	0,0211	0,0516
	0	596	4,88	0,454	2,03	0,0162	0,0515	0,1544	0,0103	0,0232	0,0386	0,0232	0,0566
	10	747	4,35	0,606	2,08	0,0178	0,0574	0,1723	0,0115	0,0258	0,0431	0,0258	0,0632
	20	933	3,95	0,772	2,13	0,0199	0,0652	0,1956	0,0130	0,0293	0,0489	0,0293	0,0717
R1270	-40	557	4,89	0,429	2,23	0,0156	0,0482	0,1446	0,0096	0,0217	0,0362	0,0217	0,0530
	-30	715	4,31	0,587	2,29	0,0174	0,0545	0,1636	0,0109	0,0245	0,0409	0,0245	0,0600
	-20	912	3,90	0,760	2,35	0,0197	0,0628	0,1885	0,0126	0,0283	0,0471	0,0283	0,0691
	-10	1156	3,59	0,941	2,40	0,0226	0,0734	0,2202	0,0147	0,0330	0,0550	0,0330	0,0807
	0	1459	3,36	1,125	2,44	0,0260	0,0867	0,2600	0,0173	0,0390	0,0650	0,0390	0,0954
	10	1833	3,19	1,310	2,47	0,0302	0,1034	0,3101	0,0207	0,0465	0,0775	0,0465	0,1137
	20	2294	3,06	1,492	2,50	0,0352	0,1241	0,3724	0,0248	0,0559	0,0931	0,0559	0,1366
CO_2	-50	2295	3,63	1,876	2,36	0,0427	0,1473	0,4418	0,0295	0,0663	0,1105	0,0663	0,1620
	-40	3069	3,34	2,350	2,41	0,0511	0,1813	0,5440	0,0363	0,0816	0,1360	0,0816	0,1995
	-30	4080	3,14	2,823	2,45	0,0617	0,2264	0,6793	0,0453	0,1019	0,1698	0,1019	0,2491
	-20	5402	3,00	3,287	2,47	0,0748	0,2862	0,8586	0,0572	0,1288	0,2146	0,1288	0,3148
	-10	7145	2,90	3,734	2,47	0,0909	0,3660	1,0981	0,0732	0,1647	0,2745	0,1647	0,4026
	0	9483	2,83	4,156	2,44	0,1103	0,4745	1,4235	0,0949	0,2135	0,3559	0,2135	0,5219
	10	12726	2,78	4,543	2,35	0,1330	0,6264	1,8792	0,1253	0,2819	0,4698	0,2819	0,6890
Вода	80	194	15,53	0,062	1,61	0,0174	0,0533	0,1599	0,0107	0,0240	0,0400	0,0240	0,0586
	90	212	14,19	0,066	1,61	0,0172	0,0533	0,1600	0,0107	0,0240	0,0400	0,0240	0,0587
	100	254	12,01	0,078	1,64	0,0172	0,0539	0,1617	0,0108	0,0243	0,0404	0,0243	0,0593
	110	301	10,30	0,091	1,67	0,0173	0,0547	0,1642	0,0109	0,0246	0,0411	0,0246	0,0602
	120	354	8,93	0,122	1,70	0,0176	0,0559	0,1677	0,0112	0,0252	0,0419	0,0252	0,0615
	130	414	7,84	0,178	1,73	0,0179	0,0574	0,1723	0,0115	0,0258	0,0431	0,0258	0,0632
	140	483	6,95	0,249	1,76	0,0184	0,0594	0,1782	0,0119	0,0267	0,0446	0,0267	0,0653

1) Опубликованные данные сильно варьируют в зависимости от источника, особенно для хладагентов с глайдом. Приведенные здесь данные в основном взяты из справочника NIST (Национальный институт стандартов и технологий, США)
2) y = 0,80
3) См. уравнение 17
4) y = 0.80, D = 0,1 м
5) Независимо от D и v_h
6) Другие D: $M_h = M_{hmin} . (D/0,1)^{2,5}$
7) Другие D: $v_h = v_{hmin} . (D/0,1)^{0,5}$
8) Другие v_h: $Dp = Dp . (v_h/v_{hmin})^2$
9) Для минимального расхода v_{hmin}
10) Труба 1,0 м, Для других D и v_h: $Dp = Dp_{ftp} . (v_h/v_{hmin})^{1,8}/(0,1/D)^{1,2}$
11) Вертикальная труба 1 м.

Таблица 5B. Минимальный расход в вертикальной трубе, падение давления для двухфазного потока: гидростатическое, на трение, в местных сопротивлениях

	Формула	Название			t_b °C	$T_{26бар}$ °C	T_{crit} °C	$P_{crit\ бар}$	Мол. м.	ODP	GWP
R11	$CFCl_3$	Трихлорфторметан			23,76	162,7	198,05	44,67	137,37	1	4000
R12	CF_2Cl_2	Дихлордифторметан			-29,76	86,4	111,80	41,80	120,91	1	8500
R12b1	$CBrClF_2$	Бромхлордифторметан			-3,54	126,3	154,60	41,24	165,35	3	
R13	CF_3Cl	Хлортрифторметан			-81,48	11,3	28,86	38,70	104,46	1	11700
R13b1	CF_3Br	Бромтрифторметан			-57,83	46,3	67,05	40,17	148,91	10	5600
R14	CF_4	Тетрафторметан			-127,98	-57,8	-45,65	37,95	88,00	0	5500
R21	$CHFCl_2$	Дихлорфторметан			8,85	137,6	178,5	51,70	102,93	0,04	
R22	CHF_2Cl	Хлордифторметан			-40,86	63,2	96,15	50,54	86,47	0,05	1700
R23	CHF_3	Трифторметан			-82,03	1,2	25,95	49,0	70,01	0	12100
R30	CH_2Cl_2	Хлористый метилен			39,64	174,7	245	60,9	84,93	0	9
R31	CH_2ClF	Хлорфторметан (расчет. знач.)			8,9		34,35	61,6	68,48	0,02	
R32	CH_2F_2	Дифторметан			-51,66	42,0	78,2	57,95	52,02	0	580
R40	CH_3Cl	Хлористый метил			-23,38	89,2	143,1	66,8	50,49	0	
R41	CH_3F	Фтористый метил			-78,12	9,1	44,13	58,97	34,03	0	
R50	CH_4	Метан			-161,5	-101,9	-82,5	46,4	16,04	0	24,5
R113	$CFCl_2$-$CClF_2$	1,1,2-Трихлортрифторэтан			47,65	196,1	214,35	34,56	187,38	0,8	5000
R114	$CCl\ F_2$-$CClF_2$	1,2-Дихлор-1,1,2,2-тетрафторэтан			3,59	132,5	145,65	32,48	170,92	1	9300
R114a	CCl_2F-CF_3	1,1-Дихлор-1,2,2,2-тетрафторэтан			3,0	131,5	145,50	33,03	170,92	1	9300
R114B2	$CBrF_2$-$CBrF_2$	1,2-Дибром-1,1,2,2-тетрафторэтан			47,1	197,0	214,5	33,72	259,83	>0	
R115	$CCl\ F_2$-CF_3	Хлорпентафторэтан			-38,94	70,6	79,9	31,53	154,47	0,6	9300
R116	CF_3CF_3	Гексафторэтан			-78,20	13,6	19,65	29,79	138,02	0	9200
R123	$CHCl_2$-CF_3	1,1-Дихлор-2,2,2-трифторэтан			27,83	162,6	183,68	36,63	152,93	0,02	93
R123a	$CCl\ F_2$-$CHClF$	1,2-Дихлор-1,1,2-трифторэтан			30,01	166,3	187,95	37,41	152,93	>0	
R124	$CHFCl$-CF_3	1-Хлор-1,2,2,2-тетрафторэтан			-11,94	104,6	122,47	36,37	136,48	0,03	480
R125	C_2HF_5	Пентафторэтан			-48,14	51,1	66,18	36,29	120,01	0	3200
R132b	CH_2Cl-$CClF_2$	Дихлордифторэтан (расчет. знач.)			93,0		142,4	72,3	134,91	0,005-0,008	
R133a	CH_2Cl-CF_3	1-Хлор-3,3,3-трифторэтан			6,1	127,3	152,5	40,58	118,49	>0	
R134	CHF_2-CHF_2	1,1,2,2-Тетрафторэтан			-19,81	89,4	118,95	45,62	102,03	0	
R134a	CF_3-CH_2F	1,1,1,2-Тетрафторэтан			-26,07	79,4	101,15	40,67	102,03	0	1300
R141b	$CFCl_2$-CH_3	1-Фтор-1,1-дихлорэтан			32,15	172,3	204,15	41,20	116,94	0,11	1800
R142b	CF_2Cl-CH_3	1-Хлор-1,1-Дифторэтан			-9,14	111,3	137,15	41,20	100,49	0,065	2000
R143	CF_2H-CFH_2	1,1,2-Трифторэтан			4,01	118,8	156,75	45,2	84,04	0	
R143a	CF_3-CH_3	1,1,1-Трифторэтан			-47,23	55,4	73,60	38,32	84,04	0	3800
R152a	CHF_2-CH_3	1,1-Дифторэтан			-24,02	85,0	113,26	45,17	66,05	0	140
R160	CH_3-CH_2Cl	Хлористый этил			14,0	141,6	187,0	50,8	64,52	0	
R216	$CClF_2$-CF_2-CF_2Cl	1,1,2,2,3,3-Гексафтор-1,3-дихлорпропан			35,7	176,7	179,99	27,54	220,03	>0	
R218	C_3F_8	Перфторпропан			-36,75	71,6	71,95	26,81	188,03	0	7000
R290	C_3H_8	Пропан			-42,09	70,3	96,70	42,48	44,10	0	3
R227ea	CF_3-CHF-CF_3	1,1,1,2,3,3,3-Гептафторпропан			-15,61	96,1	102,80	29,80	170,04	0	3300
R236ea	CF_3-CHF-CHF_2	1,1,1,2,3,3-Гексафторпропан			6,19	125,1	139,29	35,33	152,05	0	
R236fa	CF_3-CH_2-CF_3	1,1,1,3,3,3-Гексафторпропан			-1,42	114,3	124,92	32,0	152,04	0	8000
R245ca	CHF_2-CF_2-CH_2F	1,1,2,2,3-Пентафторпропан			25,22	150,9	174,42	39,25	134,05	0	560
R245cb	CF_3-CF_2-CH_3	1,1,1,2,2-Пентафторпропан			-17,59	97,1	106,93	31,37	134,06	0	
R245fa	CF_3-CH_2-CHF_2	1,1,1,3,3-Пентафторпропан			14,90	135,7	154,05	36,40	134,06	0	
R600	C_4H_{10}	н-Бутан			-0,54	129,3	152,01	37,96	58,12	0	<10
R600a	$(CH_3)_2$-CH-CH_3	изо-Бутан			-11,61	115,0	134,70	36,31	58,12	0	3
RE170	CH_3-O-CH_3	Диметиловый эфир			-24,84	89,3	126,95	53,70	46,07	0	
R400	R12/R114	60/40 %	Зеотроп	Глайд 6,4 K	-23,20	101,3	125,4	39,9	136,9	>0	
R401a	R22/R152a/R124	53/13/34 %	Зеотроп	Глайд 6,4 K	-33,05	75,9	107,8	46,06	94,4	0,03	1080
R401b	R22/R152a/R124	61/11/28 %	Зеотроп	Глайд 6,0 K	-35,70	73,5	103,5	46,82	92,8	0,035	1190
R401c	R22/R152a/R124	33/15/52 %	Зеотроп	Глайд 6,7 K	-30,5	82,6	109,8	45,76	101,03	0,03	830
R402a	R125/R290/R22	60/2/38 %	Зеотроп	Глайд 2,0 K	-49,00	53,0	75,0	42,4	101,6	0,02	2570
R402b	R125/R290/R22	38/2/60 %	Зеотроп	Глайд 2,3 K	-47,00	56,1	83,0	44,5	94,71	0,03	2240
R403a	R290/R22/R218	5/75/20 %	Зеотроп	Глайд 2,4 K	-50,00	59,6	93,0	~45	89,8	0,04	2670
R403b	R290/R22/R218	5/56/39 %	Зеотроп	Глайд 1,2 K	-51,00	58,2	90,0	43,4	102,6	0,03	3680
R404a	R125/R143a/R134a	44/52/4 %	Зеотроп	Глайд 0,7 K	-47,00	55,4	73,0	37,8	97,6	0	3750
R405a	RC318/142b/152a/22	42,5/5,5/7/45	Зеотроп	Глайд 8,4 K	-28,67	80,4	106	42,92	111,9	0,028	4582
R406a	R600a/R142b/R22	4/41/55 %	Зеотроп	Глайд 9,2 K	-30,00	82,86	116,5	48,8	89,85	0,057	1760
R407a	R32/R125/R134a	20/40/40%	Зеотроп	Глайд 6,6 K	-42,30	56,9	83,0	45,4	90,1	0	1920
R407b	R32/R125/R134a	10/70/20%	Зеотроп	Глайд 4,4 K	-45,20	54,0	76,0	44,5	102,9	0	2560
R407c	R32/R125/R134a	23/25/52%	Зеотроп	Глайд 7,1 K	-40,00	59,24	86,0	46,5	86,2	0	1610
R407d	R32/R125/R134a	15/15/70%	Зеотроп	Глайд 6,7 K	-36,05	65,77	91,56	44,8	90,96	0	
R407e	R32/R125/R134a	25/15/60%	Зеотроп	Глайд 7,3 K	-39,15	60,7	88,76	47,34	83,78	0	
R408a	R125/R134a/R22	7/46/47%	Зеотроп	Глайд 0,6 K	-44,00	57,6	83,0	40,9	87,0	0,026	3050
R409a	R22/R124/R142b	60/25/15%	Зеотроп	Глайд 8,1 K	-34,00	76,4	107,0	46,1	97,45	0,05	1440
R409b	R22/R124/R142b	65/25/10%	Зеотроп	Глайд 7,2 K	-35,00	73,9	104,4	47,1	96,67	0,05	1425
R410a	R32/R125	50/50%	Зеотроп	Глайд 0,2 K	-51,00	43,1	72,0	49,5	72,6	0	1890
R410b	R32/R125	45/55%	Зеотроп	Глайд 0,2 K	-51,47	43,4	69,46	46,65	75,57	0	1890
R411a	R1270/R22/R152a	1,5/87,5/11%	Зеотроп	Глайд 2,4 K	-38,46	66,4	98,06	49,5	82,36	0,078	1503
R411b	R1270/R22/R152a	3/94/3%	Зеотроп	Глайд 1,3 K	-40,52	63,4	95,95	49,5	83,07	0,052	1602
R411c	R1270/R22/R152a	3/95,5/1,5%	Зеотроп	Глайд 1,0K	-41,34	62,9	94,75	49,51	83,44	>0	
R412a	R22/R142b/R218	70/25/5%	Зеотроп	Глайд 8,1 K	-36,06	73,8	116,6	~45	92,17	0,055	2040
R413a	R134a/R218/R600a	88/9/3%	Зеотроп	Глайд 6,9 K	-35,00	75,4	101,0	~46	103,95	0	1770
R414a	R22/124/142b/600a	51/28,5/16,5/4	Зеотроп	Глайд 8,3 K	-29,9	79,7	110,6	46,96	96,93	>0	
R414b	R22/124/142b/600a	50/39/9,5/1,5	Зеотроп	Глайд 8,3 K	-30,27	78,5	108,0	45,9	101,6	>0	
R415a	R22/R23/R152a	80/5/15%	Зеотроп	Глайд 10,3 K	-41,9	63,5	97,14	50,37	81,72	>0	
R417a	R125/R134a/R600	46,6/50/3,4%	Зеотроп	Глайд 5,5 K	-41,80	64,5	90,5	38,6	106,6	0	1950
R500	R12/R152a	73,8/26,2%	Азеотроп		-33,5	77,5	105,5	44,23	99,31	0,74	6310
R501	R12/R22	25/75%	Азеотроп		-40,41	65,3	96,2	47,64	93,10	0,29	3400
R502	R22/R115	48,8/51,2%	Азеотроп		-45,50	59,46	80,7	40,0	111,7	0,33	5590
R503	R13/R23	59,9/40,1%	Азеотроп		-88,7	-1,6	19,5	41,82	87,5	0,6	11860
R504	R32/R115	48,2/51,8	АЗеотроп		-57,2	38,32	62,14	44,39	79,2	>0	
R505	R12/R31	78/22%	Азеотроп		-29,9				103,5	>0	
R506	R31/R114	55,1/44,9	Азеотроп		-12,3	103,6	142,06	51,55	93,7	>0	
R507a	R125/143a	50/50%	Азеотроп		-47,00	54,3	71,0	37,9	98,9	0	3800
R508a	R23/R116	39/61%	Азеотроп		-87,40	-2,5	11,0	37,0	100,1	0	10175
R508b	R23/R116	46/54%	Азеотроп		-86,00	-2,9	12,1	38,3	95,39	0	10350
R509a	R22/R218	44/56%	Азеотроп		-47,50	57,0	83,2	~45	123,97	0,025	4668

1. Свойства прокладок

Прокладки могут быть изготовлены из разных материалов, но в ПТО и ПСПТО холодильных установок практически используются только эластомерные – резиновые – прокладки.

Полярность материала. В классификации прокладок важным свойством является полярность материала. Молекулы полярных соединений в целом являются электрически нейтральными, но на одном конце заряжены отрицательно, а на другом - положительно. В молекулах неполярных соединений электрические заряды распределены равномерно. В состав полярных молекул обычно входят атомы или группы атомов, отличающиеся по своим свойствам, например, -OH, -HCO, -COOH, -Cl или $-NH_2$.

Как правило, полярные растворители растворяют полярные и не растворяют неполярные вещества и наоборот. Иначе говоря, чем меньше различаются полярности некоего вещества и растворителя, тем лучше это вещество растворяется.

Другое условие растворимости – химическое сходство растворяемого вещества и растворителя.

Компоненты прокладок. Эластомерные прокладки состоят из нескольких компонентов.

- **Эластомер** – это вещество, молекула которого состоит из длинных углеродных цепей с присоединеными к ним другими атомами. Имеется три основных типа эластомеров.
  - Углеводородные полимеры, у которых цепь атомов состоит только из углерода и водорода, являются неполярными. Типичные материалы для прокладок – это EPDM (тройной этилен-пропиленовый каучук) и RCB.
  - Углеводородные полимеры, в молекулах которых часть атомов водорода замещена другими атомами или полярными группами, являются полярными. Типичные материалы для прокладок – это нитрильные, хлоропреновые и фтороуглеродные полимеры.
  - Основная цепь состоит не из атомов углерода, а из атомов кремния – силиконовая резина.
- **Вулканизаторы.** Чтобы продукт приобрел свойства эластомера, цепи молекул полимера должны быть связаны между собой в трехмерные сети. Это достигается с помощью обработки вулканизаторами, такими как сера, некоторые смолы, пероксиды и т.д.
- **Наполнители.** Углеродная сажа – наиболее распространенный наполнитель – повышает жесткость и прочность на разрыв и на сдвиг.
- **Противостарители** (например, антиокислители или антиозонанты) улучшают стойкость к различным химическим воздействиям.
- **Технологические добавки**, например, пластификаторы и смазки для форм, улучшают процесс производства.

Свойства прокладок, которые определяются эластомером.

- **Жесткость**. Жесткая прокладка более устойчива к разбуханию, чем мягкая, но излишняя жесткость снижает уплотняющую способность.
- Прочность на разрыв и на сдвиг и удлинение при разрыве.
- **Остаточная деформация** после временного сдавливания при определенных условиях.
- **Релаксация** – скорость, с которой уменьшается напряжение в сжатой прокладке. Это очень важная характеристика для оценки уплотняющей способности прокладок.

Прокладки для ПТО. Прокладки в ПТО функционируют в более тяжелых условиях, чем, например, кольцевые фланцевые уплотнения. На практике это означает, что пределы по температуре и давлению, указанные изготовителями резины, не всегда применимы для ПТО.

- **Уплотнение**. Прокладки ПТО, в отличие от кольцевых, обычно не являются самоуплотняющимися.
- **Форма**. Прямой участок прокладки между пластинами имеет большую уплотняющую способность, чем угловой участок.
- **Длина**. В силу большой длины прокладок ПТО от них требуется более высокая уплотняющая способность, чем от коротких фланцевых прокладок.

Неклеевые прокладки нельзя применять в следующих случаях:

- при необходимости частого вскрытия теплообменника;
- при сильном разбухании прокладок;
- в окисляющих рассторах;
- если прокладка прилипает к смежной пластине.

2. Разрушение прокладок

Нарушение свойств прокладок вызывается рядом факторов.

- **Разбухание** прокладок аналогично разбавлению эластомера растворителем и подчиняется тем же правилам, например, неполярный растворитель, масло, вызывает разбухание прокладки из неполярного материала, такого как EPDM, но не из полярного материала, скажем, нитрильного эластомера.

  Разбухание – это физическое явление, при котором прокладка не разрушается, хотя ее свойства могут измениться, если она содержит растворимые добавки. После разбухания прокладки могут давать **усадку**.
- **Кислород, озон, свет и высокая температура** могут разрушительно действовать на цепи полимера или на поперечные связи. Резина становится твердой и ломкой, теряя эластичность.
- **Химикаты** оказывают такой же эффект, но устойчивость прокладок сильно зависит от полимера и химиката. Имеются прокладки, устойчивые к горячей концентрированной серной кислоте, но разрушаемые ацетоном.

  Химикаты могут действовать не только на полимер, но и на другие компоненты прокладки, разрушая или растворяя их.
- **Фторэластомеры** (FPM) это полимеры, в которых часть или все атомы водорода в углеродной цепи заменены атомами фтора. Эти эластомеры очень устойчивы ко всяким воздействиям, но с одним исключением. Фторэластомеры легко разрушаются аммиаком и соединениями аммиака, аммонием и аминами. Поэтому фторэластомерные прокладки ни в коем случае нельзя использовать при работе с этими веществами.

  Это особенно важно для титановых пластин, которые корозируют в присутствии малейшего количества фтора.

Диффузия сред тесно связана с разбуханием прокладок. Если прокладка разбухает в определенной среде, то эта среда легко диффундирует через прокладку. Процесс диффузии зависит от температуры и давления.

Холодная утечка возможна в ПТО, имеющих высокую рабочую температуру, после того как теплообменник несколько раз отключался и вновь включался. Холодные прокладки сохраняют остаточную деформацию, что и вызывает утечку. Деформация, а вместе с ней и утечка исчезают после прогрева прокладки. Прокладки из EPDM подвержены холодной утечке.

Хранение. Прокладки должны храниться в темноте в специальных условиях, например, в пластиковых мешках, заполненных инертным газом, таким как азот.

Органические вещества	Материал прокладки	Органические вещества	Материал прокладки
Кислоты (R-COOH)	EPDM, FPM	Пероксиды (R-O-O-R)	-
Спирты одно-, двух- и многоатомные (R-OH)	EPDM, FPM	Фенолы (R-OH)	(EPDM)
Альдегиды (R-CHO)	(EPDM)	Алкилсульфиды (R-S-R)	-
Амины (R-NH_2)	EPDM	Сульфоновые кислоты (R-SO_3H)	FPM
Ароматические (включая алкилированные)	FPM	**Неорганические соединения**	
Сложные эфиры (R-COO-R)	EPDM	Кислоты окисляющие	
Простые эфиры (R-O-R)	(EPDM)	(HNO_3, $HClO_3$, H_2SO_4 (> 75 %), CrO_3)	(FPM, тип G)
Галогенпроизводные углерводороодов (R-F, Cl, Br, J)	FPM, тип G	Кислоты неокисляющие	
Гидроксиламины	EPDM, HNBR	(H_3PO_4, HCl, HB_3, H_2SO_4 (< 75 %), H_2S)	EPDM
Кетоны (R-CO-R)	(EPDM)	Щелочи (NaOH, NH_4OH, KOH, LiOH)	EPDM
Нафтены	NBR, HNBR, FPM	Горячий сжатый воздух	FPM
Нитросоединения (R-NO_2)	EPDM	Рассолы окисляющие (K_2CrO_7, $KMnO_4$, NaOH)	(EPDM)
Оксимы (R=N-OH)	EPDM	Растворы неокисляющие (NaCl, Na2SO4, K2CO3, CuSO4)	EPDM
Парафины и олефины	NBR, HNBR, FPM	Вода, все типы	HNBR, NBR, EPDM

Таблица 1. Выбор материала прокладок для различных сред

3. Прокладки на стороне хладагента

Общие сведения. Прокладки на стороне хладагента должны выдерживать воздействие не только хладагента, но и масла. Проблема в том, что хладагенты, такие как аммиак, являются полярными веществами, а минеральные масла – неполярными. Комбинация масло – хладагент оказывает на прокладку довольно сложное воздействие, которое зависит от типа хладагента, масла, температуры, типа ПТО и т.д.

Ниже приводятся только общие правила выбора прокладок. В конкретных случаях, особенно при необычной комбинации масла и хладагента, необходимо проконсультироваться со специалистами Альфа Лаваль. Фирма обладает большим банком данных об использовании прокладок.

Прокладки соединительных отверстий. Это круглые прокладки, причем единственные, контактирующие с хладагентом в ПСПТО. Их общее количество невелико, поэтому они могут быть изготовлены из относительно дорогих материалов. Простая форма таких прокладок также означает, что они могут быть снабжены защитными приспособлениями и, вообще говоря, могут работать в более жестких х условиях, чем прокладки между пластинами. Ниже приводятся некоторые типы материалов.

- **Хлоропреновый каучук (CR).** Полярный материал, но, несмотря на это, устойчивый к аммиаку, R22 и различным маслам.
- **Низкотемпературный бутадиенакрилонитрильный каучук (LT-NBR).** Мягкие прокладки, которые сохраняют уплотняющие свойства при температуре до -45 C. При высоком давлении (температуре) диффузия через них слишком велика.
- **Гидрированный бутадиенакрилонитрильный каучук (HNBR).** Такие прокладки могут применяться с аммиаком при температуре до 120 C, но не с R22.
- **Фторэластомеры (FPM)** очень устойчивы к широкому кругу химических соединений, см. табл. 1. Однако это дорогой материал и обычно в холодильных установках его применение не требуется.

Новые хладагенты и масла. Фреон R22 – последний из “старых” хладагентов. В нем содержится атом хлора, что делает его хорошим растворителем, но также ведет к разбуханию прокладок. Новые хладагенты не содержат хлора, они не такие хорошие растворители и поэтому прокладки в них меньше разбухают.

Некоторые из новых синтетических масел, особенно полиалкиленгликолевые и на основе сложных эфиров (но не полиолефины), являются полярными веществами. Поэтому их можно применять совместно с аммиаком и прокладками из EPDM, неполярного материала с очень хорошими общими свойствами, особенно при высоких температурах.

4. Прокладки на стороне рассола

Общие сведения. Прокладки между пластинами, контактирующие с рассолом (охлаждаемой средой), производятся из двух широко применяемых видов резины и еще одного, применяемого по специальному заказу. Ниже приводятся общие свойства этих прокладок в различных средах.

Бутадиенакрилонитрильный каучук (NBR) самый распространенный материал для прокладок между пластинами, совместимый с большинством рассолов и гликолей. При очень низких температурах нужно использовать резину LT-NBR.

Тройной этилен-пропиленовый каучук (EPDM) применяется для работы с полярными средами, такими как кислоты. Он обладает хорошими свойствами при высокой температуре.

Фторэластомеры (FPM) исключительно устойчивы к самым разным веществам, в том числе к горячей серной кислоте. Однако это очень дорогой материал и применяется в минимальных количествах. Его нельзя использовать с титановыми пластинами (см. § 3). Т.е. он применяется только в очень специальных случаях.

Среды, которые можно обрабатывать в ПТО, включают практически все типы рассолов и гликолей, также как большинство химикатов и пищевых продуктов. Однако существуют среды, которые не должны контактировать с прокладками или же требуют особых прокладок, о чем следует проконсультироваться со специалистами Альфа Лаваль. Некоторые из этих сред можно обрабатывать с применением прокладок из FPM, но этому препятсвует высокая цена данного материала.

Пищевые жидкости, например, водопроводную воду, пиво и безалкогольные напитки, **можно** обрабатывать в ПТО. Запрашивайте фирму Альфа Лаваль, если требуется формальная аттестация FDA (повсеместно принятый стандарт США).

Масляные теплоносители, кроме чистых минеральных и силиконовых масел, не следует применять с прокладками.

Хлорсодержащие (за исключением R22) и многие **ненасыщенные соединения** (сдвойными или тройными связями между атомами углерода), **альдегиды, простые эфиры, кетоны** и **ароматические вещества** (с бензольными кольцами), как правило, не должны контактировать с прокладками. В первую очередь это относится к низкомолекулярным веществам. Вещества с большим молекулярным весом и только одной активной группой менее агрессивны. Посоветуйтесь со специалистами Альфа Лаваль о прокладках, применимых для работы с такими веществами.

О прокладках, пригодных для работы с **сильными окислителями – кислотами и солями**, например, бихроматом калия, проконсультируйтесь со специалистами Альфа Лаваль.

Заметим, что прокладки, вообще говоря, устойчивы к неокисляющим кислотам и растворам солей, например, соляной кислоте, но в этом случае возникают трудности с подбором коррозионностойких пластин.

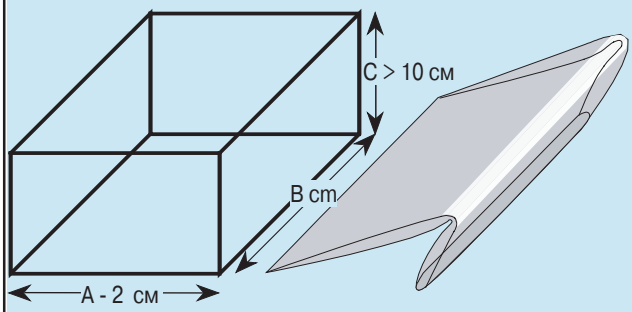
Соленая семга по-шведски, «Gravlax»

1. Происхождение способа

«Gravlax» или «gravad lax» это старый шведский метод консервирования семги. Шведское слово «lax» означает семгу, а «grav» – это могила, яма или канава, что указывает на вероятное происхождение данного метода обработки.

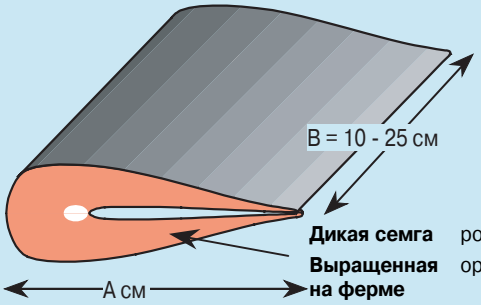
2. Оборудование

Пластиковая или алюминиевая коробка и пластиковый пакет.



3. Рыба

Средняя часть семги.



Дикая семга розово-серая

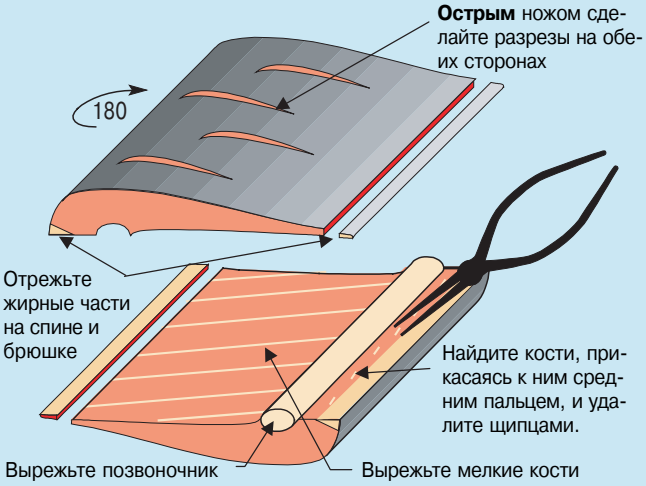
Выращенная на ферме оранжево-розовая

Рыба должна быть сырой, свежей – ни запаха, ни красных глаз – или замороженной. Замороженная рыба должна быть цельной, а не разделанной на куски.

Лучше всего солить дикую семгу, которая водится в реках Скандинавии и Британии. Однако такой рыбе иногда трудно конкурировать с выращиваемой на фермах, так как последняя имеет более яркий цвет. Впрочем, ее трудно найти. Постарайтесь взять среднюю часть рыбы. Не мойте ее.

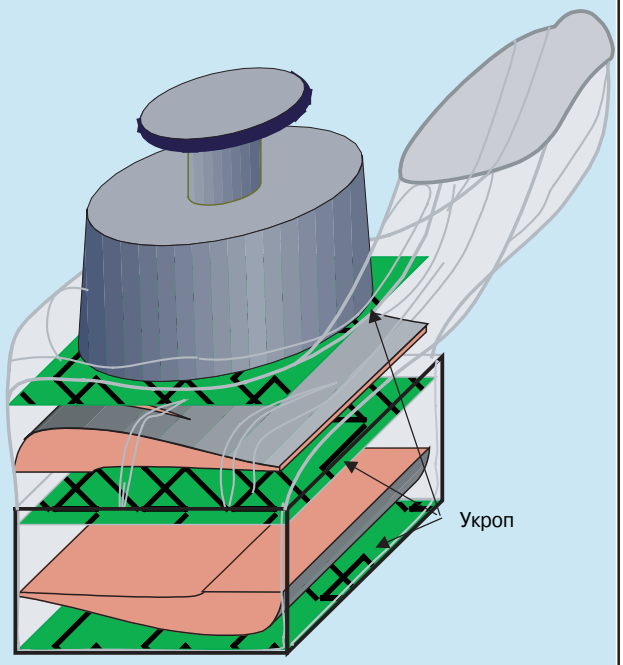
4. Подготовка семги

Разрежьте и разделайте семгу, как показано. Одну половинку нужно повернуть на 180°, как показано на рисунке.

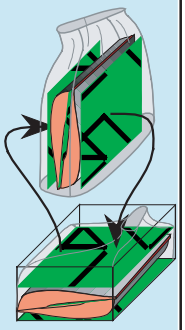


5. Ингредиенты

Соль	100 г
Сахар	70 – 100 г
Черный перец (молотый)	10 г
Укроп	100 г (заморозьте 20 г для соуса)



6. Маринование



Смешайте все ингредиенты, кроме укропа, в большой плоской миске. (Сахар необходим. Он не придаст рыбе сладкий вкус, но помешает ей слишком сильно просолиться.)

Положите в миску половинки рыбы, и тщательно обваляйте их в приготовленной смеси. Оставьте на рыбе столько специй, сколько налипло на поверхность, но не больше.

Поместите рыбу в пластиковый пакет, переложив тремя слоями укропа, как показано на рисунке, и поставьте под гнет.

Переворачивайте ее 1-3 раза в день. Для засолки потребуется по-крайней мере двое суток при температуре 5 – 10 °C.

Добавьте хороший коньяк и (или) эстрагон, если хотите разнообразить вкус, хотя они не входят в традиционный рецепт.

7. Соус

Соль и перец	по вкусу
Сахар	1 столовая ложка (по вкусу)
Укроп	20 г (включен в приведенное выше количество)
Горчица	2 столовые ложки
Яйца	1 желток
Масло	100 мл
Уксус	2 столовые ложки

Все ингредиенты должны иметь одинаковую температуру. Смешайте сахар, горчицу, уксцс и яичные желтки. Добавьте масло, энергично перемешивая соус. Добавьте соль и перец.

Возьмите замороженный укроп (укроп хорошо морозится). Он хрупкий, и его легко раскрошить между большим и указательным пальцами, так что остается голый стебель. Если необходимо, порежьте листья. Смешайте зелень с соусом.

8. Подавайте на стол

в качестве закуски	с тостами или с авокадо, лимоном и соусом;
в качестве главного блюда	с тушеной или вареной картошкой и тушеным шпинатом;
с напитками	сухим белым вином или с пивом и водкой абсолют.