В.С. УЖАНСКИЙ

АВТОМАТИЗАЦИЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И УСТАНОВОК

Издание 2-е, переработанное и дополненное

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебного пособия для студентов вузов, обучающихся по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки»

МОСКВА
«ЛЕГКАЯ И ПИЩЕВАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ»
1982

ББК 31.392
У 33
УДК 621.56.002.5(075.8)

Ужанский В. С.

У33 Автоматизация холодильных машин и установок. — 2-е изд., перераб. и доп.— М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1982.— 304 с.

В учебном пособии изложены основы автоматизации холодильных машин и установок, применяемых в различных отраслях народного хозяйства. Большое внимание уделено рассмотрению вопросов автоматизации основных элементов и узлов машин и установок: компрессоров, испарителей и конденсаторов. Специальный раздел посвящен приборам и средствам автоматизации, применяемым в холодильной технике. Рассмотрены схемы автоматизации наиболее распространенных агрегатов, машин и установок.

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

У $\frac{2303050000\text{-}137}{044(01)\text{-}82}$ 137-82

ББК 31.392
6П2.28

Рецензент: кафедра «Криогенная техника» Московского института химического машиностроения (д-р техн. наук, проф. И. П. Усюкин, канд. техн. наук К. Д. Кан).

© Издательство «Легкая и пищевая промышленность», 1982 г.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Развитие холодильной техники в последние десятилетия характеризуется как существенным совершенствованием и созданием принципиально новых машин и установок умеренного холода, так и быстрым внедрением их в различные отрасли народного хозяйства.

Современное состояние холодильной техники определяется несколькими основными факторами и прежде всего развитием конструкций холодильных компрессоров.

Поршневые компрессоры остаются основным по количеству типом. Однако в их конструкции произошли значительные изменения. Компрессоры стали быстроходными, частота вращения вала повышена до 1500—3000 об/мин, узлы подвергаются повышенным нагрузкам. Широкое распространение получили компрессоры со встроенными электродвигателями — герметичные и бессальниковые, причем наблюдается тенденция к увеличению их холодопроизводительности. Многие поршневые компрессоры снабжаются устройствами для изменения холодопроизводительности.

Главными преимуществами винтовых компрессоров являются высокая надежность и долговечность, простота регулирования и малая материалоемкость. Холодопроизводительность винтовых компрессоров от сотни до полутора тысяч киловатт.

Центробежные компрессоры предназначены для самых крупных машин. Их единичная холодопроизводительность достигает 10 и более тысяч киловатт. Современные центробежные компрессоры снабжены устройствами для изменения холодопроизводительности в широких пределах.

Существенным изменениям подвергается и теплообменная аппаратура.

Широкое распространение получают кожухотрубные испарители с внутритрубным кипением, интенсивные воздухоохладители, конденсаторы воздушного охлаждения и др.

Наряду с компрессионными машинами создаются и крупные теплоиспользующие машины, в частности водоаммиачные и бромистолитиевые, которые могут работать от источников тепла

с низким потенциалом и способствовать более рациональному и экономному использованию энергии.

Развитие холодильного оборудования потребовало и соответствующего подхода к вопросам его автоматизации. Цель автоматизации — повышение экономической эффективности оборудования и обеспечение безопасности при его работе.

Устройства автоматики повышают экономичность эксплуатации главным образом вследствие уменьшения затрат труда на обслуживание, повышения производительности труда персонала. Отказ от непрерывного обслуживания установок на предприятиях—потребителях холода позволил бы высвободить десятки тысяч квалифицированных рабочих.

Работы по автоматизации проводятся на разных этапах создания холодильного оборудования.

В настоящее время подавляющее большинство холодильных машин комплектуются приборами и средствами автоматизации при изготовлении на заводах. Эти машины могут полностью функционировать на объектах эксплуатации без каких-либо доделок.

В то же время в ряде отраслей промышленности и транспорта из отдельных машин и агрегатов создаются крупные разветвленные установки. Важную роль здесь играют проектные организации, которые наряду с технологическими процессами создают и системы автоматизации. Ныне крупными потребителями холодильного оборудования наряду с пищевыми отраслями промышленности и торговли являются химическая и нефтехимическая, сельское хозяйство, промысловый и транспортно-рефрижераторный флот, железнодорожный транспорт, системы кондиционирования воздуха и др.

Многообразие потребителей затрудняет унификацию оборудования и проектных решений, неоправданно расширяет номенклатуру приборов и средств автоматизации.

Вместе с тем при комплексном подходе к автоматизации многие технические решения можно унифицировать.

Все сказанное показывает, что в современных условиях возрастает роль инженеров-холодильщиков в решении комплексных задач по созданию высокоэффективного автоматизированного холодильного оборудования.

Предлагаемое учебное пособие имеет целью систематизировать накопленный опыт по автоматизации холодильных машин и установок и ориентировать будущих специалистов в вопросах, находящихся на стыке холодильной техники и техники автоматизации.

Книга является вторым переработанным изданием учебного пособия, вышедшего в 1973 г.

Книга знакомит читателя с основными принципами автоматизации холодильных машин и установок различных классов, устройством основных приборов и средств автоматики, а также

с наиболее характерными схемами автоматизированных машин и установок.

Общее построение книги сохранено, в то время как содержание претерпело существенные изменения. Больше внимания уделено основной задаче автоматизации и способам ее решения, расширен и углублен материал по автоматизации компрессоров, испарителей и конденсаторов. Рассмотрены новые приборы и средства автоматизации, разработанные и освоенные в последние годы. Приведены схемы автоматизированных машин и установок, получивших распространение в настоящее время.

Учебное пособие рассчитано на студентов вузов, обучающихся по специальности 0529 «Холодильные и компрессорные машины и установки» и специализирующихся по установкам умеренного холода, но оно может быть полезно и специалистам, работающим в этой области.

Автор приносит благодарность проф. И. П. Усюкину и доц. К. Д. Кану (Московский институт химического машиностроения), просмотревшим рукопись и сделавшим ряд ценных замечаний.

Отзывы и пожелания просьба направлять по адресу: 113035, Москва, 1-й Кадашевский пер., д. 12, издательство «Легкая и пищевая промышленность».

РАЗДЕЛ А. ОСНОВЫ АВТОМАТИЗАЦИИ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И УСТАНОВОК

В современной технике под автоматизацией понимают комплекс технических мероприятий, частично или полностью исключающих участие людей в том или ином технологическом процессе. Говоря об автоматизации холодильных машин и установок, обычно имеют в виду автоматизацию их работы в период эксплуатации.

Автоматизацию холодильных машин и установок осуществляют в целях повышения их экономической эффективности и обеспечения безопасности работы людей. Повышение экономической эффективности достигается вследствие уменьшения эксплуатационных расходов и затрат на ремонт оборудования, а безопасность эксплуатации — применением автоматических устройств, защищающих установки от работы в опасных режимах.

Различают две степени автоматизации: частичную и полную.

При частичной автоматизации устройства автоматики управляют только некоторыми технологическими операциями. Поэтому требуется непрерывное обслуживание и наблюдение со стороны технического персонала. Однако по сравнению с неавтоматизированной установкой трудоемкость обслуживания установок уменьшается.

При полной автоматизации устройства автоматики управляют всеми основными процессами, что позволяет отказаться от непрерывного обслуживания. Обслуживание может быть периодическим (один раз в сутки, в неделю и т. д.) или по необходимости (участие персонала только в ликвидации ненормальностей).

Деление на две степени автоматизации в некоторой степени условно, так как в большинстве установок, которые могут в течение определенного времени функционировать без вмешательства персонала, остаются операции обслуживания, выполняемые вручную (проверка и обеспечение плотности соединений, выпуск масла из аммиачных систем, профилактический осмотр и проверка узлов и агрегатов и т. д.).

Глава I. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Автоматизированная холодильная установка содержит одну или несколько отдельных систем автоматизации, каждая из которых выполняет определенную функцию. Все эти системы содержат автоматические устройства, и, кроме того, в них имеются общие устройства, объединяющие работу отдельных систем.

СИСТЕМЫ АВТОМАТИЗАЦИИ

Системой автоматизации называют совокупность объекта автоматизации и автоматических устройств, позволяющих управлять работой этого объекта без участия персонала.

Объектом автоматизации могут быть машина или установка в целом, либо отдельные ее агрегаты, узлы, аппараты и т. д. Объект характеризуется

выходной, или регулируемой величиной и ее связью с входным, или регулирующим (управляющим), воздействием.

Системы автоматизации могут быть замкнутыми и разомкнутыми.

Замкнутая система

Замкнутая система состоит из объекта *Об* и автоматического устройства *А* (рис. 1), которые соединены между собой прямой *ПС* и обратной *ОС* связями. По прямой связи к объекту подводится входное воздействие x, по обратной — выходная величина воздействует на автоматическое устройство.

Система этого вида работает по отклонению фактической величины y от заданного значения $y_з$.

Если назначение системы — поддерживать величину y около заданного значения при изменениях внешнего воздействия $f_{вн}$, то такую систему называют системой автоматического регулирования (САР), а автоматическое устройство — автоматическим регулятором (АР).

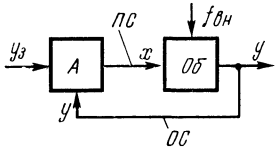


Рис. 1. Укрупненная схема замкнутой системы автоматизации

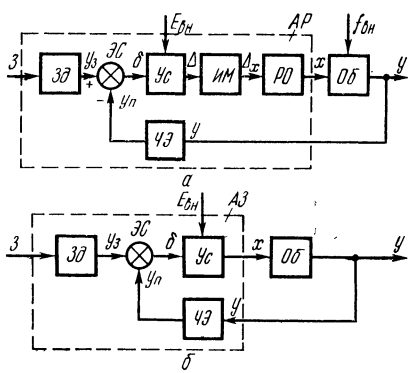


Рис. 2. Функциональные схемы систем САР *(а)* и САЗ *(б)*

Если нормальная работа объекта протекает при значениях y, отличающихся от $y_з$, а при достижении равенства между ними в объект посылается сигнал x на отключение или выполнение других операций, то такую систему называют системой автоматической защиты (САЗ), а автоматическое устройство — устройством защиты (АЗ).

Рассмотрим более подробно замкнутые системы САР и САЗ (рис. 2).

На функциональной схеме САР (рис. 2, *а*) показан состав и пояснены функции основных элементов.

В цепь прямой связи входят усилитель *Ус*, исполнительный механизм *ИМ* и регулирующий орган *РО*. В цепь обратной связи включен чувствительный элемент *ЧЭ*.

С помощью чувствительного элемента автоматический регулятор *АР* воспринимает регулируемую величину y и преобразует ее в величину $y_п$, удобную для дальнейшей передачи. На один из входов элемента сравнения *ЭС* подается преобразованная величина $y_п$, а на другой его вход — сигнал $y_з$ от задатчика *Зд*. Этот сигнал в преобразованном виде представляет собой задание *З* регулятору. В элементе сравнения осуществляется вычитание, в результате которого получается величина отклонения (рассогласования)

$$\delta = y_з - y_п.$$

Величина δ может быть равной нулю только в том случае, когда регулируемая величина равна заданному значению. Во всех остальных случаях она больше или меньше нуля. При этом знак величины δ указывает на направление фактического отклонения, а ее значение, как правило, пропорционально этому отклонению.

Сигнал δ является побуждающим для работы остальных элементов регулятора. В усилителе его мощность увеличивается вследствие подвода внешней энергии $E_{вн}$ и в виде сигнала Δ воздействует на исполнительный механизм, который преобразует усиленный сигнал отклонения в удобный для использования вид энергии Δ_x (чаще всего в механический) и переставляет регулирующий орган. В результате изменяется подводимый к объекту поток энергии или вещества, что соответствует изменению регулирующего воздействия x. Для выполнения функций регулирования усилитель должен реагировать на знак δ, а исполнительный механизм и регулирующий орган должны быть реверсивными.

Схема САЗ (рис. 2, *б*) отличается от схемы САР тем, что в автоматическом устройстве АЗ отсутствуют исполнительные механизмы и регулирующие органы. Дискретный сигнал от усилителя воздействует непосредственно на объект, выключая его целиком или отдельные его части.

Разомкнутая система

Разомкнутой системой называют систему, в которой одна из связей (обратная или прямая) отсутствует.

Система без обратной связи (рис. 3, *а*) служит для управления объектом *Об*, которое осуществляется по косвенному параметру z. Этот параметр связан с выходной величиной y и воспринимается автоматическим устройством *А*. Отклонения z от заданного значения вызывают изменения воздействия x. Таким образом, автоматическое устройство должно содержать функциональный преобразователь, обеспечивающий формирование сигнала x в зависимости от z.

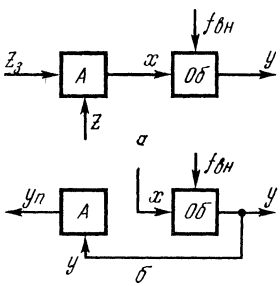


Рис. 3. Разомкнутые системы без обратной (*а*) и прямой (*б*) связи

Точность поддержания выходной величины y зависит от степени приближения функциональной связи между величинами z, x и y к реальной связи между ними. Достаточно точное воспроизведение этих связей возможно с применением сложных решающих устройств или ЭВМ. Система может реализовываться и более простыми способами. Однако при этом достигается невысокая точность воспроизведения.

В некоторых разомкнутых системах в качестве косвенного параметра используют внешнее воздействие на объект $f_{вн}$.

Разомкнутые системы, в которых отсутствует прямая связь (рис. 3, *б*), предназначены для выполнения информационных функций, в основном для измерений (измерительная система) и сигнализации достижения заданных значений (сигнализирующая система). Управление объектом осуществляется человеком, который на основании полученной информации при необходимости изменяет регулирующее воздействие x. В автоматизированных установках измерительные и сигнализирующие системы служат для настройки и контроля за работой других систем автоматизации.

КЛАССИФИКАЦИЯ АВТОМАТИЧЕСКИХ РЕГУЛЯТОРОВ

Автоматические регуляторы классифицируют по типу задающего элемента, в зависимости от источника энергии, от способа воздействия на объекты, от связи между элементами и между отклонением и регулирующим воздействием.

По типу задающего элемента (задатчика) автоматические регуляторы могут быть стабилизирующими, программными, следящими и оптимальными.

В стабилизирующих регуляторах уставка задатчика остается неизменной в течение длительного времени, в результате чего обеспечивается поддержание регулируемой величины на постоянном заданном уровне. Эти регуляторы могут иметь задатчики и не иметь их, а следовательно, и элементов сравнения. Например, для большинства регуляторов уровня заданное значение определяется высотой установки датчика, которая в дальнейшем не изменяется.

В холодильной технике наиболее распространены стабилизирующие регуляторы.

В отличие от стабилизирующего программный регулятор отрабатывает переменное задание по заранее намеченной программе. Задание может изменяться с помощью вращающегося кулачка определенного профиля, графика, изображенного на бумаге или пленке, и т. д.

Следящий регулятор получает задание, изменяющееся во времени по не известной заранее программе. К следящим регуляторам относят электронные мосты и потенциометры. Как и в любом измерительном приборе, положение стрелки в них должно соответствовать измеряемой величине, которая является заданным значением и может произвольно изменяться. Механизм, перемещающий стрелку, должен с минимальной погрешностью отрабатывать все изменения задающей (измеряемой) величины.

Оптимальные регуляторы имеют задающие устройства, содержащие кибернетические элементы. С помощью запрограммированных математических зависимостей, вводимых в задающее устройство, или путем последовательных проб определяется такое задание регулятору, которое при данных реальных условиях обеспечивает оптимальное ведение процесса (по производительности, стоимости, КПД или другим показателям).

В зависимости от источника энергии, приводящего в движение регулирующий орган, различают регуляторы прямого или непрямого действия.

В регуляторе прямого действия регулирующий орган перемещается под действием силы, развиваемой чувствительным элементом.

В регуляторах непрямого действия привод регулирующего органа может осуществляться вспомогательной энергией, подводимой извне, либо энергией, отбираемой от рабочей среды. Регуляторы с подводом вспомогательной энергии извне бывают электрические, пневматические, гидравлические и комбинированные. Регуляторы без подвода вспомогательной энергии извне, обычно использующие давление рабочей среды до регулирующего органа, состоят из небольшого управляющего регулятора прямого действия (пилота) и специального исполнительного механизма. Клапан пилота выполняет функции усилителя и управляет работой основного регулирующего органа. Таким образом, хотя регулятор и снабжен усилителем, энергия извне к нему не подводится.

В зависимости от способа воздействия на объекты регуляторы могут быть плавного и позиционного действия.

В регуляторах плавного действия величина x может принимать любые значения в пределах между максимальным и минимальным. Так, регулирующий клапан, приводимый в движение электрическим или пневматическим исполнительным механизмом, может плавно изменять расход жидкости или пара.

В регуляторах позиционного действия величина x имеет два или несколько значений. Например, электромагнитный вентиль не занимает промежуточного положения, а может быть только открыт или закрыт.

В зависимости от связи между элементами системы могут быть непрерывными и импульсными.

Системы, в которых связь между элементами постоянна, т. е. каждый из элементов жестко присоединен к соседним, называют непрерывными (см. рис. 3).

Системы, в которых связь между любыми элементами не остается постоянной, а периодически размыкается, называют импульсными (прерывистыми). К таким устройствам относят многоточечные регуляторы. В них один усилитель обслуживает ряд регулирующих цепей, к которым он поочередно подключается. Каждая из цепей периодически на короткое время замыкается, а остальную часть периода остается разомкнутой.

В зависимости от характера связи между отклонением и регулирующим воздействием (иногда эту связь называют законом регулирования) различают пропорциональные и интегральные регуляторы.

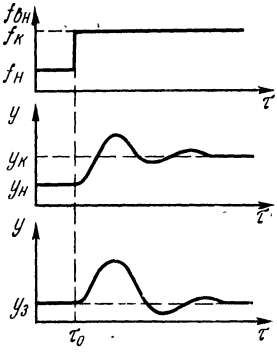


Рис. 4. Процессы регулирования в системах с пропорциональным и интегрирующим регуляторами при изменении внешнего воздействия

Пропорциональный, или статический, регулятор (П-регулятор) характеризуется зависимостью

$$x = k\delta, \qquad (1)$$

или

$$dx/d\tau = kd\delta/d\tau.$$

Из соотношения (1) видно, что величина воздействия x регулятора на объект пропорциональна отклонению δ. Регулирующий орган останавливается, когда прекращается изменение регулирующей величины, т. е. $dx/d\tau=0$ при $d\delta/d\tau=0$. Отсюда видно, что регулятор приходит в равновесие независимо от того, устранено отклонение или нет.

Интегрирующий, или астатический, регулятор (И-регулятор) характеризуется зависимостью

$$x = \frac{1}{T_и}\int \delta d\tau, \qquad (2)$$

или

$$dx/d\tau = \delta/T_и.$$

Уравнение (2) показывает, что регулятор приходит в равновесие ($dx/d\tau=0$) и останавливает регулирующий орган только при $\delta=0$. Кроме того, скорость движения регулирующего органа или изменения регулирующего воздействия $dx/d\tau$ пропорциональна отклонению δ. В идеальном случае остаточное отклонение у такого регулятора отсутствует.

Графики (рис. 4) иллюстрируют различие процессов регулирования в системах с пропорциональным и интегрирующим регуляторами. В замкнутой системе внешнее воздействие на объект $f_{вн}$ в момент τ_0 ступенчато изменяется от начального $f_н$ до конечного $f_к$ значения (верхний график). В системе с пропорциональным регулятором это вызывает переходной процесс, в результате которого величина y от значения $y_н$ стремится к новому установившемуся значению $y_к$ (средний график). Разность $\sigma=y_к-y_н$ называют статической ошибкой системы или статизмом. Величина этой ошибки зависит от коэффициента усиления регулятора k [см. формулу (1)] и тем меньше, чем этот коэффициент больше (чем более чувствителен регулятор). В системе с интегрирующим регулятором изменению $f_{вн}$ также сопутствует переходной процесс, однако величина y всегда стремится к заданному значению $y_з$ (нижний график).

Рассмотренные два класса регуляторов являются основными. Для улучшения качества регулирования применяют следующие регуляторы с корректирующими (стабилизирующими) устройствами: пропорциональный регулятор с предварением, пропорционально-интегральный регулятор, пропорционально-интегральный регулятор с предварением. Эти устройства ускоряют переходные процессы и уменьшают динамические отклонения (перерегулирования).

Пропорциональный регулятор с предварением (ПД-регулятор), воздействует на объект не только по отклонению, но и по производным отклонениям

во времени. В результате регулятор до появления значительного отклонения начинает переставлять регулирующий орган и, следовательно, уменьшает динамические отклонения. Работа регулятора с воздействием по 1-й производной описывается уравнением

$$x = k\delta + k_y d\delta/d\tau.$$

Пропорционально-интегральный регулятор (ПИ-регулятор) формирует воздействие по отклонению и его интегралу. Как правило, этот регулятор в начале переходного процесса действует как пропорциональный, а в конце — как интегральный.

Уравнение этого регулятора:

$$x = k\left(\delta + \frac{1}{T_и}\int \delta d\tau\right).$$

Пропорционально-интегральный регулятор с предварением (ПИД-регулятор) формирует воздействие по трем составляющим: по отклонению, его интегралу и 1-й производной. Его уравнение имеет вид

$$x = k\delta + k_y d\delta/d\tau + \frac{k}{T_и}\int \delta d\tau.$$

Несмотря на имеющиеся в пропорционально-интегральном регуляторе и пропорционально-интегральном регуляторе с предварением воздействия по отклонению, эти регуляторы являются астатическими, так как скорость $dx/d\tau=0$ только при $\delta=0$. Регулирующий орган приходит в состояние покоя при отсутствии отклонения.

ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМ АВТОМАТИЗАЦИИ

Под характеристикой элемента понимают зависимость выходной величины от входной. Для отдельного, имеющего один вход и один выход элемента системы характеристика определяется однозначно. Так, характеристика исполнительного механизма (см. рис. 2, *а*) имеет вид

$$\Delta_x = f(\Delta),$$

а регулирующего органа —

$$x = f(\Delta_x)^*.$$

Если элемент имеет два входа и один выход, то характеристика приобретает вид функции двух независимых переменных. Так, для объекта *Об* она будет иметь вид

$$y = f(x, f_{вн}).$$

В некоторых случаях удобно разделять характеристики по каналам воздействия. Для того же объекта раздельные характеристики имеют вид:

по каналу x $y = f(x)$, $f_{вн} = \text{const}$;

по каналу $f_{вн}$ $y = f(f_{вн})$, $x = \text{const}$.

Для системы в целом также можно составить характеристики, отражающие влияние всех внешних факторов. Система (см. рис. 3) имеет характеристику

$$y = f(y_з, f_{вн}, E).$$

---

* Здесь и далее символом f будем обозначать некоторую функцию аргумента в скобках. Повторение этого символа не означает, что функции в разных выражениях идентичны.

Учитывая особенности каждой системы, можно положить постоянными некоторые из воздействий. Так, для стабилизирующего регулятора $y_з = \text{const}$. Если принять параметр источника энергии E также постоянным (например, напряжение электрической сети), то характеристика системы приобретает вид

$$y = f(f_{вн}).$$

Эта характеристика является наиболее существенной для системы регулирования, так как отражает связь между регулируемой величиной и действующими на объект внешними воздействиями.

В общем виде характеристика системы или ее элементов является функцией не только аргумента, но и его производных, т. е. представляет собой дифференциальное уравнение. Решение дифференциального уравнения описывает поведение выходной величины системы или элемента во времени при определенном изменении входной величины. Для этого часто пользуются скачкообразным, трапецеидальным и другими видами изменения входной величины.

Характеристику, отображающую поведение элемента в неустановившемся, переходном режиме ($dy/d\tau \neq 0$), называют динамической характеристикой. Динамические характеристики можно представить в виде переходных характеристик, передаточных функций и амплитудно-фазовых характеристик.

Переходной характеристикой называют уравнение $y = f(\tau)$ при ступенчатом изменении величины x. Переходную характеристику можно получить решением дифференциального уравнения элемента, а также экспериментальным путем.

Передаточной функцией является отношение выходной и входной величин, выраженных в операторной форме, которую получают путем преобразования по Лапласу исходного дифференциального уравнения элемента.

Амплитудно-фазовая характеристика (АФХ) представляет собой передаточную функцию, в которой оператор равен $j\omega$. АФХ можно получить экспериментально. Для этого элемент подвергают воздействию входного гармонического (синусоидального или косинусоидального) сигнала, фиксируя амплитуду и фазу выходного гармонического сигнала и сравнивая ее с амплитудой и фазой входного сигнала.

В отличие от рассмотренных динамических характеристик уравнение системы в установившемся состоянии ($dy/d\tau = 0$) называют статической характеристикой.

ТИПОВЫЕ ЭЛЕМЕНТАРНЫЕ ЗВЕНЬЯ СИСТЕМ АВТОМАТИЗАЦИИ

Каждую автоматическую систему условно можно представить в виде набора элементарных звеньев. Для удобства используются некоторые наиболее распространенные виды звеньев, которые называют типовыми. Элементарные звенья отличаются друг от друга характеристиками. Звенья являются линейными, если их статические характеристики не зависят от режима работы, а поведение можно описать линейными дифференциальными уравнениями.

К линейным элементарным звеньям относят апериодическое (инерционное) звено I порядка, интегрирующее звено и звено запаздывания. Кроме того, часто встречаются нелинейные звенья (например, с релейными характеристиками).

Апериодическое звено I порядка

Апериодическим звеном I порядка называют звено, дифференциальное уравнение которого имеет вид

$$T d\varphi/d\tau + \varphi = \gamma_\sigma \sigma + \gamma_\rho \rho. \qquad (3)$$

В уравнении (3) φ — выходная величина звена, а σ и ρ — входные величины, одна из которых представляет собой регулирующее воздействие, дру-

гая — нагрузку или внешнее воздействие. В частном случае одна из них может быть равна нулю. Коэффициенты γ_σ и γ_ρ характеризуют передачу по каналам σ и ρ, а T — постоянную времени.

Обозначим установившееся значение (при $d\varphi/d\tau=0$) выходной величины

$$\varphi_y = \gamma_\sigma \sigma + \gamma_\rho \rho. \tag{4}$$

Тогда уравнение (4) можно представить в упрощенном виде:

$$T d\varphi/d\tau + \varphi = \varphi_y. \tag{5}$$

Уравнение (5) является основным дифференциальным уравнением апериодического звена I порядка, а уравнение (4) — его статической характеристикой.

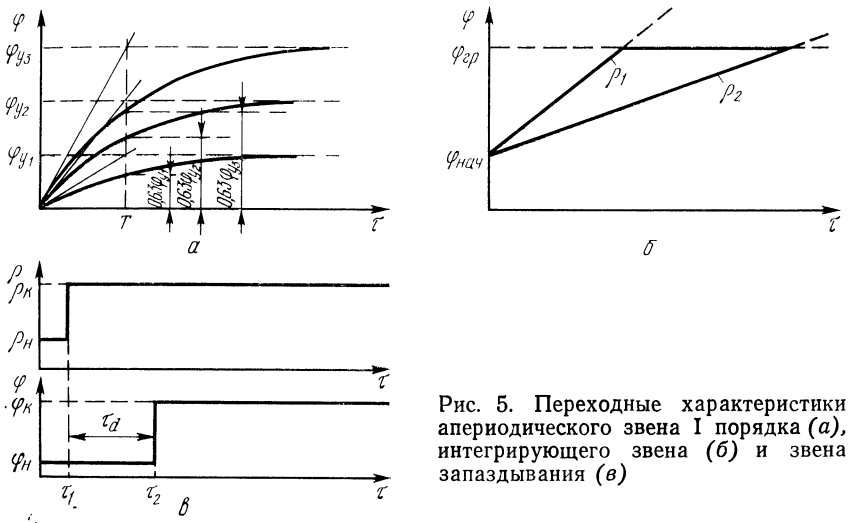


Рис. 5. Переходные характеристики апериодического звена I порядка *(а)*, интегрирующего звена *(б)* и звена запаздывания *(в)*

Динамические свойства звена рассмотрим с помощью переходной характеристики (характеристики разгона), которая является решением дифференциального уравнения (5),

$$\varphi = \varphi_y - (\varphi_y - \varphi_{нач})\, e^{-\tau/T},$$

где $\varphi_{нач}$ — начальное значение.

Эта характеристика позволяет найти величину φ в любой момент времени, если известны ее начальное значение и установившееся значение φ_y, к которому она стремится. При этом имеется в виду, что в момент времени, равный нулю, правая часть уравнения изменилась скачкообразно от нуля до φ_y. Для пояснения смысла постоянной T предположим, что $\varphi_{нач}=0$. Тогда

$$\varphi = \varphi_y (1 - e^{-\tau/T}). \tag{6}$$

Это уравнение семейства экспонент, параметром которого является установившееся значение φ_y.

На рис. 5, *а* показаны переходные характеристики апериодического звена I порядка при нулевых начальных условиях и различных значениях φ_y. Вследствие инерции звена выходная величина φ не сразу достигает установившегося состояния, а приближается к нему асимптотически. Свойство экспоненты таково, что касательные, проведенные к кривым в начальный момент, пересекаются с соответствующими прямыми $\varphi=\varphi_y$ на одном и том же

расстоянии $\tau=T$. Величина T, называемая постоянной времени, показывает, через сколько времени величина φ достигла бы установившегося значения, если бы она изменялась с постоянной скоростью, равной начальной, т. е. по касательной в начале отсчета.

Если в уравнение (6) подставить $\tau=T$ и принять во внимание, что $e^{-1}=0{,}368$, то легко увидеть, что независимо от фактических значений $\varphi_{нач}$ и $\varphi_у$ величина φ после скачкообразного возмущения за время T пробегает значения от $\varphi_{нач}$ до $\varphi=0{,}632\ (\varphi_у-\varphi_{нач})$.

Это свойство экспоненты можно использовать для экспериментального определения переходной характеристики. Сначала скачкообразно изменяют входную величину, а затем измеряют время, через которое выходная величина достигает 63 % разности между начальной и конечной установившимися величинами.

Интегрирующее звено

Уравнение интегрирующего звена имеет вид

$$\varphi = \gamma \int \rho d\tau.$$

Дифференцируя, получают

$$d\varphi/d\tau = \gamma\rho,$$

т. е. скорость изменения выходной величины пропорциональна входной величине. Если положить $\rho=\text{const}$, то

$$\varphi = \gamma\rho\tau + \varphi_{нач}.$$

Следовательно, для постоянного входного воздействия переходная характеристика есть прямая с угловым коэффициентом $\gamma\rho$.

На рис. 5, *б* показаны переходные характеристики для двух значений ρ. Поскольку реальные элементы имеют конечные пределы изменения выходной величины, на графике указано граничное значение $\varphi_{гр}$, после достижения которого дальнейшее изменение φ прекращается.

Звено запаздывания

Представляет собой элемент, в котором величина выходного сигнала равна входному $\varphi=\rho$. Звено лишь изменяет фазу сигнала, воспроизводя его через время чистого запаздывания τ_d.

Переходная характеристика звена запаздывания (рис. 5, *в*) показывает, что входное воздействие ρ воспроизводится на выходе без искажения, но через промежуток времени τ_d.

Звенья с релейными характеристиками (релейные элементы)

Характеристики этих звеньев нелинейны. Их особенность состоит в том, что плавное изменение входного сигнала вызывает одно или несколько скачкообразных изменений выходной величины. Выходная величина релейного элемента может принимать лишь фиксированные (дискретные) значения, поэтому системы, содержащие эти элементы, часто называют дискретными. Реле бывают двух-, трех- и многопозиционными. Типовые характеристики релейных элементов приведены на рис. 6.

На рис. 6, *а* изображена характеристика идеального двухпозиционного реле. При входной величине $\rho<0$ выходная величина $\varphi=-\varphi_m$. Как только входная величина станет $\rho\geqslant 0$, выходная скачкообразно принимает значение $\varphi=\varphi_m$. При уменьшении ρ происходит обратный скачок.

Идеальное трехпозиционное реле (рис. 6, *б*) имеет зону нечувствительности λ.

Характеристики идеальных реле однозначны. В реальных элементах из-за трения и люфтов статические характеристики неоднозначны. Кроме того, характеристики часто несимметричны относительно оси ρ.

На рис. 6, *в* показана характеристика реального двухпозиционного реле. Если увеличивать ρ, то переход из положения $\varphi=0$ в положение $\varphi=\varphi_m$ произойдет при $\rho=\varkappa/2$. Обратный переход происходит при $\rho=-\varkappa/2$. Таким образом, характеристика образует петлю гистерезиса.

Параметром реального двухпозиционного реле является ширина петли гистерезиса, называемая зоной возврата (в холодильной технике ее часто называют дифференциалом реле). Таким образом, зона возврата равна $\varkappa$.

Реальное трехпозиционное реле (рис. 6, *г*), кроме зоны нечувствительности, имеет также зону возврата.

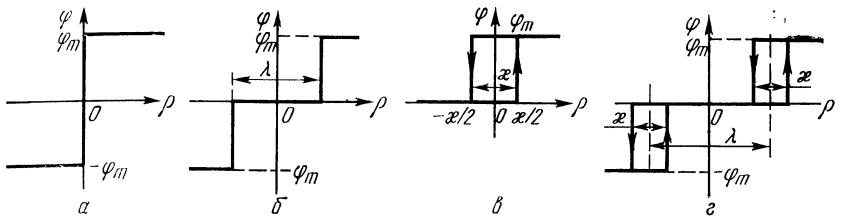


Рис. 6. Характеристики релейных элементов:
а — идеального двухпозиционного; *б* — идеального трехпозиционного; *в* — реального двухпозиционного; *г* — реального трехпозиционного

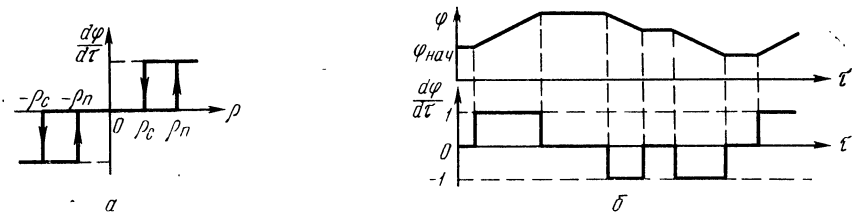


Рис. 7. Релейный элемент с постоянной скоростью на выходе:
а — релейная характеристика; *б* — процесс изменения величин φ и $d\varphi/d\tau$ во времени

Особым типом релейного элемента является элемент с постоянной скоростью на выходе (рис. 7, *а*). Если входная величина ρ равна нулю, то $d\varphi/d\tau=0$, т. е. выходная величина φ находится в покое. Это состояние сохраняется в пределах зоны нечувствительности. Если величина ρ достигнет $\rho_п$, то скорость ступенчато повышается до 1 и остается такой, пока ρ не снизится до ρ_c. Таким же образом элемент ведет себя при отрицательных значениях ρ. Следовательно, релейный элемент с постоянной скоростью на выходе является реверсивным и относительно величины φ имеет плавную характеристику. На рис. 7, *б* показан процесс изменения величин φ и $d\varphi/d\tau$ во времени. На нижнем графике представлены изменения скорости, а на верхнем — изменения самой величины φ. Эта величина может принимать любое значение в зависимости от длительности положительных и отрицательных отклонений входной величины.

ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ АВТОМАТИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ

Наиболее распространенными видами автоматических устройств являются автоматические регуляторы. Все входящие в их состав элементы — чувствительный элемент, задатчик, усилитель, исполнительный механизм и ре-

гулирующий орган — выполняют функции преобразователей. Те из них, которые с помощью внешней энергии повышают мощность входного сигнала, называются активными, все остальные — пассивными.

Чувствительные элементы

Эти элементы выполняют функции входных (первичных) преобразователей. Воспринимая контролируемую величину, чувствительный элемент преобразует ее в сигнал, удобный для дальнейшего использования. Так, терморезистор преобразует температуру в электрическое сопротивление, упругий чувствительный элемент — давление газа или жидкости в механическое перемещение.

Существуют чувствительные элементы с несколькими последовательными преобразованиями. Например, в манометрическом термочувствительном элементе температура сначала преобразуется в давление вещества, находящегося во внутреннем объеме элемента, а затем давление — в механическое перемещение упругого элемента.

Чувствительные элементы с механическим или электрическим выходом являются наиболее распространенными.

Идеальный чувствительный элемент обладает свойствами простого усилительного звена, т. е. его характеристика

$$y_{\text{п}} = k_{\text{чэ}} y,$$

где $k_{\text{чэ}}$ — коэффициент передачи или коэффициент преобразования.

В этом случае первичное преобразование происходит без искажений, с какой бы скоростью не изменялась величина y.

В действительности лишь некоторые чувствительные элементы имеют подобные характеристики. Большинство чувствительных элементов являются сложными динамическими системами.

Статические характеристики многих чувствительных элементов нелинейны. Динамические свойства их описываются дифференциальными уравнениями высоких порядков. Для упрощения часто прибегают к приближенным характеристикам. Наиболее распространенными способами приближения являются линеаризация статической характеристики и замена сложного уравнения линейным уравнением I порядка, т. е. замена реального преобразователя простейшим апериодическим звеном. В этом случае чувствительный элемент имеет два параметра: коэффициент передачи и постоянную времени. В тех случаях, когда простейшая замена не дает удовлетворительных результатов, модель усложняют, дополнительно вводя звено запаздывания.

Задатчики

В стабилизирующих регуляторах, приборах защиты и сигнализации задатчики в течение длительного времени находятся в неизменном положении т. е. величины задания $З = \text{const}$ и преобразованного воздействия $y_{\text{з}} = \text{const}$. В связи с этим задатчик, не являясь динамическим элементом, осуществляет лишь статическое преобразование:

$$y_{\text{з}} = k_{\text{з}} З.$$

Задатчики представляют собой элементы связи между персоналом и регулятором или прибором. При необходимости изменить настройку (уставку) перестановку осуществляют вручную.

Задатчики бывают со шкалами настройки и бесшкальными. Шкалы задатчиков могут градуироваться непосредственно в величинах выходной величины либо в условных единицах. В обоих случаях характеристика прибора или регулятора может содержать данные о точности настройки или погрешности уставки. В приборах с бесшкальными задатчиками требования к точности уставки не предъявляются.

Элементы сравнения

Элемент сравнения служит для определения величины и знака отклонения выходной величины от задания:

$$\delta = y_з - y_и.$$

В механических устройствах в качестве элементов сравнения используются рычаги или другие детали, к которым прикладываются силы, развиваемые задатчиком и чувствительным элементом, а в электрических приборах — мостовые схемы, схемы с встречным приложением напряжения и др.

Обычно элементы сравнения не имеют инерционных и чистых запаздываний, что позволяет считать, что они не вносят динамических искажений.

Усилители

Основное назначение усилителя — увеличить мощность сигнала отклонения. В зависимости от вида энергии на входе и выходе усилителя различают усилители электрические, пневматические, гидравлические и комбинированные.

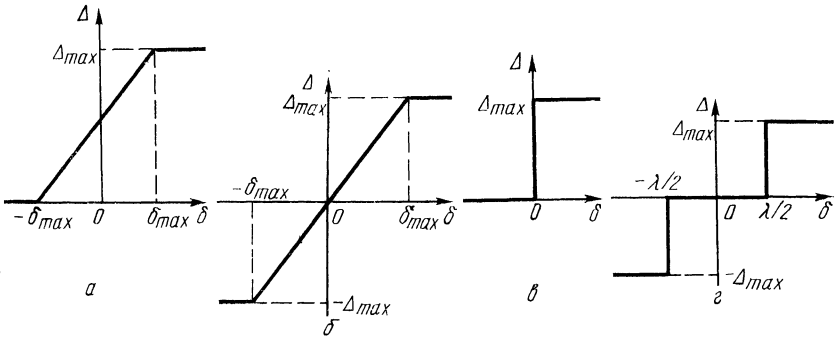


Рис. 8. Типы характеристик усилителей:

а — плавная односторонняя; *б* — плавная реверсивная; *в* — релейная односторонняя (двухпозиционная); *г* — релейная реверсивная (трехпозиционная)

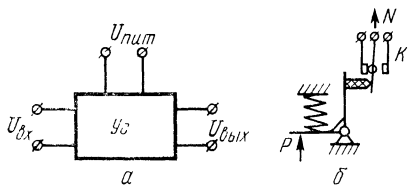


Рис. 9. Усилители с электрическим выходом:

а — электронный; *б* — механоэлектрический

Усилители могут иметь плавную или релейную характеристику. При этом характеристики могут быть односторонними или реверсивными.

Плавная односторонняя характеристика (рис. 8, *а*) обеспечивает усиление сигнала δ от $-\delta_{max}$ до δ_{max}. При этом

$$\Delta = k_{yc}(\delta + \delta_{max}),$$

где k_{yc} — коэффициент усиления, или коэффициент передачи;

$$k_{yc} = d\Delta/d\delta.$$

Выходная величина может изменяться от 0 до Δ_{max}.

Плавная реверсивная характеристика (рис. 8, *б*) также соответствует усилению входного сигнала от $-\delta_{max}$ до δ_{max}. Однако при переходе δ через нуль выходной сигнал Δ поменяет знак.

Уравнение характеристики усилителя имеет вид

$$\Delta = k_{\text{ус}}\delta .$$

Выходная величина может принимать значения от $-\Delta_{max}$ до Δ_{max}.

Релейная односторонняя (двухпозиционная) характеристика (рис. 8, *в*) относится к усилителю, выходной сигнал которого может принимать два значения: нуль и Δ_{max}, причем переключения происходят при $\delta=0$.

Релейная реверсивная (трехпозиционная) характеристика (рис. 8, *г*) относится к усилителю с зоной нечувствительности λ. Выходная величина может принимать значение $-\Delta_{max}$, нуль и Δ_{max}. При этом переход от нуля к $-\Delta_{max}$ и обратно происходит при $\delta=-\lambda/2$, а переход от нуля к Δ_{max} и обратно — при $\delta=\lambda/2$.

Рассмотренные характеристики показаны в идеализированной форме. Реальные характеристики обладают гистерезисом. Кроме того, характеристики могут быть несимметричными относительно оси Δ. В этих случаях изменяются уравнения характеристик.

В холодильной технике применяют приборы с электронными, механоэлектрическими, пневматическими и гидравлическими усилителями.

Электронные усилители. Эти усилители служат для повышения мощности электрического входного сигнала. Они строятся в основном на базе полупроводниковых приборов, а также элементов интегральных микросхем. В некоторых случаях применяют электровакуумные приборы. Наиболее распространены электронные усилители с релейными характеристиками двух- и трехпозиционного типа.

На рис. 9, *а* показана функциональная схема электронного усилителя *Ус*. К входу приложено напряжение $U_{вх}$, с выхода снимается $U_{вых}$. Питание осуществляется током напряжением $U_{пит}$.

В зависимости от рода входного напряжения различают усилители постоянного и переменного напряжения или тока. Выходное напряжение также может быть постоянным или переменным.

В усилителях с релейными характеристиками выходы бывают контактными или бесконтактными. В первом случае замыкание или размыкание выходной цепи осуществляют контакты выходного электромагнитного реле, а во втором — эти функции выполняет схема на специальных полупроводниковых элементах, имеющих достаточную мощность (например, тиристорах).

Питание усилителя может осуществляться от сети постоянного или переменного тока.

Коэффициент усиления по мощности усилителей с релейными характеристиками можно довести до очень больших величин. Так, при мощности сигнала на входе порядка нескольких милливатт мощность сигнала на выходных контактах усилителя легко можно получить порядка сотен ватт, т. е. коэффициент усиления имеет величину порядка 10^5.

В ряде случаев усилители играют роль функциональных преобразователей, в задачу которых входят не только повышение мощности сигнала, но и реализация заданных функциональных связей между входным и выходным сигналами. Так, с помощью внутренних обратных связей с заданными динамическими характеристиками усилители придают регуляторам в целом свойства ПИ- и ПИД-регуляторов.

Механоэлектрические усилители. Эти усилители (рис. 9, *б*) широко используют в различных реле, воспринимающих неэлектрические величины (силу, давление, перемещение и др.). Входная величина, например сила P, преобразовывается в перемещение с помощью пружины и рычага, который приводит в действие выходное контактное устройство K.

Выходная мощность N зависит от приложенного напряжения и параметров внешней цепи. Современные контактные устройства приспособлены для коммутации цепей переменного тока с мощностью порядка сотен вольт-ампер. При этом циклическая долговечность составляет 10^5—10^6 циклов.

Для повышения долговечности большое значение имеет резкий переход контакта из одного положения в другое: чем быстрее происходит этот переход, тем меньше износ контакта от искры или дуги. Поэтому в механоэлек-

трических усилителях, где входная величина обычно изменяется с небольшими скоростями, контактные устройства снабжают специальными приспособлениями для резкого срабатывания.

Пневматические и гидравлические усилители. Они предназначены для преобразования входной величины (силы или механического перемещения) в давление или разность давлений газа или жидкости на выходе.

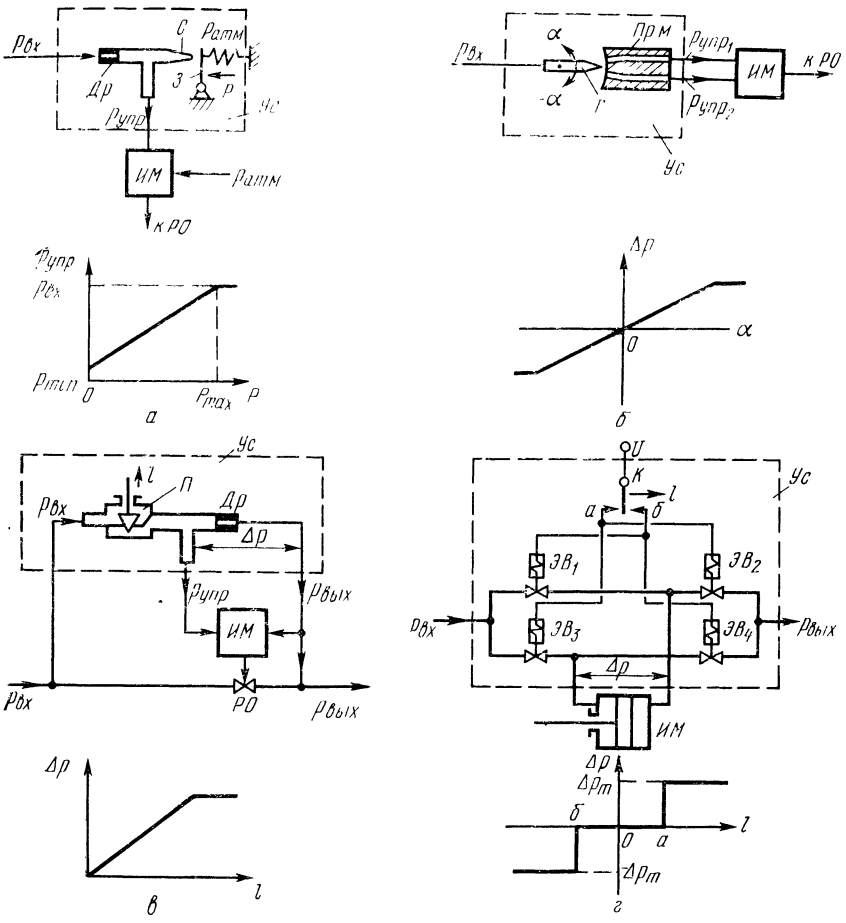


Рис. 10. Пневматические и гидравлические усилители и их характеристики:
а — типа «сопло—заслонка»; *б* — струйного типа; *в* — пилотного типа; *г* — электрогидравлический релейного типа

К пневматическим и гидравлическим усилителям относят усилители типа «сопло — заслонка», струйного и пилотного типов, электрогидравлический усилитель релейного типа.

Усилитель типа «сопло—заслонка». Эти усилители (рис. 10, *а*) применяют в основном в пневматических регуляторах, работающих на сжатом воздухе. На вход усилителя подается воздух давлением $p_{вх}$, который

проходит через дроссель *Др* и далее выходит через сопло *С* в атмосферу ($p_{атм}$). Выход из сопла перекрывается заслонкой, к которой прикладываются сила *Р* (входной сигнал) и противодействующая сила пружины. С изменением силы *Р* изменяется расстояние между соплом и заслонкой и, следовательно, сопротивление выходу воздуха в атмосферу.

Выходным сигналом усилителя является давление $p_{упр}$, которое направляется к исполнительному механизму.

Усилитель этого типа обладает несимметричной односторонней характеристикой: выходное давление изменяется от p_{min} при $P=0$ до $p_{вх}$ при $P=P_{max}$.

Усилитель струйного типа. Усилитель (рис. 10, *б*), применяемый главным образом в гидравлических системах, состоит из струйной трубки *Т* и приемника *Прм*. Входной сигнал — это угол поворота трубки α относительно оси вращения. При изменении этого угла изменяется разность давлений на выходе из каналов приемника: $\Delta p = p_{упр_1} - p_{упр_2}$. Эта разность с изменением α меняет не только величину, но и знак, т. е. характеристика такого усилителя реверсивная.

Усилитель пилотного типа. Усилитель (рис. 10, *в*) является специфичным для холодильной техники. Его применяют в автоматических регуляторах непрямого действия без подвода энергии извне. Для управления исполнительным механизмом используется падение давления рабочего тела на регулирующем органе *РО*.

Рабочее тело (в жидкой или паровой фазе) давлением $p_{вх}$ отбирается из основной линии и подводится к управляющему или пилотному устройству *П*. Клапан этого устройства перемещается на величину *l*, отсчитываемую от полностью закрытого положения. После клапана давление передается в двух направлениях: непосредственно к исполнительному механизму *ИМ* и через дроссель *Др* к выходному трубопроводу, давление в котором $p_{вых}$.

Если клапан пилота закрыт, то управляющее давление $p_{упр}=p_{вых}$ вследствие сообщения через дроссель. К исполнительному механизму *ИМ* подается разность давлений $\Delta p=0$. По мере открытия клапана давление $p_{упр}$ повышается, в результате чего растет разность давлений Δp, действующая на исполнительный механизм.

Такой усилитель имеет несимметричную одностороннюю характеристику. Основное его преимущество — возможность полной изоляции от внешней среды.

Электрогидравлический усилитель релейного типа. Этот усилитель (рис. 10, *г*) является преобразователем электрического входного сигнала в разность давлений на выходе. Входной сигнал формируется контактом *К*, имеющим нейтральное и два рабочих положения. Преобразование осуществляется электромагнитными вентилями $ЭВ_1 - ЭВ_4$, которые перекрывают поток жидкости при отсутствии тока в обмотках и открывают его при появлении тока.

Источником тока является электрическая цепь напряжением U_0. Управляющая жидкость имеет давление на входе $p_{вх}$, а на сливе — $p_{вых}$.

Когда контакт находится в нейтральном положении, все вентили закрыты. Заключенный в цилиндре исполнительного механизма объем жидкости замкнут, и поэтому поршень фиксируется в некотором положении.

Если контакт переходит в положение *а*, то напряжение прикладывается к обмоткам вентилей $ЭВ_2$ и $ЭВ_3$, которые открываются. В результате этого к исполнительному механизму прикладывается разность давлений Δp_m, которая вызывает перемещение поршня вправо. Скорость перемещения зависит от соотношения между пропускной способностью клапанов и объемом цилиндра.

Если контакт перевести в положение *б*, то к исполнительному механизму будет приложена та же разность давлений, но в обратном направлении ($-\Delta p_m$), что вызовет движение поршня влево.

Таким образом, данный усилитель имеет релейную трехпозиционную характеристику. Усилитель такого типа можно выполнить без промежуточного

электрического преобразования. В этом случае вместо электромагнитных вентилей применяют механический золотник, который, перемещаясь, осуществляет переключения.

Исполнительные механизмы

Исполнительный механизм — это устройство, преобразующее сигнал отклонения в механическое перемещение и служащее для перестановки регулирующего органа. В зависимости от вида используемой энергии различают исполнительные механизмы электрические и механические (пневматические или гидравлические). Исполнительные механизмы могут обеспечивать вращательное и поступательное движение выходного элемента.

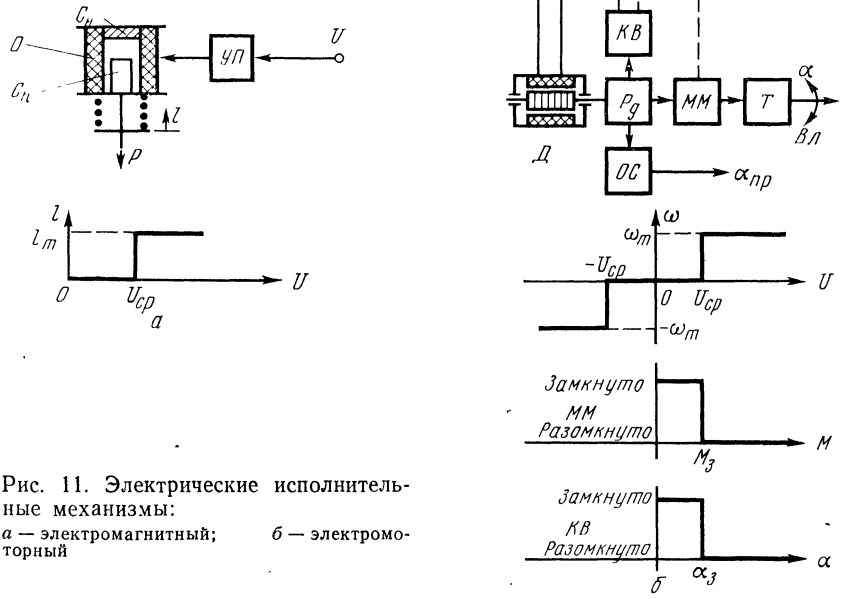


Рис. 11. Электрические исполнительные механизмы:
а — электромагнитный; *б* — электромоторный

Электрические исполнительные механизмы. Различают электромагнитные и электромоторные исполнительные механизмы.

Электромагнитные исполнительные механизмы. Эти механизмы (рис. 11, *а*), обычно имеющие релейную характеристику, предназначены для двухпозиционных систем регулирования. Исполнительные механизмы состоят из обмотки *О* электромагнита, неподвижного $C_н$ и подвижного $C_п$ сердечников. На подвижный сердечник действуют нагрузка *Р* и сила сжатия пружины. При подаче тока в обмотку напряжением $U_{ср}$ подвижный сердечник преодолевает сопротивление пружины и силы *Р*, в результате чего притягивается к неподвижному сердечнику. При этом совершается поступательное перемещение выходного штока на величину l_m. При отключении обмотки под действием пружины подвижные детали возвращаются в исходное положение.

Тяговое усилие электромагнита растет с увеличением ампер-витков обмотки и с уменьшением хода l_m.

Управление работой электромагнитного исполнительного механизма осуществляется через двухпозиционное пусковое устройство *УП*, к которому

подводится напряжение U. Когда это напряжение достигает величины $U_{ср}$, пусковое устройство, срабатывая, включает электромагнит.

Электромоторные исполнительные механизмы. Эти механизмы (рис. 11, *б*) относят к классу реверсивных механизмов постоянной скорости с плавной интегральной характеристикой. Привод осуществляется от электродвигателя, поэтому основным типом является исполнительный механизм с вращательным движением выходного вала.

Исполнительный механизм называют **однооборотным**, если угол поворота выходного вала $0 \leqslant \alpha \leqslant 360°$, и **многооборотным**, если угол $\alpha > 360°$.

Электродвигатель *Д* через редуктор *Рд* приводит во вращение выходной вал *Вл*. К двигателю подходят две линии питания (они изображены условно в однопроводном обозначении), которые обеспечивают реверсирование: при включении одной из них выходной вал вращается в одном направлении, при включении другой — в обратном.

Для уменьшения выбега вала при выключении двигателя используют тормозные устройства *Т*. Во избежание перегрузки привода и его выхода из строя в состав исполнительного механизма входит муфта предельного момента *ММ*, которая выключает двигатель при достижении предельного момента $M_з$ на валу.

Требуемый угол поворота устанавливается концевым выключателем *КВ*, отключающим двигатель при достижении заданного положения вала $\alpha_з$.

Для схем пропорционального регулирования предусматриваются устройства обратной связи *ОС*, которые выдают сигнал $\alpha_{пр}$, пропорциональный углу поворота. Эти же устройства можно использовать для дистанционного указания положения вала.

Управление работой исполнительного механизма осуществляется пусковым устройством *УП*, при срабатывании которого двигатель включается с тем или другим направлением вращения.

На графиках (см. рис. 11, *б*) показаны релейная характеристика исполнительного механизма относительно угловой скорости ω (напряжение $\pm U_{ср}$ соответствует порогу срабатывания пускового устройства; знак этого напряжения относится к механизму постоянного тока, в то время как в механизме переменного тока это соответствует перемене фазы питания на противоположную), характеристики выключателя муфты предельного момента (контакт размыкается при достижении заданного значения момента $M_з$) и конечного выключателя, который размыкает цепь при достижении заданного угла поворота $\alpha_з$.

Механические исполнительные механизмы. Их применяют в пневматических и гидравлических системах. По конструкции они бывают мембранные и поршневые, а по характеристикам могут быть пропорциональными и интегральными.

Выходным элементом механических исполнительных механизмов является шток, совершающий поступательное перемещение. В необходимых случаях в конструкцию вводят узлы для получения вращательного движения (кривошипный механизм).

В рассматриваемых исполнительных механизмах усилие, необходимое для перестановки штока, достигается за счет управляющей разности давлений, воздействующей на мембрану или поршень.

Мембранный исполнительный механизм. Его (рис. 12, *а*) применяют в основном в пневматических системах на сжатом воздухе. Сверху к мембране прикладывается управляющее давление $p_{упр}$ от пневматического усилителя. Снизу на мембрану действует атмосферное давление $p_{атм}$. Управляющая разность давлений $\Delta p = p_{упр} - p_{атм}$. Усилие, развиваемое мембраной, равно произведению $\Delta p F_{эф}$ ($F_{эф}$ — эффективная площадь мембраны).

Полезную нагрузку (силу) $P_п$ можно определить по формуле

$$P_п = \Delta p F_{эф} - P_н - kl,$$

где $P_н$ — начальный натяг пружины; kl — произведение жесткости пружины на ход.

Из уравнения следует, что данный механизм обладает пропорциональной характеристикой.

Статическая характеристика представлена на графике (см. рис. 12, *а*). Шток начинает перемещаться при управляющем давлении $p_{упр}=p_н$, совершает полный ход l_m при давлении $p_к$. Величины этих давлений можно найти из приведенной формулы, подставляя в нее соответственно $l=0$ и $l=l_m$.

Поршневой исполнительный механизм. Он (рис. 12, *б*) имеет такую же статическую характеристику, и его можно применять в пневматических и гидравлических системах. Такие исполнительные механизмы используют, в частности, в пилотных регуляторах, в которых источником энергии является давление рабочего вещества холодильной машины.

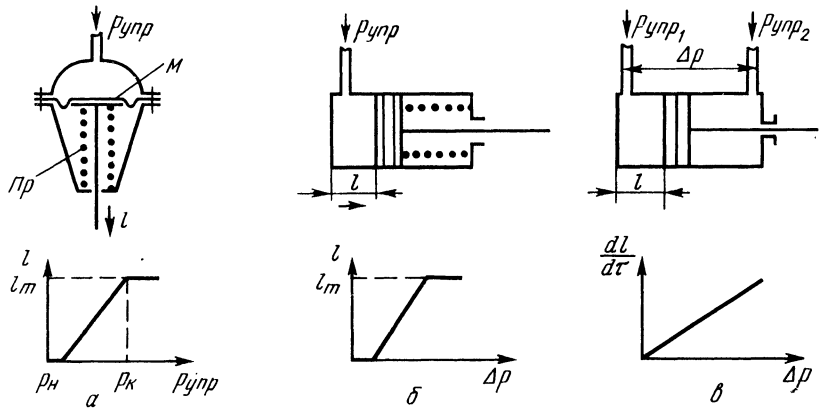


Рис. 12. Пневматические и гидравлические исполнительные механизмы:
а — мембранный пропорциональный; *б* — поршневой пропорциональный; *в* — поршневой интегральный

Поршневой исполнительный механизм (рис. 12, *в*) имеет свойства интегрального элемента. Его уравнение

$$de/d\tau = k\Delta p,$$

а характеристика приведена на графике. Такой исполнительный механизм, применяемый в основном в гидравлических системах, может получать сигнал от усилителей с плавной характеристикой или от усилителей с релейной характеристикой. В последнем случае $\Delta p=\text{const}$ и исполнительный механизм превращается в механизм постоянной скорости.

Регулирующие органы

Вид регулирующего органа, используемого в системе автоматического регулирования, зависит от выполняемых функций. Это могут быть устройства, изменяющие расход вещества через тот или иной трубопровод, а также холодопроизводительность компрессора и т. д.

Изменение расхода вещества, протекающего через трубопровод, достигается изменением проходного сечения регулирующего органа и связанного с ним перепада давления. В качестве регулирующего органа в холодильной технике в основном применяют регулирующие клапаны и вентили. От правильного выбора регулирующего органа зависит качественная работа системы регулирования.

На расчет и выбор регулирующего органа существенное влияние оказывает фазовое состояние протекающего вещества. Расчет регулирующего

органа достаточно легко выполняется, если протекают однофазная жидкость или газообразная среда. Если среда двухфазная или если при ее протекании происходит фазовое превращение (вскипание), точный расчет представляет большие трудности и, как правило, заменяется эмпирическими соотношениями. В связи с этим ниже приводится методика расчета регулирующего органа, в котором протекает однофазная жидкость.

Как элемент системы автоматического регулирования регулирующий орган может иметь плавную или релейную характеристику.

При расчете регулирующего органа необходимо определить пропускную способность и рабочую статическую характеристику.

Регулирующие органы могут иметь одну из следующих плавных характеристик: линейную, параболическую или равнопроцентную. Эти характеристики, определяемые обычно для одного перепада давлений, называют собственными, или внутренними, характеристиками регулирующего органа.

Выразим расход несжимаемой жидкости G через перепад давлений и плотность:

$$G = K_V \sqrt{\Delta p \rho}, \tag{7}$$

где K_V — коэффициент пропускной способности (или просто пропускная способность); Δp — перепад давлений; ρ — плотность.

Отсюда

$$K_V = G/\sqrt{\Delta p \rho}. \tag{8}$$

Пропускная способность — это постоянная величина, характеризующая свойства гидравлического сопротивления при некоторых неизменных геометрических размерах. Численно эта величина равна расходу жидкости (обычно в т/ч) при $\Delta p = 1$ и $\rho = 1$ (например, $\Delta p = 1$ МПа; $\rho = 1$ т/м^3) *.

Применительно к регулирующему органу следует различать максимальную пропускную способность $K_{V\,max}$ и текущую K_V.

Величина $K_{V\,max}$ соответствует полностью открытому положению клапана (плунжера) $Kл$ (рис. 13, *а*), т. е. при максимальном ходе l_{max}.

Величину K_V, которая является функцией хода l, можно представить в виде зависимости

$$\overline{K}_V = f(\bar{l}),$$

где $\overline{K}_V$ — относительная пропускная способность;

$$\overline{K}_V = K_V / K_{V\,max}$$

$\bar{l}$ — относительный ход,

$$\bar{l} = l/l_{max}.$$

Тогда уравнения собственных характеристик регулирующих органов можно записать в относительной форме.

Линейная характеристика:

$$\overline{K}_V = c\bar{l}. \tag{9}$$

Параболическая характеристика:

$$\overline{K}_V = c\bar{l}^2. \tag{10}$$

Равнопроцентная характеристика:

$$\overline{K}_V = \overline{K}_{V\text{н}} e^{c\bar{l}}. \tag{11}$$

В формулах (9)—(11) c — постоянные коэффициенты; $\overline{K}_{V\text{н}}$ — начальное значение пропускной способности при $l = 0$.

---

* В справочной литературе K_V часто приводится при подстановке величин в практической системе: Δp в кгс/см^2, ρ в г/см^3. Для перевода в СИ следует пользоваться соответствующими соотношениями.

График указанных зависимостей показан на рис. 13, *б*.

Та или другая характеристика реализуется путем придания соответствующей формы (профиля) клапану.

В реальных условиях работы клапана перепад давлений на регулирующем органе не остается постоянным, а изменяется в определенных пределах. Это приводит к тому, что рабочие характеристики могут существенно отличаться от собственных.

Для пояснения рабочих характеристик рассмотрим гидравлическую цепь (рис. 14, *а*), состоящую из потребителя *Пт*, трех участков трубопроводов *I*, *II*, *III* и регулирующего органа *РО*.

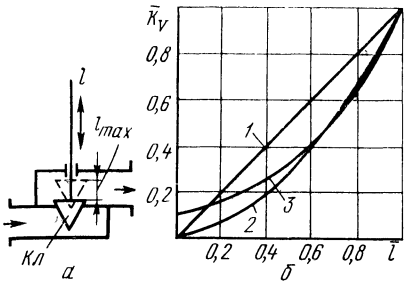


Рис. 13. Регулирующие органы:
а — схема; *б* — собственные относительные характеристики (*1* — линейная; *2* — параболическая; *3* — равнопроцентная)

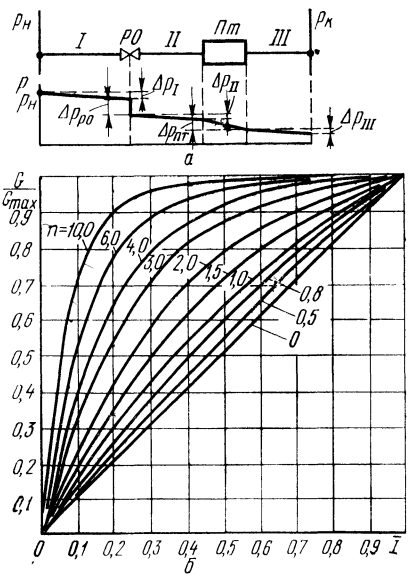


Рис. 14. Расчетная схема гидравлической цепи и эпюра давлений (*а*) и рабочие характеристики регулирующего органа с линейной собственной характеристикой (*б*)

Цепь присоединена к источнику расхода с начальным $p_н$ и конечным $p_к$ давлениями.

Если обозначить $\Delta p_0 = p_н - p_к$, то очевидно, что

$$\Delta p_0 = \Delta p_I + \Delta p_{II} + \Delta p_{III} + \Delta p_{пт} + \Delta p_{ро} = \Delta p_т + \Delta p_{ро}, \qquad (12)$$

где $\Delta p_т$ — суммарное падение давлений за вычетом падения на регулирующем органе.

На графике (см. рис. 14, *а*) показана эпюра распределения давления в отдельных элементах цепи.

Из равенства (12) следует, что даже при $\Delta p_0 = \text{const}$ приведенное распределение будет меняться с изменением положения клапана регулирующего органа: чем больше он будет прикрываться, тем большую долю общего перепада будет составлять $\Delta p_{ро}$. При полностью закрытом клапане $\Delta p_{ро} = \Delta p_0$.

Если представить себе рабочую характеристику регулирующего органа, то она приближается к форме собственных характеристик только при относительно малых падениях давления $\Delta p_т$, т. е. при условии

$$\Delta p_{ро} \gg \Delta p_т. \qquad (13)$$

По мере сближения этих величин происходит отклонение рабочей характеристики от собственной. При этом в начале хода она становится круче,

а в конце — положе. Пользуясь формулой (7), найдем пропускную способность цепи без регулирующего органа

$$K_{V\text{т}} = G/\sqrt{\Delta p_{\text{т}}\rho}.$$

Отношение

$$n = K_{V\,\max}/K_{V\text{т}} \qquad (14)$$

назовем гидравлическим модулем цепи. Заметим, что $n \to 0$, когда $K_{V\,\max} \ll K_{V\text{т}}$, что соответствует условию (13).

На графике приведены рабочие характеристики регулирующего органа с линейной собственной характеристикой (рис. 14, *б*). Линия при $n=0$ соответствует собственной характеристике (см. рис. 13, *б*). С увеличением n характеристики искривляются и вызывают увеличение производной $dG/d\bar{l}$ при малых степенях открытия и, как следствие, неравномерную работу регулирующего органа. Так, при $n=6$ и ходе $\bar{l}=0{,}25$ расход достигает 80 % от максимального. Такая характеристика может привести к потере устойчивости системы регулирования в области малых открытий регулирующего органа.

Отсюда следует, что с точки зрения работы системы регулирования необходимо стремиться к уменьшению n, т. е. к применению регулирующих органов с большим гидравлическим сопротивлением. Однако этот подход входит в противоречие со стремлением уменьшить энергетические потери в цепи, так как при уменьшении $K_{V\,\max}$ необходимо применять бо́льший перепад Δp_0, а это в свою очередь приводит к повышению мощности насоса.

Допустимую крутизну рабочей характеристики регулирующего органа можно получить из расчета системы автоматического регулирования на устойчивость. В тех случаях, когда расчет затруднителен, рекомендуется использовать регулирующие органы с линейными характеристиками, если $n \leqslant 1{,}5 \div 2{,}0$. При невозможности выполнения этого условия следует переходить на регулирующие органы с параболической или равнопроцентной характеристикой. Как следует из рис. 13, *б*, параболические характеристики по сравнению с линейными имеют более плавный подъем в начале хода клапана и этот характер сохраняется и при увеличении n.

Отношение (14) распространяется на жидкости с малой вязкостью, когда

$$z = \alpha G_{\max}/\nu\sqrt{K_{V\max}} \geqslant 1, \qquad (15)$$

где α — коэффициент, принимаемый равным 500 для односедельных и 700 для двухседельных клапанов; ν — кинематическая вязкость, м^2/с.

При невыполнении условия (15) вводится дополнительный коэффициент ψ:

$$n = K_{V\,\max}/\psi K_{V\text{т}}, \qquad (16)$$

значения которого приведены ниже.

z	10^{-2}	$5\cdot10^{-2}$	10^{-1}	$5\cdot10^{-1}$
ψ	1,8	1,2	1,08	1,02

На основании рассмотренных соображений порядок расчета регулирующего органа следующий:

определяют падение давления $\Delta p_{\text{т}}$ при максимальном расходе $G_{\max}$ расчетным или экспериментальным путем;

находят падение давления на регулирующем органе при $G = G_{\max}$

$$\Delta p_{\text{р0}} = \Delta p_0 - \Delta p_{\text{т}} \pm \rho g H$$

($\rho g H$ — напор жидкости в результате протекания по вертикальным участкам трубопроводов высотой H; знак плюс, если поток направлен вниз, знак минус — если вверх; при нескольких вертикальных участках берется алгебраическая сумма высот);

рассчитывают $K_{V\,\max}$ по формуле (8), подставляя $G_{\max}$ и полученное $\Delta p_{\text{р0}}$;

находят ближайшее большее значение максимальной пропускной способности $K_{V\,у}$ по техническим характеристикам выбранного типа регулирующего органа;

проверяют значение z по формуле (15);

находят модуль n по формуле (14) или (16).

Если он меньше 1,5—2,0 или удовлетворяет требованиям устойчивости, то принимают регулирующий орган с линейной собственной характеристикой. В противном случае выбирают регулирующий орган с параболической или равнопроцентной характеристикой.

Следует заметить, что при необходимости величину n можно уменьшить повышением начального перепада Δp_0. Для этого задаются величиной n и по формуле (14) или (16) находят требуемый $K_{V\,max}$, а затем ближайший $K_{V\,у}$. По формуле (8) определяют $\Delta p_{р0}$ и, суммируя с величинами $\Delta p_т$ и $\rho g H$, рассчитывают Δp_0.

В определенных пределах модуль n можно уменьшить путем повышения $K_{V\,т}$, например увеличив сечение трубопроводов или уменьшив гидравлическое сопротивление потребителя.

Приведенные выше формулы для определения расхода применяют для несжимаемой жидкости. Для перегретого пара или газа массовый расход вычисляют по формуле

$$G = BK_V\sqrt{\Delta p\rho}, \qquad (17)$$

где B — коэффициент, зависящий от свойств среды и учитывающий влияние ее сжимаемости.

Величину B можно найти по формуле

$$B = \frac{1}{\sqrt{1-\beta}}\sqrt{\frac{k_a}{k_a-1}\left(\beta^{2/k_a}-\beta^{(k_a+1)/k_a}\right)},$$

где β — отношение абсолютных давлений на выходе и входе ($\beta = p_{вых}/p_{вх}$); k_a — показатель адиабаты.

Порядок расчета для этого случая не отличается от рассмотренного выше, за исключением того, что вместо формулы (8) пользуются формулой (17).

Регулирующие органы с релейной характеристикой применяют в позиционных системах, чаще всего в двухпозиционных. Эти регулирующие органы имеют два устойчивых положения: «Открыто» и «Закрыто». Расчет их состоит только в определении $K_{V\,max}$ и по нему ближайшего каталожного значения $K_{V\,у}$. При этом порядок расчета не отличается от порядка расчета регулирующих органов с плавной характеристикой.

Глава II. ОСНОВНАЯ ЗАДАЧА АВТОМАТИЗАЦИИ И СПОСОБЫ ЕЕ РЕШЕНИЯ

Системы автоматизации решают комплекс задач по управлению работой холодильной машины или установки. Эти задачи следует разделять на основную и вспомогательные.

Основной задачей автоматизации является поддержание заданной температуры в объекте охлаждения или температуры холодоносителя. Эта задача решается путем автоматического регулирования температуры.

К вспомогательным задачам автоматизации относят питание испарителей жидким холодильным агентом, поддержание давления конденсации и др.

С постановкой и решением основной задачи тесно связана статическая характеристика холодильной установки.

СТАТИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Рассмотрим простейшую установку (рис. 15, *а*), которая состоит из объекта охлаждения *Об*, испарителя *И*, расположенного в объекте, компрессора *Км*, конденсатора *Кд* и регулирующего вентиля *РВ*. Пусть установка предназначается для поддержания в объекте температуры $t_в$. При этом объект подвержен воздействию внешнего фактора — окружающей температуры $t_н$. Как видно из схемы, режим работы установки харак-

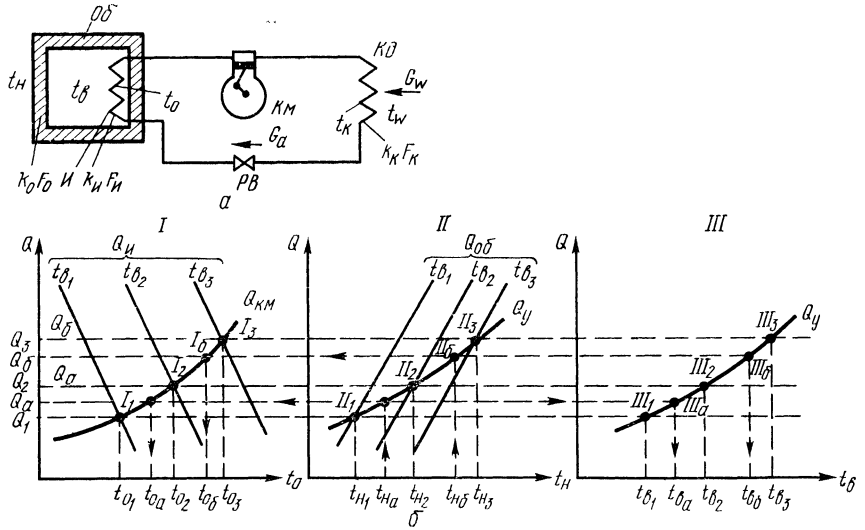


Рис. 15. Статические характеристики простейшей холодильной установки:
а — схема; *б* — построение совмещенных графиков

теризуется значительным числом термодинамических и конструктивных параметров: температурами хладагента в различных точках, температурой охлаждающей среды, расходами сред, размерами и параметрами теплопередающих поверхностей.

Для простоты условимся, что произведение $k_и F_и = \text{const}$ для испарителя и температура конденсации $t_к = \text{const}$. Оба эти условия легко реализуются на практике: первое — путем применения автоматических регулирующих вентилей, изменяющих расход хладагента $G_а$ и обеспечивающих постоянное заполнение испарителя, второе — с помощью автоматического регулятора, который изменяет расход охлаждающей среды G_w и поддерживает $t_к$ приблизительно постоянной.

Тепловое состояние объекта в установившемся процессе описывается системой из трех уравнений:

$$Q_{об} = k_о F_о (t_н - t_в); \quad (18)$$

$$Q_и = k_и F_и (t_в - t_0); \quad (19)$$

$$Q_{км} = f(t_0). \quad (20)$$

В этих уравнениях $Q_{об}$ и $Q_и$ — количество теплоты, проходящей в единицу времени соответственно через ограждения объекта и теплопередающую поверхность испарителя; $k_о F_о$ — величина, характеризующая теплопередачу через ограждения объекта; $Q_{км}$ — холодопроизводительность компрессора.

Уравнение (20) представляет собой характеристику компрессора, получаемую обычно экспериментальным путем.

Заметим, что в установившемся состоянии $Q_{об}=Q_и=Q_{км}$.

Выясним, какие значения будет принимать температура $t_в$ при различных значениях $t_н$ и непрерывно работающем компрессоре. Для этого построим три совмещенных графика (рис. 15, *б*).

На графике *I* совместим характеристики компрессора $Q_{км}=f(t_0)$ и испарителя $Q_и=f(t_0)$ (последняя построена для трех значений температуры воздуха $t_{в1}$, $t_{в2}$, $t_{в3}$). Точки I_1, I_2 и I_3 являются рабочими для выбранных значений $t_в$.

На графике *II* построим характеристику $Q_{об}=f(t_н)$ по уравнению (18) для тех же значений $t_в$. Исходя из условия установившегося состояния $Q_{об}=Q_и=Q_{км}$, можно утверждать, что точки II_1, II_2 и II_3 также соответствуют тем же трем установившимся режимам. Соединив эти точки плавной кривой, получаем статическую характеристику установки $Q_у=f(t_н)$, которая позволяет определить фактическую тепловую нагрузку на объект при различных значениях наружной температуры $t_н$.

График *III* является вспомогательным. Для значений $t_{в1}$, $t_{в2}$ и $t_{в3}$ и нагрузок Q_1, Q_2 и Q_3 найдены точки III_1, III_2 и III_3, которые принадлежат статической характеристике установки в виде $Q_у=f(t_в)$.

Пусть наружная температура равна $t_{н_а}$. Необходимо определить соответствующие температуры в объекте и кипения, а также фактическую тепловую нагрузку. На графике *II* по величине $t_{н_а}$ найдем рабочую точку $II_а$, которая соответствует нагрузке $Q_а$, температурам в объекте $t_{в_а}$ (см. график *III*) и кипения $t_{0_а}$ (см. график *I*). Если $t_н$ изменяется от $t_{н_а}$ до $t_{н_б}$, то $t_в$ лежит в пределах $t_{в_а} - t_{в_б}$, t_0 — в пределах $t_{0_а} - t_{0_б}$, а нагрузка — от $Q_а$ до $Q_б$.

Из изложенного можно сделать следующие выводы. Холодильная установка представляет собой объект с самовыравниванием. Это означает, что каждому значению нагрузки, в данном случае внешней температуры, соответствует определенное установившееся состояние, характеризуемое некоторым набором параметров. При этом в достаточно широких пределах изменения нагрузки установка сохраняет работоспособность.

Если с точки зрения стоящих перед установкой задач изменения температуры, возникающие в объекте, являются допустимыми, то такая установка в принципе не требует регулирования.

Однако в большинстве случаев технологические процессы, использующие холодильные машины, предъявляют более или менее жесткие требования к поддержанию температуры охлаждаемой среды. Описанные выше статические характеристики позволяют оценить влияние нагрузки на выходную величину, в данном случае температуру воздуха в камере, и принять решение о необходимости регулирования (ручного или автоматического).

СПОСОБЫ РЕШЕНИЯ ОСНОВНОЙ ЗАДАЧИ АВТОМАТИЗАЦИИ

Задача поддержания температуры появляется тогда, когда на объект действуют внешние воздействия, изменяющиеся во времени. Температура в объекте $t_в$ имеет тенденцию изменяться с изменением наружной температуры $t_н$. Таким образом, основная задача состоит в том, чтобы компенсировать изменения внешних воздействий и добиться постоянства величины $t_в$.

Примем те же упрощающие условия, что и в предыдущем тексте, и дополнительно условимся, что $t_в = t_{в_з} = \text{const}$, т. е. основная задача решена ($t_{в_з}$ — заданное значение). Для описания поведения установки воспользуемся той же системой уравнений (18)—(20). Очевидно, графики этих функций упростятся и будут иметь вид (рис. 16). Элементы установки выберем таким образом, чтобы при максимальной нагрузке Q_2 рабочая точка I_2 располагалась на пересечении характеристик $Q_{км}$ и $Q_и$. Следовательно, при меньших нагрузках для поддержания условия $t_в = t_{в_з}$ должны быть приняты специальные меры для сохранения условия $Q_{об} = Q_и = Q_{км}$. Этого можно достичь двумя способами: искусственным повышением тепловой нагрузки на объект либо уменьшением холодопроизводительности холодильной машины.

Сущность первого способа состоит в том, что в объект вводят управляемый нагреватель. Если внешняя температура $t_{н_а}$ ниже предельной $t_{н_2}$, то вносимая в объект извне теплота $Q_{об} = Q_а < Q_2$. Недостающую часть теплоты $Q_т = Q_2 - Q_а$ должен дать нагреватель. Этот способ находит весьма ограниченное применение из-за высоких энергетических потерь и в дальнейшем не рассматривается.

Сущность второго способа заключается в том, что рабочая точка характеристики холодильной машины перемещается в соответствии с нагрузкой на объект, причем это перемещение происходит по линии $Q_и$ (эта линия остается неизменной из ра-

нее принятого условия $k_и F_и = \text{const}$). Так, при внешней температуре $t_{н_a}$ режим холодильной машины определяется рабочей точкой I_a. Отсюда следует, что задача будет решена, если характеристика компрессора $Q_{км}$ изменится так, что точка ее пересечения с $Q_и$ совпадет с I_a. Это означает, что при втором способе основная задача решается изменением характеристики компрессора, который является регулируемым элементом холодильной установки. Этот способ энергетически более совершенен, так как в общем случае для производства меньшего количества холода компрессор затрачивает меньше энергии.

Приведенные рассуждения относятся и к некомпрессионным холодильным установкам, например абсорбционным, в которых регулируемым становится основной энергопотребляющий элемент — генератор.

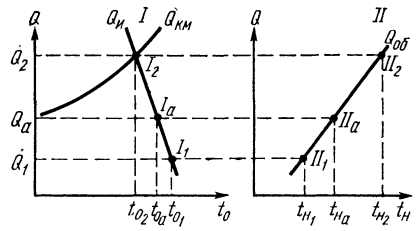


Рис. 16. Упрощенные статические характеристики

Различают две основные системы изменения холодопроизводительности: плавную и позиционную (ступенчатую). Плавная система может обеспечить любое значение холодопроизводительности между максимальным и минимальным. Позиционная система меняет холодопроизводительность скачками (ступенями). В зависимости от числа ступеней различают двух-, трех- и многопозиционные системы.

Существует также позиционное регулирование, приближающееся по своим свойствам к плавному. Это имеет место, когда размах колебаний очень мал, а их частота относительно велика.

Плавное изменение холодопроизводительности в компрессионных установках может реализовываться с помощью внешних и встроенных устройств.

К внешним относят регулирующие устройства (например, регулирующие клапаны), устанавливаемые на всасывающей линии компрессора или на линии перепуска с нагнетательной стороны на всасывающую. Клапаны на всасывающих линиях дросселируют пар перед компрессором, снижая его массовую производительность, а перепускные или байпасные клапаны возвращают часть сжатого пара на всасывание, в результате чего уменьшается количество пара, отсасываемого из испарителя. К внешним устройствам относят также плавно регулируемые приводы компрессоров (например, регулируемые электродвигатели постоянного или переменного тока, паровые или газовые турбины и т. д.).

Встроенными являются устройства, изменяющие внутренние параметры компрессоров. В поршневых компрессорах могут

применяться золотники, сообщающие полость цилиндра с всасывающей плотностью и плавно изменяющие ход сжатия, а также устройства, плавно изменяющие мертвый объем цилиндров. В винтовых компрессорах регулирующие золотники изменяют ход сжатия винтов. В центробежных компрессорах применяют регулируемый входной направляющий аппарат.

В теплоиспользующих установках для плавного изменения холодопроизводительности используют исключительно регулирующие клапаны, изменяющие расход греющих или охлаждающих сред. Так, в абсорбционных установках регулирующие клапаны устанавливают на линии подачи пара или другой греющей среды в генератор.

Позиционное изменение холодопроизводительности в основном используют в установках с поршневыми компрессорами. Наиболее распространенным является способ «пуск — остановка» компрессора. Если в установке один компрессор, то осуществляется двухпозиционное регулирование, если несколько — многопозиционное.

Широко распространен способ изменения холодопроизводительности отключением части цилиндров в многоцилиндровых компрессорах. В зависимости от числа цилиндров такой способ позволяет создать системы с тремя, четырьмя и более ступенями холодопроизводительности. Если переключение цилиндров осуществляется с достаточно высокой частотой, то такая позиционная система по своим свойствам оказывается близкой к плавной.

Одним из возможных способов является применение многоскоростных электродвигателей с соответствующими схемами управления.

Реализация основной задачи автоматизации фактически сводится к выбору способа изменения холодопроизводительности и созданию соответствующих систем регулирования. При этом принимают во внимание различные технико-экономические факторы, характеризующие холодильные установки: первоначальная стоимость, долговечность, простота, надежность в эксплуатации, затраты труда на эксплуатацию и ремонт, энергетическая эффективность и др.

ТИПОВЫЕ СЛУЧАИ РЕШЕНИЯ ОСНОВНОЙ ЗАДАЧИ

Несмотря на многообразие схем холодильных машин и установок и их автоматизации, можно выделить два наиболее характерных случая решения основной задачи: поддержание температуры в некотором объеме, обладающем определенной тепловой емкостью, и поддержание температуры рабочей среды в потоке на выходе из холодильной машины. Каждый из этих случаев может иметь место при охлаждении жидкой или газообразной рабочей среды.

Одним из главных вопросов, возникающих при решении основной задачи, является выбор системы регулирования температуры: должна ли она быть плавной или позиционной. Вопрос этот важен потому, что позиционная система, в частности способом «пуск — остановка», является наиболее простой, дешевой и надежной.

Случай 1. Требуется поддерживать температуру в объекте охлаждения. Автоматическое регулирование осуществляется регулирующим прибором, чувствительный элемент которого воспринимает температуру объекта.

Упрощенная схема системы регулирования температуры в объекте показана на рис. 17. Холодильная установка условно

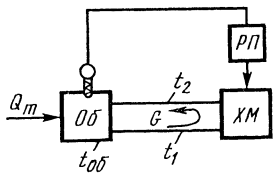


Рис. 17. Упрощенная схема системы регулирования температуры в объекте

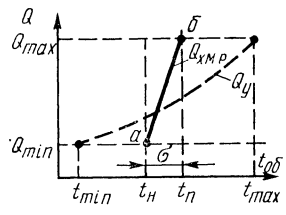


Рис. 18. Статическая характеристика холодильной установки с плавным регулированием температуры

расчленена на объект *Об* и холодильную машину *ХМ*. Объект охлаждения характеризуется температурой $t_{об}$, массой заключенной в нем охлаждаемой среды M, ее удельной теплоемкостью c, а также тепловой нагрузкой $Q_т$. Холодильная машина обеспечивает охлаждение среды, подаваемой с расходом G, от t_1 до t_2. Данную схему можно отнести как к установкам с жидким холодоносителем, в которых объектом является некоторая аккумулирующая емкость, так и к установкам с объектами в виде холодильных камер.

Система регулирования может быть плавной и позиционной.

При плавном регулировании задают допустимые пределы отклонения регулируемой величины, в данном случае температуры объекта. Пусть эти пределы ограничены значениями $t_н$ и $t_п$. Если возможные нагрузки на объект лежат между значениями Q_{min} и Q_{max}, то характеристика регулируемой холодильной машины будет находиться между точками *а* и *б* (рис. 18). На графике линия *аб* показана для простоты в виде прямой, хотя в реальных системах характеристика может быть и криволинейной. Разность $\sigma = t_п - t_н$, называемая неравномерностью регулирования, определяет возможную точность поддержания температуры. Характеристика $Q_{хм.р}$ является результирующей от совмещения характеристик регулирующего прибора и уст-

ройств, непосредственно воздействующих на холодопроизводительность машины.

Пунктирной линией показана статическая характеристика другой установки, предоставленной самой себе, т. е. работающей без искусственного изменения холодопроизводительности (см. рис. 15). Видно, что в том же диапазоне тепловых нагрузок на объект температура изменяется от t_{min} до t_{max}. Соотношение между неравномерностью регулирования и естественным диапазоном изменения температуры объекта показывает степень влияния регулятора: чем больше отношение между ними, тем это влияние сильнее, тем большую точность поддержания обеспечивает система регулирования.

Показанную на рис. 18 характеристику относят к случаю применения П-регулятора, обладающего неравномерностью или остаточным отклонением. При необходимости сузить допустимые пределы изменения регулируемой температуры применяют более чувствительные регуляторы с меньшей неравномерностью. В принципе неравномерность может быть сколь угодно малой и обратиться в нуль в астатическом И-регуляторе. Однако при этом система регулирования может оказаться неустойчивой или недопустимо медленно действующей. Поэтому при высоких требованиях к точности регулирования применяют более сложные системы, например с ПИ- или ПИД-регуляторами.

Регулируемая холодильная машина обеспечивает изменение холодопроизводительности от Q_{min} до Q_{max}. Величина Q_{max} обычно соответствует 100%-ной холодопроизводительности машины. Величина Q_{min} зависит от требований к холодильной установке, и при необходимости ее можно довести до нуля.

Позиционное регулирование осуществляется по той же схеме (см. рис. 17). Однако регулирующий прибор обладает ступенчатой характеристикой — двух- или многопозиционной.

Двухпозиционное регулирование обычно осуществляется способом «пуск — остановка». Под действием автоматических устройств холодильная машина периодически включается и выключается. Пусть регулирующий прибор обладает двухпозиционной релейной характеристикой (рис. 19, *а*). При повышении температуры объекта до $t_{вкл}$ подается сигнал на включение электродвигателя компрессора, а при понижении до $t_{вык}$ — сигнал на его выключение. Величина $\varkappa = t_{вкл} - t_{вык}$ представляет собой зону возврата реле температуры (дифференциал).

Графики (рис. 19, *б*) показывают протекание процессов во времени: на верхнем графике даны изменения температуры $t_{об}$, а на нижнем — моменты включения и выключения компрессора. Если в начальный момент времени компрессор отключен, то температура постепенно повышается и в момент времени τ_1 достигает значения $t_{вкл}$. В соответствии с характеристикой регулирующего прибора по достижении этой температуры подается

сигнал на включение компрессора. Однако температура в течение некоторого времени может продолжать повышаться, а затем начнет снижаться и в момент времени τ_2 достигнет значения $t_{вык}$. При этом компрессор останавливается, а температура после некоторого понижения начинает повышаться, пока в момент τ_3 не станет равной $t_{вкл}$. Компрессор пускается вновь. Далее процесс повторяется.

Если холодильная машина работает в установившемся режиме, то рассмотренный процесс является периодическим: пуски и остановки повторяются через постоянные промежутки времени.

Весь процесс можно разделить на участки длительностью $\tau_р$ (компрессор работает) и $\tau_н$ (компрессор не работает). Время $\tau_ц = \tau_р + \tau_н$ называют длительностью полного цикла, или периодом, а составляющие — соответственно рабочей и нерабочей частями цикла.

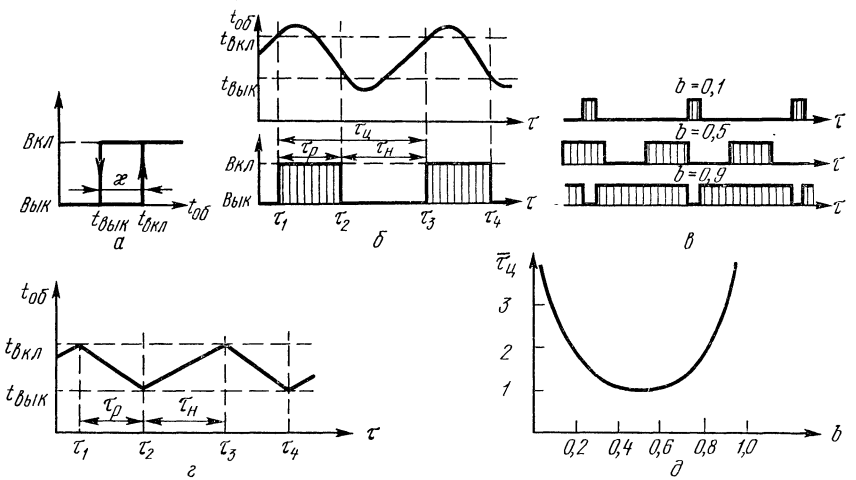


Рис. 19. Двухпозиционное регулирование температуры:
а — релейная характеристика регулирующего прибора; *б* — процесс регулирования во времени; *в* — графики работы машины при различных нагрузках; *г* — процесс регулирования во времени в системе без запаздывания; *д* — длительность цикла в зависимости от нагрузки

Отношение $b = \tau_р/\tau_ц$ — коэффициент рабочего времени. Оно характеризует тепловую нагрузку на установку и может изменяться в пределах $0 \leqslant b \leqslant 1$, что соответствует изменению тепловой нагрузки от нуля до максимальной, равной холодопроизводительности машины при непрерывной работе.

На рис. 19, *в* в качестве примера показаны диаграммы работы холодильной машины при трех значениях тепловой нагрузки: малой ($b=0,1$), средней ($b=0,5$) и большой ($b=0,9$).

При неизменной тепловой нагрузке на объект можно записать условие теплового баланса за один период:

$$Q_т\tau_ц = Q_{км.ср}\tau_р,$$

где $Q_{км.\,ср}$ — среднее значение холодопроизводительности компрессора в течение рабочей части цикла.

Тогда коэффициент рабочего времени можно выразить через тепловую нагрузку и холодопроизводительность:

$$b = \tau_р/\tau_ц = Q_т/Q_{км.ср}. \quad (21)$$

При определении длительности рабочей и нерабочей частей цикла упрощают задачу, положив, что в системе отсутствуют запаздывания, а изменение температуры во времени происходит по линейному закону (рис. 19, *г*). Кроме того, примем, что величины $Q_т$ и $Q_{км.\,ср}$ в течение рассматриваемых промежутков времени остаются постоянными. Указанные упрощения допустимы, если имеет место небольшой размах колебаний.

С учетом сказанного можно определить длительность рабочей части цикла

$$\tau_р = Mc_ж/(Q_{км.ср} - Q_т) \quad (22)$$

и нерабочей части цикла

$$\tau_н = Mc_ж/Q_т. \quad (23)$$

Теперь нетрудно найти длительность цикла как сумму величин $\tau_р$ и $\tau_н$:

$$\tau_ц = Mc_ж Q_{км.ср}/Q_т\,(Q_{км.ср} - Q_т). \quad (24)$$

Анализ этого выражения показывает, что тепловая нагрузка вызывает изменение длительности цикла от бесконечности до некоторой минимальной величины, которую можно найти дифференцированием выражения (24) по величине $Q_т$, приравниванием полученной 1-й производной нулю и решением уравнения относительно $Q_т$ или коэффициента b. Для уравнения (24) минимальное значение соответствует значению $b = 0{,}5$.

Подставляя в (24) значение $b = 0{,}5$, найдем минимальную длительность цикла

$$\tau_{ц\,min} = 4Mc_ж/Q_{км.ср}. \quad (25)$$

Введем понятие приведенной длительности цикла, которая является безразмерной величиной,

$$\bar{\tau}_ц = \tau_ц/\tau_{ц\,min} = 1/4b\,(1 - b). \quad (26)$$

На рис. 19, *д* приведен график зависимости (26), пользуясь которым можно определить длительность цикла для любой нагрузки на объект.

По длительности циклов и ее минимальным значениям судят о возможности применения двухпозиционного регулирования. Установлено, что слишком частые пуски компрессора неблагоприятно сказываются на его долговечности, вызывают

преждевременный износ пусковой аппаратуры и других элементов установки.

Принято считать допустимой частоту циклов для малых поршневых компрессоров до 5—6 в час, для средних и крупных — до 2—3 в час. Следовательно, система регулирования должна удовлетворять условию

$$1/\tau_{ц\ min} \leqslant f_{доп},$$

где $f_{доп}$ — допустимая частота циклов.

Обычно исходным параметром является допустимый разброс регулируемой величины, или амплитуда колебаний. В первом приближении можно считать, что амплитуда колебаний равна половине зоны возврата ($\varkappa/2$). Для удовлетворения приведенного выше условия необходимо, чтобы установка содержала достаточную массу M холодоносителя. По этой причине в установках для охлаждения жидких холодоносителей с достаточно емкими баками имеет место малая частота циклов. Такой же эффект создают холодильные камеры большой тепловой емкости.

Из изложенного следует, что двухпозиционная система способом «пуск — остановка» применима лишь в установках с объектами достаточно большой тепловой емкости.

Рассмотрим теперь принципы построения и основы работы многопозиционных систем регулирования, которые широко применяют при автоматизации холодильных установок. Такие системы подразделяют на статические и астатические. Эти названия в значительной степени условны и обозначают, что в первом случае средние значения температуры смещаются с изменением тепловой нагрузки, а во втором — остаются постоянными.

Одной из наиболее распространенных является статическая многопозиционная система (рис. 20). Она состоит из нескольких, в данном случае из трех, ступеней холодопроизводительности: *I*, *II*, *III*. Ступенями могут быть холодопроизводительности отдельных компрессоров, работающих на одну испарительную систему по способу «пуск — остановка», частичные холодопроизводительности одного компрессора, полученные отключением части цилиндров, ступенчатым изменением частоты вращения либо другим способом.

Регулирующий прибор (см. рис. 17) должен быть приспособлен для управления несколькими ступенями, т. е. иметь ступенчатую (многопозиционную) характеристику (рис. 20, *а*). Тот же эффект можно получить, если применить несколько двухпозиционных регулирующих приборов, управляющих соответствующими ступенями.

Отличительным свойством статической многопозиционной системы является настройка регулирующего прибора: ступени сдвинуты относительно друг друга по температуре. Так, сту-

пень I включается при $t_{вкл_1}$, II — при $t_{вкл_2}$, III — при $t_{вкл_3}$. Соответственно сдвинуты и температуры выключения ступеней $t_{вык_1}$, $t_{вык_2}$ и $t_{вык_3}$. Каждая из ступеней имеет собственную зону возврата $\varkappa_1$, $\varkappa_2$ и $\varkappa_3$. Эти зоны в частном случае могут быть равны между собой.

При описании работы статической многопозиционной системы условимся, что на каждой из ступеней холодильная машина имеет некоторую постоянную холодопроизводительность ($Q_{км.ср_1}$, $Q_{км.ср_2}$ и $Q_{км.ср_3}$).

Пусть тепловая нагрузка меньше холодопроизводительности ступени I ($0<Q_т<Q_{км.ср_1}$). Тогда при повышении темпе-

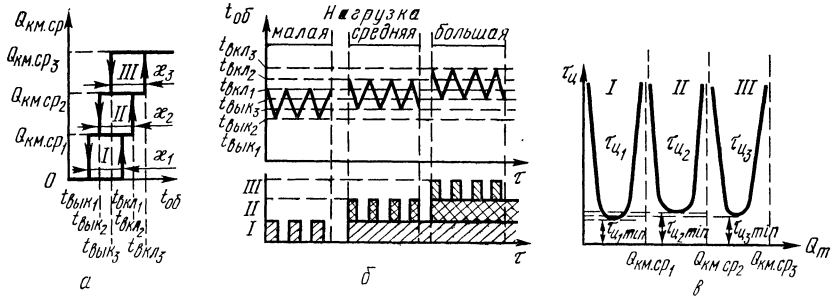


Рис. 20. Статическая многопозиционная система регулирования:
а — релейная характеристика регулирующего прибора; *б* — работа во времени при различных нагрузках; *в* — длительность циклов в зависимости от нагрузки

ратуры до $t_{вкл_1}$ включается ступень I. Так как $Q_т < Q_{км.ср_1}$, температура начнет понижаться, и при достижении $t_{вык_1}$ эта ступень отключается. Далее температура вновь начнет повышаться ($Q_т>0$), и при $t_{вкл_1}$ ступень снова включится. Процесс будет повторяться. Таким образом, при указанной тепловой нагрузке ступень I работает циклично, а остальные отключены. Графически этот процесс изображен на рис. 20, *б* как область малых нагрузок: температуры во времени колеблются от $t_{вкл_1}$ до $t_{вык_1}$.

Как и в обычной двухпозиционной системе, длительность циклов и их частей зависит от нагрузки: с ростом нагрузки длительность $\tau_{ц_1}$ вначале уменьшается до минимальной $\tau_{ц_1 min}$, а затем увеличивается до бесконечности, когда наступает равенство $Q_т=Q_{км.ср_1}$ и ступень I переходит в режим непрерывной работы (рис. 20, *в*).

Если тепловая нагрузка переходит в интервал $Q_{км.ср_1}<Q_т<$

$< Q_{\text{км. ср}_2}$, то ступень *I* будет оставаться непрерывно включенной, а *II* будет работать циклично, включаясь при $t_{\text{вкл}_2}$ и выключаясь при $t_{\text{вык}_2}$. Процесс регулирования иллюстрируется графиком (см. рис. 20, *б*) в области средних нагрузок и графиком $\tau_{\text{ц}_2}$ (см. рис. 20, *в*).

В интервале нагрузок $Q_{\text{км. ср}_2} < Q_{\text{т}} < Q_{\text{км. ср}_3}$ в режиме непрерывной работы находятся ступени *I* и *II*, ступень *III* работает циклично. Этой нагрузке соответствует последний участок графика (см. рис. 20, *б*) и график $\tau_{\text{ц}_3}$ (см. рис. 20, *в*).

Из рассмотренных графиков видно, что с увеличением тепловой нагрузки среднее значение температуры повышается, что и обусловило сходство данной системы с системой плавного регулирования.

По аналогии с изложенным выше и формулами (21)—(25) можно записать параметры циклов для статической многопозиционной системы:

$$b_i = (Q_{\text{т}} - Q_{\text{км. ср}(i-1)})/\Delta Q_{\text{км. ср}i}; \tag{27}$$

$$\tau_{\text{р}i} = Mcx_i/(Q_{\text{км. ср}i} - Q_{\text{т}}); \tag{28}$$

$$\tau_{\text{н}i} = Mcx_i/(Q_{\text{т}} - Q_{\text{км. ср}(i-1)}); \tag{29}$$

$$\tau_{\text{ц}_1} = Mcx\Delta Q_{\text{км. ср}i}/[(Q_{\text{км. ср}i} - Q_{\text{т}})(Q_{\text{т}} - Q_{\text{км. ср}(i-1)})]; \tag{30}$$

$$\tau_{\text{ц}_{1\min}} = 4Mcx_i/\Delta Q_{\text{км. ср}i}. \tag{31}$$

В формулах (27)—(31)

$$\Delta Q_{\text{км. ср}i} = Q_{\text{км. ср}i} - Q_{\text{км. ср}(i-1)},$$

где i — порядковый номер ступени регулирования.

Анализ работы статической многопозиционной системы показывает, что при прочих равных условиях расчленение компрессора на отдельные ступени или замена его группой компрессоров приводит к увеличению минимальной длительности циклов, т. е. делает систему совершенней. Реализация такой системы обычно не вызывает трудностей, так как регулирование можно осуществлять с помощью нескольких двухпозиционных реле. Как правило, статическая многопозиционная система устойчива. Ограничением ее применения является сдвиг настроек отдельных ступеней: при большом числе ступеней общее отклонение температуры может оказаться больше допустимого. Поэтому такую систему используют, когда число ступеней не превышает 3—4.

Астатические многопозиционные системы бывают двух видов: с многопозиционным релейным регулирующим прибором и с дополнительным временны́м устройством.

Астатическая система с многопозиционным релейным регулирующим прибором основана на использовании элементов

с разными зонами возврата, причем характеристика каждой последующей ступени перекрывает предыдущую (рис. 21, *а*).

Если тепловая нагрузка имеет значения от 0 до $Q_{\text{км. ср}_1}$, то циклично работает ступень *I*.

При повышении нагрузки до $Q_{\text{км. ср}_1}$ ступень *I* временно переходит в непрерывный режим. Температура повышается до $t_{\text{вкл}_2}$, что вызывает включение ступени *II*. При этом если тепловая нагрузка $Q_{\text{км. ср}_1} < Q_{\text{т}}^{1} < Q_{\text{км. ср}_2}$, то температура начнет понижаться, и при $t_{\text{вык}_1}$ ступень *I* отключается, а ступень *II* остается в непрерывной работе. Поскольку нагрузка больше, чем производительность ступени *II*, и меньше, чем сумма производительностей ступеней *I* и *II*, то ступень *I* будет работать

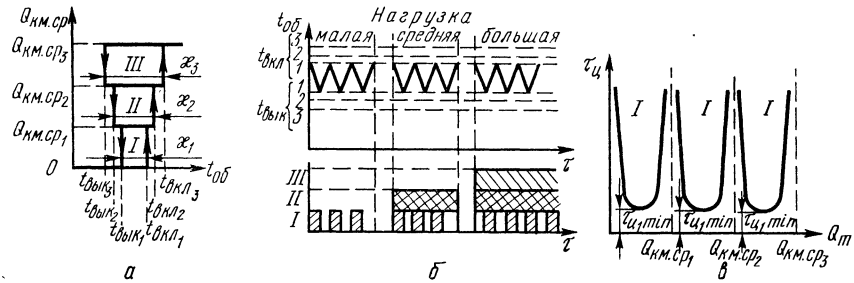


Рис. 21. Астатическая система с многопозиционным релейным регулятором: *а* — релейная характеристика регулирующего прибора; *б* — работа во времени при различных нагрузках; *в* — длительность циклов в зависимости от нагрузки

циклично. При дальнейшем росте нагрузки включится на непрерывную работу ступень *III* (ступень *II* остается в непрерывной работе), а циклично по-прежнему будет работать только ступень *I*. При снижении нагрузки последовательное отключение ступеней происходит в следующем порядке: сначала *II*, а затем *III*. В этом случае циклично работает также ступень *I* (рис. 21, *б* и *в*).

Из сказанного следует, что при всех нагрузках колебания температуры происходят между значениями $t_{\text{вкл}_1}$ и $t_{\text{вык}_1}$ (рис. 21, *б*), т. е. не наблюдается смещение средней температуры. Это свойство системы напоминает свойство системы с плавным астатическим регулятором, в которой регулируемая величина не изменяется при любых изменениях нагрузки.

Однако в данной системе наблюдаются временные отклонения температуры за указанные пределы, которые обусловлены переходами с одной ступени на другую. Их величины зависят от возможностей регулирующего прибора и в принципе могут быть достаточно малыми.

Отметим особенность рассматриваемой системы. Если ступени регулирования образуются параллельно работающими на одну испарительную систему несколькими компрессорами, то порядок работы ступеней значения не имеет и может назначаться произвольно.

Другое дело, если применяется компрессор со ступенчатым изменением холодопроизводительности и предусматривается, что при снижении нагрузки ниже заданной компрессор должен останавливаться и пускаться автоматически.

Нетрудно убедиться в том, что кажущееся естественным включение и выключение компрессора ступенью *I* регулирования лишено смысла, так как при всех нагрузках поддержание температуры будет осуществляться способом «пуск — остановка», в то время как другие ступени, лучше приспособленные для цикличной работы, будут функционировать только в непрерывных режимах.

Поэтому при использовании такой системы для компрессора со ступенчатым изменением холодопроизводительности привод собственно компрессора следует включать в последнюю ступень, в данном случае в *III*. При этом компрессор будет пускаться при $t_{\text{вкл}_2}$, а останавливаться при $t_{\text{выкз}}$, т. е. колебания температуры на нижней ступени будут иметь больший размах, чем на остальных. Однако этот недостаток в большинстве случаев не имеет большого значения, так как малые нагрузки обычно возникают с меньшей вероятностью. Другой недостаток состоит в том, что при включении компрессора его холодопроизводительность будет максимальной, она снизится до необходимой только после установления режима. Это явление может способствовать некоторому увеличению размаха колебаний температуры и тем самым приводит к ухудшению качества системы в целом.

В системе (см. рис. 21) циклично работает ступень *I*. Поэтому параметры циклов рассчитывают только для этой ступени:

$$b_{1i} = \left[Q_{\text{т}} - \left(Q_{\text{км. ср}_i} - \Delta Q_{\text{км. ср}_1}\right)\right] / \Delta Q_{\text{км. ср1}};$$

$$\tau_{\text{р}1i} = Mc\varkappa_1 / \left(Q_{\text{км. ср}_i} - Q_{\text{т}}\right);$$

$$\tau_{\text{н}_{1i}} = Mc\varkappa_1 / \left[Q_{\text{т}} - \left(Q_{\text{км.ср}_1} - \Delta Q_{\text{км. ср}_1}\right)\right];$$

$$\tau_{\text{ц}_{1i}} = Mc\varkappa_1 \Delta Q_{\text{км. ср}_1} / \left\{\left(Q_{\text{км. ср}_1} - Q_{\text{т}}\right)\left[Q_{\text{т}} - \left(Q_{\text{км. ср}_1} - \Delta Q_{\text{км. ср}_1}\right)\right]\right\};$$

$$\tau_{\text{ц}_{1\min}} = 4Mc\varkappa_1 / \Delta Q_{\text{км. ср}_1}.$$

Двойные индексы указывают, что параметры относятся к циклам ступени *I* при включенной на непрерывную работу *i*-й ступени.

Как и статическая многопозиционная система, рассмотренная астатическая система легко реализуется с помощью спе-

циальных приборов либо набором отдельных двухпозиционных реле; система обычно устойчива. При выборе системы следует учитывать допустимые уходы температуры при переходах с одной ступени на другую. В ряде случаев эта система позволяет получить лучшие результаты регулирования, чем при использовании статической.

Астатическую систему с дополнительным временным устройством применяют при автоматизации установок с поршне-

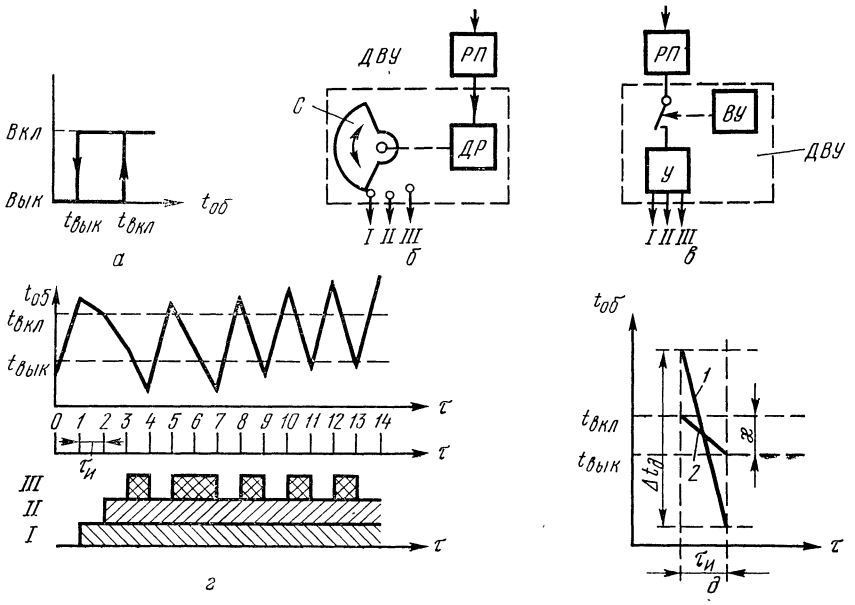


Рис. 22. Астатическая система с дополнительным временным устройством: *а* — релейная характеристика; *б* и *в* — упрощенные схемы; *г* — график процесса регулирования во времени; *д* — расчетный график

выми компрессорами. Для такой системы характерным является использование двух- или трехпозиционного реле, которое управляет несколькими ступенями производительности через специальное устройство, контролирующее фактическую величину регулируемой температуры через определенные промежутки времени. Если в момент контроля температура оказывается выше $t_{вкл}$, то система переводится на более высокую ступень производительности. Если же температура будет ниже $t_{вык}$, то она переходит на более низкую ступень. Схема регулирования должна содержать простейшие элементы памяти или суммирования, которые удерживают полученную команду до следующего момента контроля.

Рассмотрим работу астатической системы с дополнительным временным устройством, в которой регулирующий прибор имеет двухпозиционную релейную характеристику (рис. 22, *а*).

Упрощенная схема такой системы показана на рис. 22, *б*. Регулирующий прибор *РП* управляет объектом через дополнительное временное устройство *ДВУ*, в состав которого входит реверсивный двигатель *ДР*, приводящий во вращение контактный сектор *С*. Если температура выше заданной, то по команде регулирующего прибора двигатель поворачивает сектор против часовой стрелки. Последний, вращаясь с постоянной скоростью, последовательно замыкает контакты, включая ступени *I*, *II*, и *III*. Если регулирующий прибор фиксирует понижение температуры, то сектор изменяет направление вращения и последовательно отключает необходимое число ступеней.

Существует и другая схема, выполняющая те же функции (рис. 22, *в*). Регулирующий прибор *РП* получает сигнал от датчика температуры, установленного в объекте. К выходу прибора присоединено дополнительное временное устройство *ДВУ*, состоящее из времязадающего устройства *ВУ* и удерживающего (запоминающего) устройства *У*. Действие времязадающего устройства аналогично действию прерывателя, который периодически на короткое время замыкает цепь регулирования и пропускает управляющие сигналы от регулирующего прибора к удерживающему устройству. В остальное время цепь остается разомкнутой, а к ступеням *I*, *II* или *III* идет команда, сформированная при последнем замыкании.

Графики (рис. 22, *г*) иллюстрируют процесс регулирования во времени. На верхнем графике показаны изменения регулируемой температуры, на среднем — моменты замыкания цепи, а на нижнем — время работы отдельных ступеней регулирования. Любое изменение в работе ступеней может происходить только в момент появления импульса замыкания цепи.

Пусть на участке до 1-го импульса температура повышается, а холодильная машина полностью отключена. Во время 1-го импульса температура будет выше $t_{\text{вкл}}$, следовательно, релейный элемент находится в положении «Вкл.» и в соответствии с заданием удерживающее устройство дает команду на включение ступени *I*. Это приводит к понижению температуры. Однако при 2-м импульсе повторится команда «Вкл.», что вызовет включение ступени *II*. Скорость снижения температуры увеличится, однако к 3-му импульсу команда не изменится и произойдет включение ступени *III*. При 4-м импульсе релейный элемент уже переведен в положение «Выкл.», в результате чего ступень *III* отключается. Анализируя работу системы при последующих импульсах, можно убедиться, что при постоянной тепловой нагрузке колебания температуры, носящие периодический характер, имеют сложную форму: полный период включает в себя некоторое количество простых колебаний.

Основной особенностью такой системы является несовпадение импульсов и моментов прохождения температуры через переключающие значения $t_{вкл}$ и $t_{вык}$. В связи с этим имеют место выходы температуры за пределы зоны возврата релейного элемента. Стремление уменьшить уходы температуры приводит к уменьшению периода следования импульсов. Это в свою очередь увеличивает скорость переключения ступеней и может привести к неоправданным включениям и выключениям лишних ступеней.

Из сказанного следует, что при создании таких систем главным является правильный выбор периода импульсов. При этом важно также, чтобы и зона возврата обеспечивала бы выполнение поставленной задачи.

При решении задачи воспользуемся теми же упрощениями, к которым прибегали при рассмотрении других систем.

Задачу сформулируем следующим образом: какими должны быть период импульсов и зона возврата, чтобы при постоянных нагрузках уход температуры не превышал заданного и вероятность сложных переключений ступеней была бы минимальной.

Пусть допустимый размах колебаний температуры равен $\Delta t_д$. Очевидно, для выполнения поставленной задачи необходимо, чтобы при максимальной скорости изменения температура проходила перепад $\Delta t_д$ за время $\tau_и$ (линия *1* на рис. 22, *д*), а также чтобы при минимальной скорости изменения температуры она успевала пробежать зону возврата χ за то же время $\tau_и$ (линия *2* на рис. 22, *д*). Запишем формулы, определяющие период $\tau_и$ для обоих случаев:

для максимальной скорости

$$\tau_и = Mc\Delta t_д^{\prime} / \left| Q_{км.\,ср_i} - Q_т^{\prime} \right|_{max} = Mc\Delta t_д / \Delta Q_{км.\,ср_i} \left(1 - b_{min}\right); \qquad (32)$$

для минимальной скорости

$$\tau_и = Mc\chi / \left| Q_{км.\,ср_i} - Q_т \right|_{min} = Mc\chi / \Delta Q_{км.\,ср_i} \left(1 - b_{max}\right). \qquad (33)$$

Следует заметить, что пределы величин b_{min} и b_{max} равны соответственно 0 и 1. Если принять эти пределы, то задача становится неразрешимой. Поэтому будем исходить из того, что работа на предельных режимах мало вероятна и ими можно пренебречь. В расчетах целесообразно принимать следующие значения: $b_{max}=0{,}8 \div 0{,}9$, $b_{min}=0{,}1 \div 0{,}2$. При этих условиях формула (32) позволяет непосредственно определить величину $\tau_и$. Решая совместно уравнения (32) и (33), найдем

$$\chi = \Delta t \left[(1 - b_{max})/(1 - b_{min})\right].$$

Решение следует рассматривать как ориентировочное, так как помимо оговоренных упрощений при анализе не рассматривались несимметричные колебания.

Расчеты показывают, что для удовлетворения предъявленных требований зона возврата реле должна быть в несколько раз меньше, чем допустимый размах колебаний температуры.

Рассмотренную астатическую систему с дополнительным временным устройством можно усовершенствовать. Так, существуют системы, в которых при переключении управляющего реле немедленно включаются или отключаются следующие ступени (в зависимости от направления). Отсчет времени последующих импульсов каждый раз начинается с момента переключения управляющего реле. В такой системе можно ожидать меньших размахов колебаний температуры.

Возможно применять и более сложные системы с коррекцией по скорости изменения температуры.

Аналогичным образом решается задача в частном случае, когда температура t_1 поддерживается не в самом объекте, а в возвратном потоке холодоносителя от объекта *Об* к холодильной машине *ХМ* (см. рис. 17). В этом случае в цепь регулирования включена полная емкость объекта. Следовательно, такие системы регулирования выбираются и рассчитываются так же, как и при регулировании температуры в объекте.

Случай 2. Требуется поддерживать температуру рабочей среды на выходе из холодильной машины *ХМ*. Автоматическое регулирование осуществляется регулирующим прибором *РП*, чувствительный элемент которого воспринимает температуру выходящей рабочей среды t_2 (рис. 23).

Данная система имеет принципиальное отличие от рассмотренной выше: емкость объекта *Об* играет значительно меньшую роль в динамике регулирования, в то время как основное значение имеют время прохождения рабочей среды через испаритель холодильной машины и тепловая емкость испарителя.

Действительно, если машину остановить, то через промежуток времени, зависящий от длины хода жидкости в испарителе и ее скорости, на выходе появится теплая жидкость температурой t_1. Скорость повышения температуры несколько замедляется вследствие нагревания металла испарителя, а в затопленных испарителях, кроме того, и в результате нагревания жидкого хладагента.

После очередного пуска машины на выходе в течение короткого промежутка времени температура холодоносителя понижается, при этом незначительное емкостное запаздывание происходит из-за отдачи накопленной металлом и хладагентом теплоты.

Таким образом, в рассматриваемом случае имеют дело со значительно менее инерционной системой и в то же время с системой, в которой одним из основных динамических параметров является транспортное запаздывание. Регулирование таких систем связано с определенными трудностями.

Наилучшие результаты следует ожидать при использовании систем с плавными характеристиками, в которых можно использовать П- или ПИ-регуляторы. Для обеспечения необходимого качества регулирования элементы регулятора должны быть достаточно быстродействующими. Системы такого типа могут применяться в установках с винтовыми или центробежными компрессорами, которые имеют устройства плавного изменения холодопроизводительности.

Установки с поршневыми компрессорами приспособлены, как правило, для позиционного регулирования. Учитывая особенности данного случая, рассмотрим возможности реализации двух- или многопозиционных систем с помощью приближенного расчета параметров циклов.

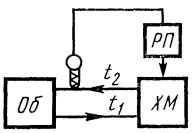


Рис. 23. Упрощенная схема системы регулирования температуры рабочей среды на выходе холодильной машины

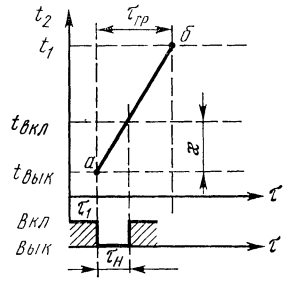


Рис. 24. Упрощенный график процесса изменения температуры во времени в двухпозиционной системе (способ «пуск—остановка»)

На упрощенном графике (рис. 24) показан процесс, протекающий в установке с двухпозиционной системой (способ «пуск — остановка») после выключения компрессора в момент τ_1. Если рабочая среда продолжает протекать через испаритель с постоянной скоростью и начальной температурой t_1, то температура t_2 на выходе будет постепенно повышаться и стремиться к t_1. По условию это равенство не может наступить раньше, чем через $\tau_{тр}$ (время прохождения рабочей среды через испаритель). Если положить, что изменение температуры происходит по линейному закону, то отрезок *аб* характеризует наиболее быстрое изменение t_2, т. е. соответствующее минимальной тепловой емкости испарителя. Этот отрезок принимают за расчетный и длительность нерабочей части цикла находят по формуле

$$\tau_н = \tau_{тр}\varkappa/(t_1 - t_{вык}) \qquad (34)$$

(значение t_1 является функцией тепловой нагрузки $Q_т$ и вычисляется по характеристике испарителя). Пользуясь ранее выведенными соотношениями, определяют:

$$\tau_р = \tau_н b/(1 - b); \qquad (35)$$

$$\tau_{ц} = \tau_{р} + \tau_{н} = \tau_{н}/(1 - b), \qquad (36)$$

где $b = Q_{т}/Q_{км.\,ср.}$

Время $\tau_{тр}$ можно найти через длину L прохождения и скорость v:

$$\tau_{тр} = Lv. \qquad (37)$$

Минимальная длительность цикла соответствует $b = 0{,}5$ ($\tau_{н} = \tau_{р}$). Следовательно, $\tau_{ц_{min}} = 2\tau_{н}$. Эту величину и следует принимать в расчет при определении допустимости способа «пуск — остановка».

Сравнивая расчетные длительности циклов в системах с регулированием температуры в емком объекте и на выходе из холодильной машины, можно сделать вывод, что в последнем случае циклы значительно короче и в связи с этим область применения способа «пуск — остановка» значительно сужается.

Применение статической и астатической многопозиционных систем в случае регулирования в потоке оказывается достаточно эффективным. При определении параметров циклов, воспользовавшись приближенной методикой, в формулы (34)—(37) подставляют величины зон возврата и средней холодопроизводительности компрессора соответственно для каждой ступени регулирования.

ОСНОВНЫЕ СХЕМЫ ПОДДЕРЖАНИЯ ТЕМПЕРАТУР В ОБЪЕКТАХ ОХЛАЖДЕНИЯ

Схема автоматического регулирования температуры зависит от назначения и технологических особенностей холодильной установки.

Ниже рассматриваются некоторые наиболее типичные схемы, встречающиеся в практике автоматизации компрессионных холодильных установок.

В однообъектной установке (рис. 25, *а*) температура рабочей среды (воздуха или жидкости) поддерживается путем непосредственного испарения хладагента в охлаждающем устройстве — испарителе *И*. Такая схема встречается чаще всего в установках, где объектами *Об* являются камера для хранения продуктов, испытательные камеры и другие помещения, в которых необходимо поддерживать температуру воздуха.

При выборе системы регулирования следует учитывать тепловую емкость объекта, допустимые отклонения температуры от заданной, а также тип компрессора.

Если расчет, проведенный по формуле (25) или по графику (см. рис. 19, *д*), показывает, что способ «пуск — остановка» применим, то такое решение задачи предпочтительнее. В этом случае регулирующий прибор, чувствительный элемент которого расположен в объекте, обладает двухпозиционной характеристикой и через соответствующие устройства управ-

ляет включением и выключением электродвигателя компрессора $K_м$.

Если способ «пуск — остановка» неприемлем, то применяют многопозиционное регулирование либо в необходимых случаях плавное. В этих случаях регулирующий прибор должен обладать соответственно многопозиционной или плавной характеристикой и воздействовать на устройства регулирования компрессора.

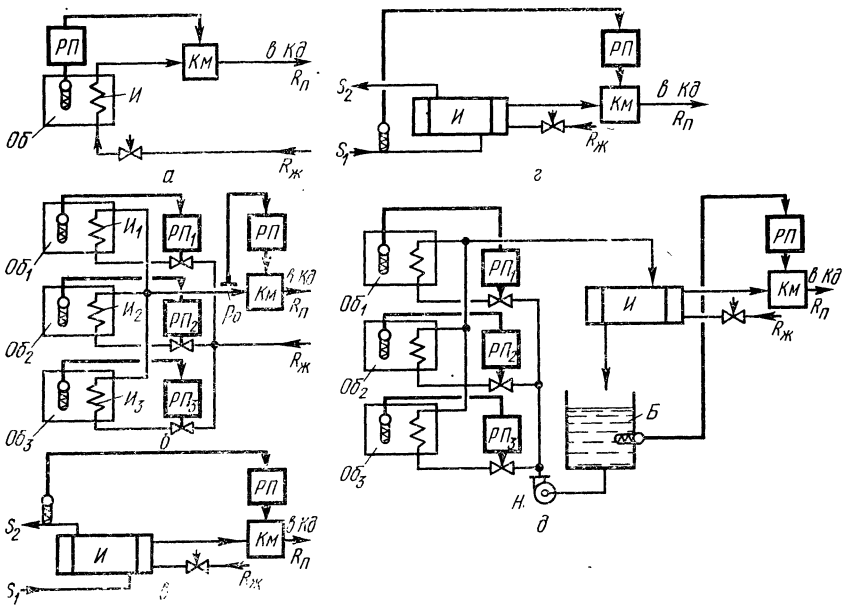


Рис. 25. Схема поддержания температур:

а — в однообъектной установке; *б* — в установке с несколькими объектами; *в* — холодоносителя, выходящего из испарителя; *г* — холодоносителя, входящего в испаритель; *д* — в установке с несколькими объектами при охлаждении холодоносителем

На схеме показана установка (рис. 25, *б*), в которой к компрессору (или группе компрессоров) присоединено несколько объектов, в каждом из которых поддерживается заданная температура. Установки с такими испарительными системами широко распространены на различных холодильниках с большим числом камер хранения. В каждом из объектов температура воздуха регулируется собственным прибором ($РП_1$, $РП_2$, $РП_3$), которые в подавляющем большинстве выбирают двухпозиционными. Эти приборы управляют регулирующими органами, открывающими или закрывающими подачу хладагента в соответствующие испарители.

Для изменения холодопроизводительности компрессора используют дополнительные устройства. Наиболее просто управ-

ление компрессором осуществляется по командам тех же приборов $РП_1$, $РП_2$ и $РП_3$: достаточно одному из них подать сигнал на открытие регулирующего органа данной камеры, как одновременно включается в работу компрессор. Он останавливается после того, как в последней из камер температура понизится и будет подана команда на закрытие подачи хладагента. Недостаток такой системы регулирования состоит в том, что один и тот же компрессор работает на одну и все камеры вместе. Это может вызвать значительные колебания температуры кипения и, следовательно, ухудшить энергетические показатели установки и условия хранения продуктов.

Более целесообразно применять компрессор или группу компрессоров с изменяемой холодопроизводительностью. Для этого необходимо создать дополнительную систему регулирования, например по температуре или давлению кипения. Назначение дополнительной системы с регулирующим прибором *РП* — поддержание требуемой температуры кипения (или давления p_0, как показано на рис. 25, *б*), в то время как назначение основных систем — поддержание температур в камерах путем открытия или закрытия подачи хладагента в испарители.

Дополнительная система может быть двух- («пуск — остановка» компрессора), многопозиционной или плавной. Двухпозиционное регулирование давления кипения можно применять, если испарительная система содержит достаточное количество хладагента, чтобы не вызвать слишком частые пуски и остановки компрессора. Поэтому в некоторых случаях приходится прибегать к более совершенным системам: многопозиционной или плавной.

На схеме показана установка (рис. 25, *в*), в которой поддерживается температура холодоносителя, выходящего из испарителя. Использование способа «пуск — остановка» не приводит к желаемым результатам. Здесь необходимы другие способы, не использующие включение и выключение двигателя компрессора.

Если вместо выходящего из испарителя холодоносителя регулировать температуру на входе в него (рис. 25, *г*) и если при этом на стороне потребления имеется достаточная емкость холодоносителя, то задача поддержания температуры упрощается и можно использовать двухпозиционное регулирование.

В холодильных установках с промежуточным холодоносителем (рис. 25, *д*) регулирование температуры осуществляется так же, как и в многообъектных установках непосредственного испарения. Создаются отдельные системы регулирования в объектах $Об_1$, $Об_2$ и $Об_3$, которые с помощью двухпозиционных регулирующих приборов $РП_1$, $РП_2$ и $РП_3$ поддерживают температуру путем открытия и закрытия подачи холодоносителя в охлаждающие устройства. Дополнительная система с регулирующим прибором поддерживает температуру холодоно-

сителя. Если в системе применен бак *Б* достаточной емкости, то регулирование можно осуществлять способом «пуск — остановка» компрессоров. При отсутствии бака или при недостаточной его емкости требуются другие способы регулирования.

Глава III. ИЗМЕНЕНИЕ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ КОМПРЕССОРОВ

Изменение холодопроизводительности компрессоров необходимо при решении основной задачи автоматизации — поддержании заданной температуры в объектах охлаждения.

Известны различные способы изменения холодопроизводительности. Одни из них осуществляются внешними устройствами, другие реализуются с помощью специальных узлов, конструктивно встроенных в компрессоры. Ниже рассматриваются способы изменения холодопроизводительности основных видов компрессоров: поршневых, винтовых и центробежных.

ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Поршневые компрессоры — наиболее распространенный тип холодильных компрессоров. Широкий диапазон холодопроизводительности (от сотен ватт до сотен киловатт), различные назначения и требования к установкам, где они применяются, обусловливают использование различных способов изменения холодопроизводительности. Главными из них являются «пуск—остановка», изменение числа работающих цилиндров, изменение частоты вращения вала компрессора, дросселирование всасываемого пара, байпасирование или перепуск сжатого пара на всасывающую сторону.

Выбор того или иного способа зависит от принятой системы регулирования температуры в объекте, конструкции компрессора, типа привода и т. д.

Способ «пуск—остановка»

Подавляющее большинство поршневых компрессоров приводится в действие от асинхронных короткозамкнутых электродвигателей. В связи с этим рассмотрим способ «пуск — остановка» компрессоров, снабженных только таким типом привода.

В зависимости от соотношения между вращающим моментом электродвигателя и моментом сопротивления компрессора различают прямой пуск и пуск с разгрузкой. При прямом пуске вращающий момент электродвигателя больше момента сопротивления компрессора. В этом случае для пуска достаточно выключить электродвигатель. Пуск с разгрузкой применяют,

когда возможно превышение момента сопротивления над вращающим моментом электродвигателя. На время пуска искусственно разгружают компрессор, уменьшая момент его сопротивления.

Соотношение между вращающим моментом электродвигателя и моментом сопротивления компрессора можно выявить, располагая соответствующими характеристиками. Примерный вид этих характеристик в виде зависимостей моментов от частоты вращения вала компрессора представлен на рис. 26.

Характеристики электродвигателя показывают изменение вращающего момента при его запуске, когда частота вращения вала компрессора последовательно пробегает от нуля до

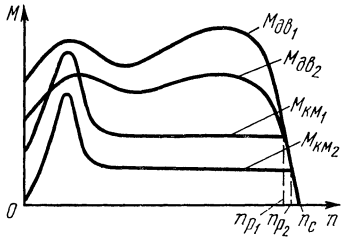


Рис. 26. Характеристики электродвигателя и компрессора

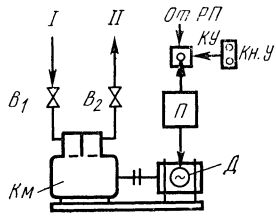


Рис. 27. Схема управления компрессором при прямом пуске

рабочего значения. Теоретически при отсутствии момента сопротивления частота вращения n стремится к синхронной $n_с$:

$$n_с = 60f/p, \tag{38}$$

где f — частота тока, Гц; p — число пар полюсов двигателя.

Характеристика компрессора описывает зависимость его момента сопротивления от частоты вращения. Пик момента при малой частоте вращения связан с малой эффективностью маховых масс и относится к мгновенным значениям момента.

Установившийся режим системы электродвигатель — компрессор наступает после пуска и соответствует точке пересечения характеристик электродвигателя и компрессора.

Пусть электродвигатель имеет характеристику $M_{дв_1}$, а компрессор — $M_{км_1}$. Поскольку характеристика $M_{км_1}$ лежит ниже характеристик $M_{дв_1}$ и пересекается с ней лишь на последнем участке, пуск может осуществляться напрямую без разгрузки. При этом система выйдет на устойчивый режим с частотой $n_{р_1}$.

Если же компрессор с характеристикой $M_{км_1}$ приводится во вращение электродвигателем с характеристикой $M_{дв_2}$, то пересечение характеристик произойдет уже при малых частотах, т. е. в начале пуска. Это означает, что электродвигатель не может вывести компрессор на номинальный установившийся ре-

жим. В этом случае пуск невозможен без разгрузки компрессора. С помощью специальных устройств на время пуска компрессор получает характеристику $M_{км_2}$, которая лежит ниже характеристики $M_{дв_1}$. В этом промежуточном сочетании электродвигатель может выйти на режим с частотой $n_{р_2}$ и далее компрессору возвращается естественная характеристика $M_{км_1}$ с установившейся частотой $n_{р_1}$.

Аналогичное положение может иметь место и при изменении во время запуска характеристики электродвигателя, например из-за большого падения напряжения при слабом источнике электроснабжения.

Если нормальному напряжению соответствует характеристика $M_{дв_1}$, а пониженному $-M_{дв_2}$, то для пуска компрессора с характеристикой $M_{км_1}$ требуется разгрузка.

Компрессоры с прямым пуском. Если характеристика электродвигателя обеспечивает прямой пуск, то схема управления (рис. 27) содержит минимальный набор элементов: пускатель *П*, ключ *КУ* и кнопки *Кн.У*.

Всасывающий и нагнетательный вентили B_1 и B_2 компрессора *Км* остаются постоянно открытыми, вследствие чего никаких предварительных операций перед пуском осуществлять не требуется.

Ключ управления, предназначенный для выбора режима работы, имеет два положения: «Ручное управление» и «Автоматическое управление». В положении ключа «Ручное управление» пуск и остановку компрессора осуществляет обслуживающий персонал нажатием кнопок «Пуск» или «Стоп». Этот режим управления используют в особых случаях (наладка, пробный запуск и т. п.). В положении ключа «Автоматическое управление» электродвигатель *Д* включается и выключается по командам от регулирующего прибора *РП*, который имеет релейную (двухпозиционную) характеристику. Исходя из соображений безопасности, схему обычно строят так, чтобы кнопка «Стоп» действовала в обоих положениях ключа управления.

Компрессоры с разгрузкой при пуске. Разгрузку компрессора при пуске можно осуществлять несколькими методами, главными из которых являются байпасирование или перепуск пара с нагнетательной на всасывающую сторону и дросселирование всасываемого пара, а также комбинация этих методов (комбинированная схема).

Байпасирование. Этот метод обеспечивает разгрузку компрессора путем уменьшения разности давлений всасывания и нагнетания. Для байпасирования чаще всего используют электромагнитный вентиль *ЭВ* (рис. 28, *а*), представляющий собой двухпозиционное запорное устройство, которое открывается при подаче тока в электромагнит и закрывается при его отключении. На время пуска с помощью электромагнитного вентиля соединяют линии всасывания и нагнетания.

В дополнение к электромагнитному вентилю применяют обратный клапан *ОК*, расположенный на нагнетательной линии. Обратный клапан отсекает от компрессора конденсатор и другие аппараты.

Управление осуществляется теми же элементами, что и при прямом пуске. Дополнительно применяют реле времени *РВ*, которое задает время работы байпаса.

В зависимости от типа установки, режима ее работы, взаимного размещения элементов перед пуском может иметь место различное сочетание давлений всасывания $p_{вс}$ и нагнета-

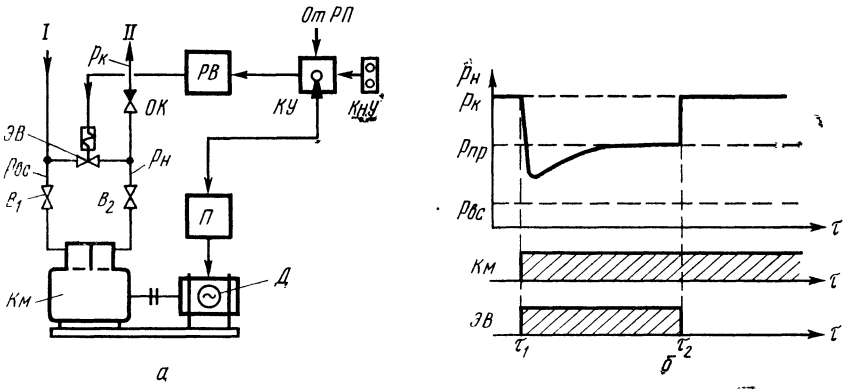


Рис. 28. Управление компрессором с разгрузкой при пуске методом байпасирования:
а — схема; *б* — график процесса пуска во времени

ния $p_н$. При длительной стоянке давления могут сблизиться или даже сравняться. В то же время при нормальной циклической работе эти давления в течение нерабочей части цикла не успевают существенно измениться. Поэтому их можно принять равными рабочим. Такое же положение наблюдается и при работе компрессора в составе группы машин, присоединенных к одной испарительной системе.

Рассмотрим процесс разгрузки компрессора (рис. 28, *б*).

Пусть к моменту пуска установки давление нагнетания равно давлению конденсации ($p_н = p_к$). При поступлении команды на пуск в момент времени τ_1 одновременно включаются электродвигатель компрессора *Км* и электромагнитный вентиль *Эв*. Давление $p_н$ достаточно быстро понижается, так как электромагнитный вентиль сообщает нагнетательную полость со всасывающей, а обратный клапан отсекает давление $p_к$ от компрессора. По мере набора скорости вращения вала компрессора давление $p_н$ постепенно повышается до промежуточного $p_{пр}$, величина которого зависит от гидравлического сопро-

тивления байпасной петли: чем это сопротивление меньше, тем меньше промежуточное давление, момент сопротивления компрессора и потребляемая мощность.

Процесс пуска завершается в момент τ_2, когда реле времени выключает электромагнитный вентиль. При этом давление нагнетания практически мгновенно повышается до $p_к$ (строго говоря, эта величина выше на падение давления в обратном клапане). Обратный клапан открывается, и компрессор нагнетает пар в конденсатор. Время, в течение которого байпасный вентиль открыт, для различных машин составляет 10—20 с.

Расчет требуемого размера электромагнитного вентиля сводится к определению допустимого значения давления $p_{пр}$ и по нему допустимого перепада давления на вентиле. Пользуясь расчетными формулами (8) и (17), можно определить требуемую условную пропускную способность K_V и по ней, имея соответствующие характеристики электромагнитных вентилей, размер вентиля. При выборе электромагнитного вентиля следует иметь в виду, что в закрытом положении он должен плотно закрываться во избежание потерь холодопроизводительности, а в открытом — должен выдерживать значительное повышение температуры (в некоторых случаях до 80—110 °С и даже выше).

В некоторых случаях, когда требуется уравнять давления всасывания и нагнетания до пуска компрессора, применяют схему с предварительным открытием электромагнитного вентиля. Для этого в схему управления включают дополнительное реле времени, которое и создает нужный интервал времени. Существуют также схемы, в которых байпасный вентиль открывается при остановке компрессора и остается в открытом положении на все время стоянки. В такой схеме не требуется дополнительного реле времени.

Дросселирование всасываемого пара. Этот метод применяют, когда за время стоянки давление в испарителе может повыситься до значений, вызывающих недопустимый момент сопротивления компрессора при пуске. Задача сводится к тому, чтобы отсос пара из испарителя происходил постепенно без превышения допустимого давления всасывания. Схема с регулятором давления представлена на рис. 29, *а*. Остальная схема управления не отличается от схемы прямого пуска.

Регулятор *РгД*, представляющий собой регулятор давления «после себя», воспринимает давление на своем выходе и в зависимости от его изменений переставляет клапан. Статические характеристики П-регулятора представлены на рис. 29, *б*. График построен в координатах давление всасывания $p_{вс}$ — расход хладагента $G_а$. Каждая из кривых относится к определенному давлению кипения в испарителе, т. е. к давлению на входе

в регулятор. В пределах зоны пропорциональности (неравномерности) σ расход хладагента примерно линейно зависит от давления $p_{вс}$ при $p_0 = \text{const}$. За пределами этой зоны зависимость имеет параболический характер.

Пуск компрессора осуществляется с открытыми всасывающим и нагнетательным вентилями. Предположим, что к моменту пуска давления в испарителе и перед компрессором одинаковы $p_{вс} = p_0 = p_1$. При этом регулятор настроен на поддержание после себя давления не выше допустимого $p_д$. Эти величины нанесены на график процесса пуска (рис. 29, *в*). Из сопоставления давлений видно, что настройка регулятора лежит ниже начального давления. Следовательно, в это время клапан регулятора полностью закрыт.

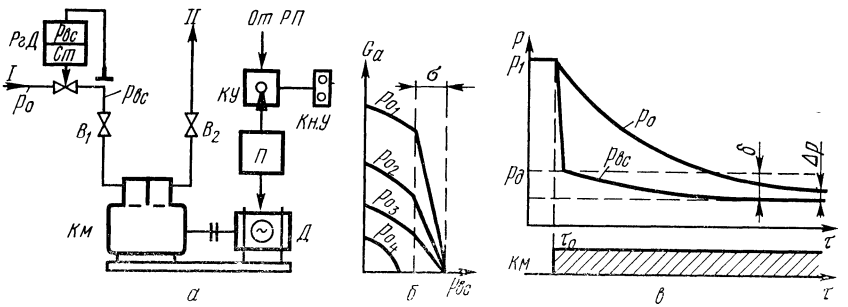


Рис. 29. Пуск компрессора с разгрузкой методом дросселирования:
а — схема; *б* — статические характеристики П-регулятора; *в* — график процесса пуска во времени

В момент времени τ_0 включается электродвигатель компрессора, и последний быстро отсасывает участок всасывающей линии после регулятора, давление $p_{вс}$ уменьшается до $p_д$. В дальнейшем компрессор постепенно понижает давление в испарителе p_0. Давление $p_{вс}$ будет незначительно понижаться в пределах неравномерности. При этом будет обеспечиваться работа компрессора в процессе пуска при давлении всасывания не выше допустимого. По мере уменьшения давления в испарителе клапан регулятора открывается, пока не откроется полностью. На этом процесс пуска завершается. В открытом положении на клапане регулятора остается падение давления Δp, характеризующее регулятор как гидравлическое сопротивление и позволяющее оценить вызываемые им энергетические потери при нормальной работе холодильной машины.

Величины падения давления на клапане регулятора и пропускной способности (по допустимому падению давления) можно найти с помощью расчетных формул (8) и (17). При этом следует иметь в виду, что допустимое падение давления и устойчивая работа регулятора являются требованиями про-

тиворечивыми: первое требует большего размера регулятора, а второе — меньшего. В связи с этим следует выбирать регулятор, исходя из требований устойчивого регулирования, а затем проверять на допустимость падения давления.

Комбинированная схема. Этот метод применяют в случаях, когда при пуске возникают большие разности давлений и большие давления в испарителе. Работа такой схемы не отличается от работы рассмотренных выше схем.

Изменение числа работающих цилиндров

Данный способ применим для многоцилиндровых компрессоров, в конструкции которых предусмотрены устройства, позволяющие включать в работу или выключать отдельные цилиндры или группы цилиндров. Используя этот способ, можно создавать многопозиционные системы регулирования. При совмещении этого способа со способом «пуск — остановка» и снижении нагрузки ниже, чем холодопроизводительность минимальной ступени, выключают компрессор.

В зависимости от числа цилиндров компрессора встречаются следующие варианты деления на ступени:

Число цилиндров	Ступень холодопроизводительности
3, 6, 12	0, 1/3, 2/3, 1
4, 8, 16	0, 1/4, 1/2, 3/4, 1

Кроме указанных могут использоваться и другие варианты, например 0, $^2/_3$, 1 или 0, $^1/_2$, 1.

В современных холодильных компрессорах используют различные методы включения и выключения цилиндров, главными из которых являются отжим всасывающих клапанов и байпасный перепуск из отдельных цилиндров. Общим для этих методов является возвращение пара из отключенного цилиндра во всасывающую полость соответственно через отжатый всасывающий клапан и через нагнетательный клапан и байпас.

Отжим всасывающих клапанов. Устройства для отжима всасывающих клапанов обеспечивают удержание их в открытом состоянии в течение необходимого времени. В зависимости от типа привода устройства для отжима разделяют на электромагнитные и гидравлические.

Электромагнитные устройства состоят из катушек электромагнитов, магнитопроводов и собственно пластин клапанов, являющихся подвижными элементами электромагнитов. В зависимости от места расположения катушек различают электромагнитные устройства с внутренними и внешними катушками.

Схематически клапанная часть цилиндров, снабженная электромагнитным устройством с внутренними катушками, показана на рис. 30, *а*. Катушка *1* размещается в корпусе клапана *2*, выполненного из стали с высокой магнитной проницае-

мостью. Снизу катушка закрыта проставкой *3* из немагнитного материала. Кольцевая пластина всасывающего клапана *5* перемещается между проставкой и седлом *4*.

При отсутствии тока в катушке пластина под давлением газового потока свободно перемещается, в результате чего открывается и закрывается проход седла.

При подаче тока в катушку вокруг нее образуется магнитное поле, которое пронизывает газовый зазор, замыкаясь че-

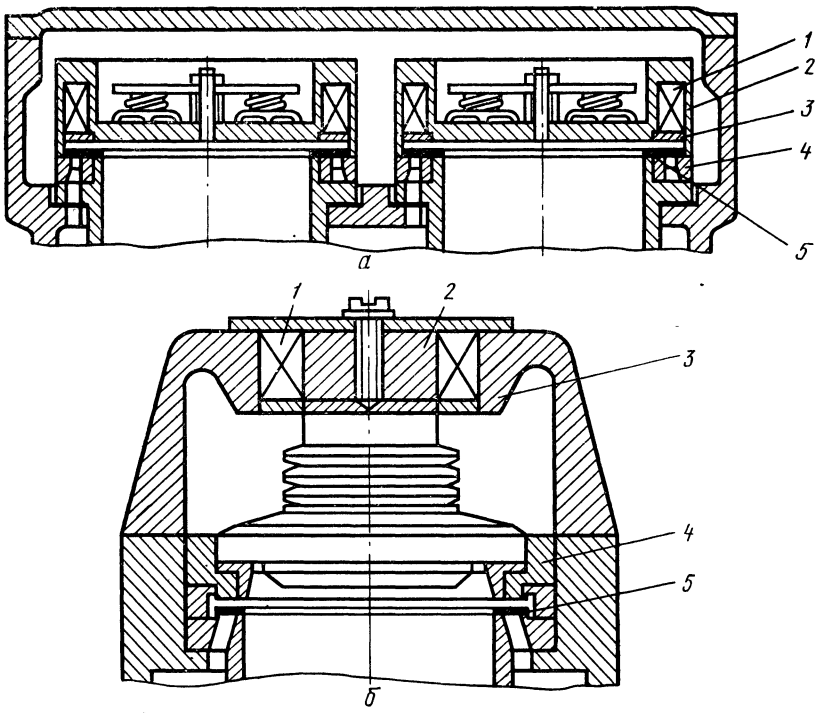


Рис. 30. Электромагнитные устройства для отжима всасывающих клапанов: *а* — с внутренними катушками; *б* — с внешними катушками

рез пластину клапана, также выполненную из стали с высокой магнитной проницаемостью. Сила тяги выбирается так, чтобы при поднятии пластина далее удерживалась в верхнем положении независимо от положения поршня. При этом полость цилиндра оказывается соединенной со всасывающей полостью компрессора, в результате чего данный цилиндр оказывается выключенным из работы.

После выключения тока магнитное поле исчезает и пластина освобождается. Цилиндр вновь включается в работу.

Описанная схема проста в изготовлении и надежна в работе, однако для ремонта или замены катушки требуется частичная разборка компрессора. Кроме того, размещение внутренних катушек затруднено, если хладагент (например, аммиак) агрессивен к меди. В этих случаях применяют электромагнитные устройства с внешними катушками (рис. 30, *б*).

Катушка *1* размещается в крышке компрессора, которая является внешней частью магнитопровода. В катушке находится постоянный магнит *2*, который соприкасается с деталями, составляющими внутренний магнитопровод (пружина, нагнетательный клапан и др.). Для придания магнитному потоку нужного направления применяют немагнитные проставки *3* и *4*.

Постоянный магнит создает начальный магнитный поток, на который накладывается создаваемый катушкой поток нужного направления. Как и в предыдущем случае, суммарный поток замыкается через газовый зазор и пластину *5* всасывающего клапана. Пластина удерживается в верхнем положении.

Основным достоинством электромагнитных устройств является их быстродействие (время срабатывания не превышает 5—10 мс). Это позволяет изготовлять на их основе как простые многопозиционные системы регулирования, так и системы, близкие по свойствам к плавным.

Гидравлические устройства состоят из гидравлических приводов, являющихся силовыми элементами, элементов управления и распределения, а также из маслосистемы с насосом и трубопроводом. В большинстве случаев для отжима клапанов используют маслосистему смазки компрессора, дополняя ее необходимыми трубопроводами.

В качестве гидравлических приводов обычно применяют поршневые механизмы с возвратной пружиной, нормально отжатые, т. е. при отсутствии давления масла отжимающие клапан и выключающие цилиндр.

Один из возможных вариантов конструкции гидравлического устройства представлен на рис. 31. Цилиндр *1* снабжен кольцевым всасывающим клапаном *2* и нагнетательным клапаном *10*. Собственно гидравлический привод состоит из масляного цилиндра *5*, поршня *7* и возвратной пружины *6*. Масляные трубопроводы присоединяются к боковому (напорному) и верхнему (сливному) штуцерам.

Когда через напорный штуцер подается масло от насоса, поршень, преодолевая сопротивление пружины, переходит в верхнее положение. Когда же этот штуцер сообщается с картером и давления над и под поршнем сравниваются, поршень под действием возвратной пружины опускается вниз.

Перемещения поршня через шток *8* передаются диску *9*, к которому крепятся несколько толкателей *3* с пружинами *4*.

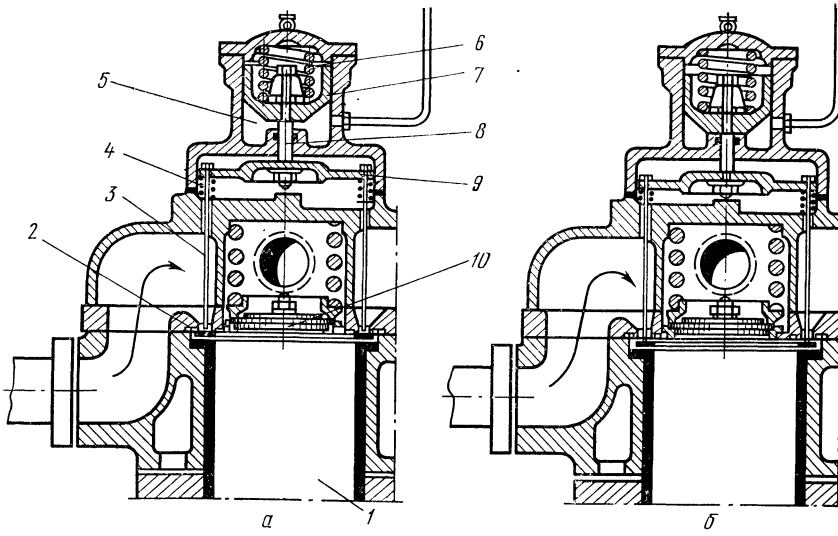


Рис. 31. Гидравлическое устройство для отжима всасывающих клапанов:
а — цилиндр включен; *б* — цилиндр выключен

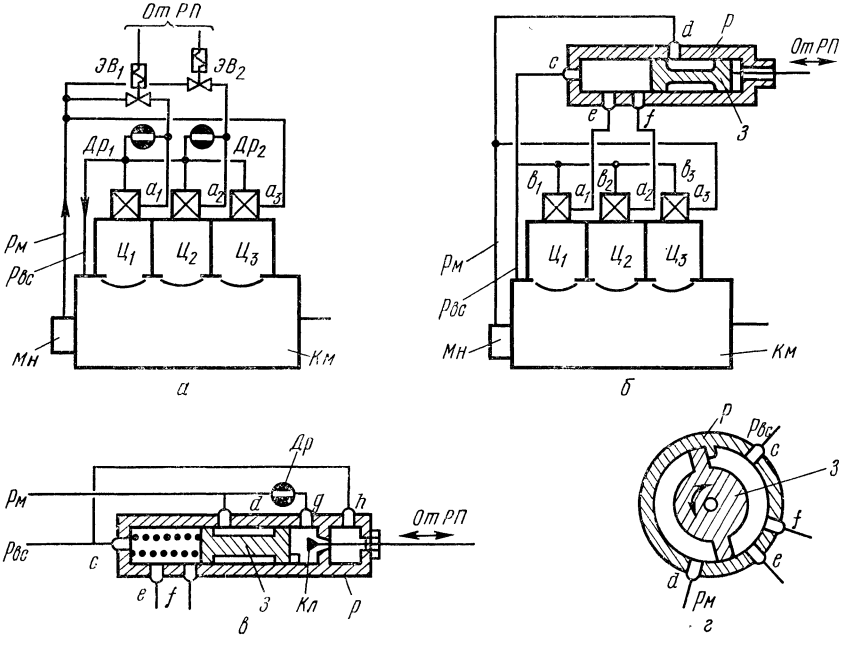


Рис. 32. Управление работой гидравлических приводов для отжима всасывающих клапанов:
а — электромагнитными вентилями; *б* — золотниковым распределителем прямого действия; *в* — золотниковым распределителем непрямого действия; *г* — вращающимся золотником

Нижний конец каждого толкателя при движении вниз упирается в пластину всасывающего клапана и принудительно отжимает ее от седла, выключая данный цилиндр компрессора из работы. При отводе толкателей вверх всасывающий клапан освобождается и цилиндр вводится в работу.

На рис. 31, *а* показан цилиндр во включенном положении, а на рис. 31, *б* — в выключенном.

При неработающем компрессоре, когда давление во всей маслосистеме равно давлению в картере, все цилиндры, снабженные гидравлическими отжимными устройствами, оказываются выключенными, что обеспечивает разгрузку при пуске.

Управление работой гидравлических приводов осуществляется с помощью распределителей, обеспечивающих подачу масла к соответствующим цилиндрам по командам от регулирующего прибора.

Известно большое число различных распределителей. Рассмотрим два наиболее часто применяемых типа: с помощью электромагнитных вентилей и золотниковый.

Схема управления работой гидравлических приводов с помощью электромагнитных вентилей показана на рис. 32, *а*.

В качестве примера взят трехцилиндровый компрессор *Км*, все цилиндры которого имеют устройства для отжима клапанов. При этом два цилиндра $Ц_1$ и $Ц_2$ участвуют в изменении холодопроизводительности, а цилиндр $Ц_3$ отключается только при остановке компрессора.

При стоянке компрессора, а следовательно, и перед пуском всасывающие клапаны всех цилиндров отжаты и цилиндры отключены. Это происходит вследствие того, что при неработающем компрессоре давление нагнетания $p_м$ маслонасоса *Мн* равно давлению $p_{вс}$ в картере.

При работающем компрессоре и отключенных электромагнитных вентилях $ЭВ_1$ и $ЭВ_2$ включен только цилиндр $Ц_3$, так как к штуцеру a_3 подведено полное давление маслонасоса, а давление в штуцерах a_1 и a_2 равно $p_{вс}$ из-за сообщения этих штуцеров с картером через дроссели малого сечения $Др_1$ и $Др_2$. В этом положении компрессор имеет $^1/_3$ полной холодопроизводительности.

Если включить электромагнит вентиля $ЭВ_2$, то к штуцеру a_2 будет подано полное давление (дроссель не оказывает влияния из-за малого сечения) и в работу включается цилиндр $Ц_2$.

При включении вентиля $ЭВ_1$ в работу вводится цилиндр $Ц_1$, после чего компрессор работает с полной холодопроизводительностью.

При отключении электромагнитных вентилей будут выключаться соответствующие цилиндры.

Управление электромагнитными вентилями распределителя осуществляется по командам от регулирующего прибора *РП*.

Схема с применением золотникового распределителя прямого действия показана на рис. 32, *б*. В корпусе распределителя *Р* двигается золотник *З*, перемещаемый по командам от регулирующего прибора *РП*. К штуцеру *d* подводится масло с давлением $p_м$, через штуцер *с* масло сливается в картер компрессора, через штуцеры *е* и *f* масло подается в гидравлические приводы соответствующих цилиндров.

В крайнем правом положении золотника штуцера гидравлических приводов соединены со сливным трубопроводом, в результате чего цилиндры $Ц_1$ и $Ц_2$ выключены из работы. При перемещении золотника влево штуцер *d* соединяется со штуцером *f*, вследствие чего к приводу цилиндра $Ц_2$ подводится давление $p_м$ и цилиндр включается в работу. При дальнейшем перемещении золотника влево включается цилиндр $Ц_1$.

Для перестановки золотника необходим механизм, преобразующий сигналы регулирующего прибора в поступательное движение. Для этого используют электродвигатели с редукторами и винтовыми парами, пневматические механизмы и др.

В тех случаях, когда целесообразно применять золотниковые распределители с малым ходом входного штока и малыми усилиями, используют золотниковые распределители непрямого действия (рис. 32, *в*). Входной шток заканчивается регулирующим клапаном *Кл*, через который масло перепускается в правую полость и далее через штуцер *h* сбрасывается в картер. Перед штуцером *g* установлен дроссель малого сечения, в связи с чем давление в полости справа от золотника зависит от положения регулирующего клапана: чем больше открыт клапан, тем ниже давление в полости. Таким образом, возникают разность давлений и сила, действующая на золотник в направлении справа налево. В противоположном направлении действует сила сжатия пружины. Золотник будет занимать положение, при котором имеет место баланс сил. При движении входного штока справа налево золотник будет перемещаться слева направо. В данном случае малое перемещение клапана позволяет получить практически любое перемещение золотника.

В некоторых случаях применяют распределитель с вращающимся золотником (рис. 31, *г*). Принцип его действия не отличается от рассмотренных выше. Привод такого распределителя осуществляется от электродвигателя с редуктором.

Байпасный перепуск из отдельных цилиндров. При использовании данного метода необходимо, чтобы каждый из цилиндров или группа цилиндров имели раздельные нагнетательные полости и выходы из них (рис. 33). На индивидуальных нагнетательных линиях установлены обратные клапаны $ОК_1$ и $ОК_2$ и к ним присоединены электромагнитные вентили $ЭВ_1$ и $ЭВ_2$. Выход цилиндра $Ц_3$ соединен с нагнетательным коллектором напрямую.

Когда электромагнитные вентили закрыты, сжатый пар, проходящий через обратные клапаны и нагнетательный вентиль $В_2$, подается в конденсатор. Если по сигналу регулирующего прибора $РП$ будет открыт электромагнитный вентиль $ЭВ_1$, то давление $p_{н1}$ на выходе цилиндра $Ц_1$ станет ниже, чем давление $p_к$ в общей линии нагнетания. Это приводит к закрытию клапана $ОК_1$. Весь пар, нагнетаемый цилиндром $Ц_1$, будет возвращаться во всасывающую полость. При этом степень сжатия будет невелика: она зависит от сопротивления цепи нагнетательный клапан цилиндра — электромагнитный вентиль — трубопроводы. Чем меньше сопротивление и степень сжатия, тем система более эффективна и работает с меньшими энергетическими потерями.

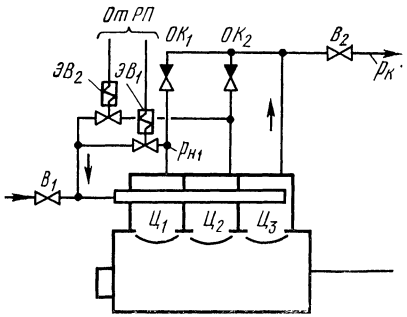


Рис. 33. Байпасный перепуск из отдельных цилиндров

При открытии электромагнитного вентиля $ЭВ_2$ закрывается обратный клапан $ОК_2$, что приводит к отключению цилиндра $Ц_2$.

Конструктивно обратные клапаны можно встроить в компрессор, например в клапанные доски. Иногда обратные клапаны выполняют как единое целое с электромагнитным вентилем.

При проектировании такого компрессора допустимое гидравлическое сопротивление байпасной ветви рассчитывают исходя из предельной степени сжатия, а следовательно, из предельного падения давления.

При выборе электромагнитного вентиля следует учитывать возможности повышения температуры пара, протекающего через него, а также требования к герметичности затвора в закрытом положении. В случае негерметичности перетечки пара вызывают энергетические потери, а также преждевременный выход из строя самого вентиля из-за длительного воздействия на него высокой температуры.

Изменение частоты вращения

Данный способ изменения холодопроизводительности предполагает наличие у компрессора регулируемого привода, т. е. привода, имеющего приспособления для изменения частоты вращения вала.

В подавляющем большинстве поршневые компрессоры приводятся в действие асинхронными электродвигателями переменного тока. Поэтому ниже будут рассмотрены некоторые

схемы с изменением частоты вращения компрессоров с этим типом привода.

В зависимости от видов применяемых электроприводов различают позиционное и плавное изменение частоты вращения вала компрессора.

Позиционное изменение частоты вращения. Этот метод осуществляют с помощью двух- или многоскоростных асинхронных короткозамкнутых электродвигателей. В практике применяют электродвигатели с числом ступеней не более четырех.

При заданной частоте питающего тока частота вращения зависит от числа пар полюсов электродвигателя [см. формулу (38)].

Нетрудно рассчитать синхронную частоту вращения для различного числа пар полюсов при частоте питающего тока 50 Гц.

p	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
n_c, об/мин	3000	1500	1000	750	600	500	429	375	333	300

Если предположить, что холодопроизводительность регулируемого компрессора линейно зависит от частоты вращения вала электродвигателя, то выбор ступеней регулирования сводится к подбору электродвигателя с нужным числом пар полюсов. Так, четырехскоростной электродвигатель с синхронными частотами вращения 1500, 1000, 750 и 500 об/мин обеспечивает ступени производительности 1, $^2/_3$, $^1/_2$ и $^1/_3$ от максимальной.

Принципиальная схема управления трехскоростным электродвигателем приведена на рис. 34. Переключение с одной скорости на другую осуществляется путем изменения соединения между частями обмотки статора электродвигателя, а коммутирование — с помощью пускателей $П_1$, $П_2$ и $П_3$, число которых обычно равно числу ступеней регулирования. Если ключ управления *КУ* установлен в положение «Автоматика», то управление работой пускателей осуществляется по сигналам от прибора *РП*, регулирующего температуру в объекте охлаждения. Этот прибор должен иметь релейную реверсивную (трехпозиционную) характеристику (может также использоваться группа двухпозиционных приборов).

Ключ управления имеет и несколько других положений, позволяющих вручную поворотом ключа переключать частоты вращения.

Следует учитывать, что с ростом числа ступеней резко усложняется электродвигатель, увеличивается число обмоток статора, подлежащих коммутации, и число пускателей, возрастают размеры и масса электродвигателя, усложняются схемы управления и ухудшаются энергетические показатели электродвигателя.

Допустимая частота переключений ступеней в данной системе невелика, что связано с износом коммутационной аппаратуры и дополнительным нагревом двигателя.

Плавное изменение частоты вращения. Изменение частоты вращения асинхронного электродвигателя осуществляют введением дополнительного сопротивления в цепь ротора, изменением частоты питающего напряжения и введением в цепь ротора управляемой э. д. с. В первом и третьем случаях должен использоваться асинхронный электродвигатель с контактными кольцами (с фазным ротором), а во втором — можно применить электродвигатель с короткозамкнутым ротором.

Схема с изменяемым сопротивлением в цепи ротора представлена на рис. 35, *а*. Компрессор *Км* приводится электродвигателем *Д*, пуск и остановка которого осуществляют вручную кнопками *Кн.У* через пускатель *П* (можно составить схему и с автоматическим управлением). В цепь ротора включен реостат *Рт*, положение движка которого изменяется исполнительным механизмом *ИМ*. Последний получает сигналы управления от регулирующего прибора *РП*.

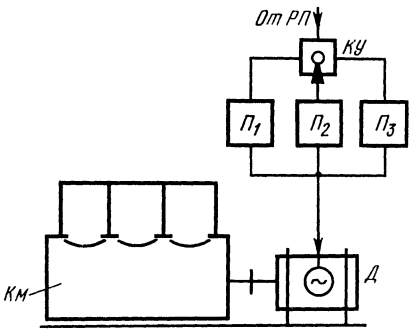


Рис. 34. Схема управления трехскоростным электродвигателем

При необходимости уменьшения частоты вращения сопротивление увеличивают, при увеличении — уменьшают.

Данный метод находит ограниченное применение из-за высоких энергетических потерь, которые увеличиваются с уменьшением частоты вращения.

Схема с изменением частоты питающего тока показана на рис. 35, *б*. Основным элементом этой схемы является преобразователь частоты *ПЧ*, который получает энергию от сети промышленной частоты и под действием управляющего сигнала изменяет частоту на выходе в заданных пределах. Ток от преобразователя частоты питает обмотку статора электродвигателя. В соответствии с формулой (38) частота вращения пропорциональна частоте питающего тока.

Питание от сети осуществляется через пускатель *П* и кнопку *Кн.У*. Управляющий сигнал от регулирующего прибора *РП* проходит через устройство *УУ*.

Применение в преобразователе частоты и управляющем устройстве полупроводниковых элементов позволяет выполнять их в сравнительно небольших габаритах и небольшой массы. Однако несмотря на это, данный метод является доста-

точно сложным и дорогостоящим. Поэтому использование его должно быть экономически обосновано.

На рис. 35, *в* приведена схема, в которой э. д. с. $e_р$, наводимой в роторе, противопоставляется встречная опорная э. д. с., действие которой эквивалентно введению дополнительного сопротивления. Особенность данной схемы в том, что отведенная из цепи ротора энергия частично возвращается обратно в питающую сеть. Для этой цели ток ротора преобразуется выпрямителем *В* в постоянный и подается на инвертор *Ин*. Работой

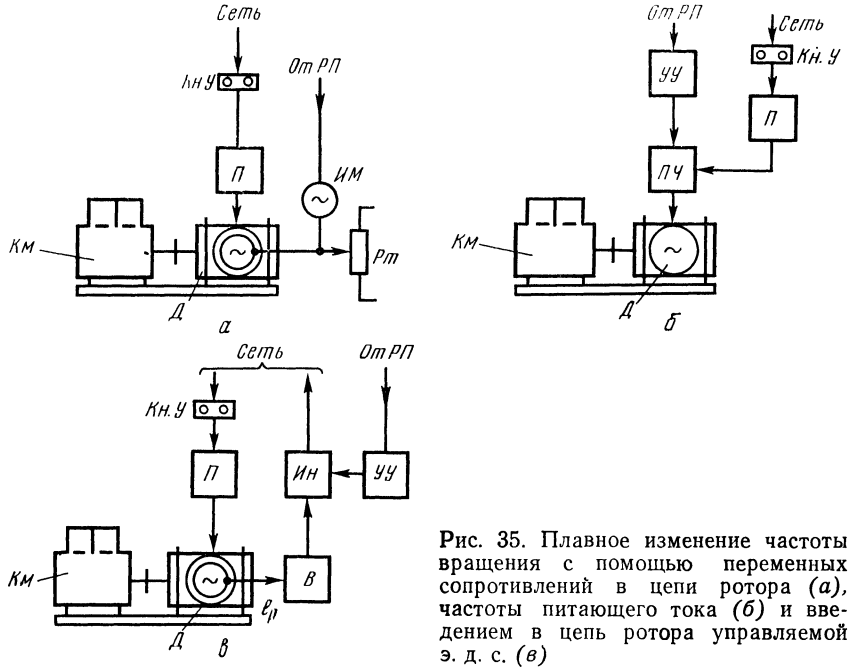


Рис. 35. Плавное изменение частоты вращения с помощью переменных сопротивлений в цепи ротора *(а)*, частоты питающего тока *(б)* и введением в цепь ротора управляемой э. д. с. *(в)*

инвертора управляет устройство *УУ*, которое в свою очередь работает от сигналов регулирующего прибора *РП*.

Инвертор преобразует постоянный ток, полученный из тока ротора, в трехфазный промышленной частоты, который возвращается в сеть. Процесс возврата энергии в сеть называют рекуперацией энергии. Чем бóльшая часть энергии рекуперируется в сеть, тем меньшую частоту вращения развивает электродвигатель.

Данная схема позволяет изменять частоту вращения в широких пределах, при этом в результате рекуперации система имеет достаточно высокие энергетические показатели. Как и схема с преобразователем частоты, данная схема сложна по

устройству, и ее применение оправдано в тех случаях, когда основным является требование плавного изменения холодопроизводительности.

Дросселирование всасываемого пара

Изменение холодопроизводительности способом дросселирования (рис. 36, *а*) осуществляется с помощью регулирующего органа *РО*, установленного на всасывающей линии перед компрессором *Км*. Действуя от регулирующего прибора *РП* или являясь его частью, регулирующий орган изменяет проходное сечение для пара и, таким образом, меняет потерю давления на участке от испарителя (давление p_0) до входа в компрессор (давление $p_{вс}$).

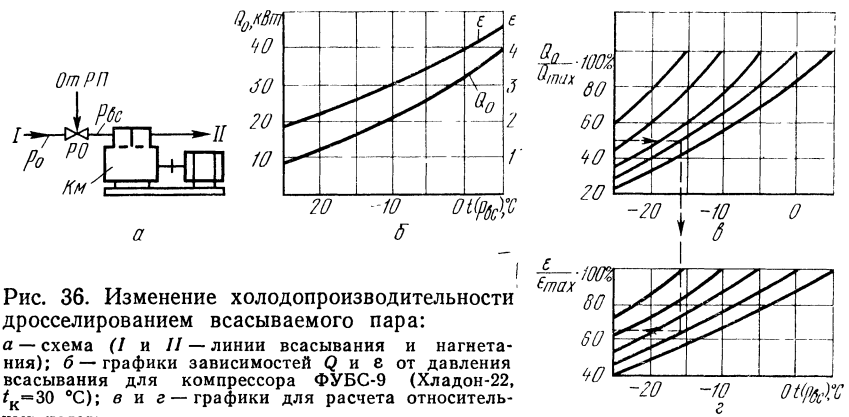


Рис. 36. Изменение холодопроизводительности дросселированием всасываемого пара:
а — схема (*I* и *II* — линии всасывания и нагнетания); *б* — графики зависимостей Q и ε от давления всасывания для компрессора ФУБС-9 (Хладон-22, $t_к$=30 °С); *в* и *г* — графики для расчета относительных потерь

В режиме максимальной холодопроизводительности клапан регулирующего органа открыт полностью и во избежание значительных энергетических потерь и потерь холодопроизводительности его сопротивление должно быть небольшим.

Требуемую пропускную способность регулирующего органа можно рассчитать, задавшись допустимым падением давления в полностью открытом положении [см. формулу (17)].

Минимальная степень открытия регулирующего органа определяется нижним пределом изменения холодопроизводительности. При этом на клапане имеет место максимальное падение давления. Для обеспечения устойчивого регулирования расходная характеристика регулирующего органа должна быть близка к линейной.

Способу дросселирования свойственны значительные энергетические потери, которые возрастают с уменьшением степени открытия регулирующего органа. Это связано с понижением холодильного коэффициента при уменьшении давления всасывания.

Графики (рис. 36, *б*), построенные для бессальникового компрессора ФУБС-9, показывают, что с понижением давления всасывания (на графике по абсциссе отложены температуры насыщения R22 при соответствующих давлениях всасывания) уменьшаются холодопроизводительность Q_0 и холодильный коэффициент ε.

Графики (рис. 35, *в* и *г*) позволяют оценить относительное уменьшение холодильного коэффициента для различных начальных давлений всасывания. Так, если регулирующий орган открывается полностью при давлении всасывания, соответствующем 0 °С, то относительные потери следует рассчитывать исходя из максимальных значений Q_{max} и ε_{max}, имеющих место при этом давлении. Из графиков видно, что при уменьшении холодопроизводительности до 50 % от максимальной холодильный коэффициент падает приблизительно на 35 %.

Величины энергетических потерь должны приниматься во внимание при технико-экономических расчетах, связанных с выбором способа изменения холодопроизводительности компрессора.

Степень уменьшения холодопроизводительности ограничивается допустимыми для компрессора разностью давлений нагнетания и всасывания и отношением этих давлений.

Байпасирование или перепуск сжатого пара на всасывающую сторону

Изменение холодопроизводительности байпасированием (рис. 37, *а*) осуществляют с помощью регулирующего органа *РО,* установленного на линии между сторонами высокого и низкого давления. Перепуск может производиться непосредственно с нагнетательной стороны компрессора, а также из других точек, например из конденсатора, ресивера (рис. 37, *б*) и др. При использовании охлажденного пара для байпасирования улучшаются условия работы компрессора, в результате чего снижается температура нагнетания.

Перепускаемый пар может подаваться как на всасывающий патрубок компрессора, так и в другие точки стороны низкого давления, например в испаритель.

Энергетически данный способ является самым несовершенным: теоретически потери пропорциональны степени снижения холодопроизводительности (относительные потери равны относительной степени снижения). Практически же эти потери еще выше из-за сопротивления линии перепуска.

Если ожидаемая температура пара на нагнетательной стороне компрессора может оказаться выше допустимой, то принимают специальные меры для охлаждения использования теплообменников либо впрыска жидкого хладагента. В последнем случае применяют автоматический регулятор температуры *РгТ*

(см. рис. 37, *а*), чувствительный элемент которого воспринимает температуру нагнетания, а регулирующий орган находится на линии от ресивера *Рс* к всасывающей линии компрессора. При повышении температуры нагнетания выше заданной регулятор увеличивает подачу впрыскиваемой жидкости и тем самым усиливает охлаждение пара.

Существуют установки, в схемах которых применяют комбинированное регулирование: дросселирование всасываемого пара дополняют перепуском (рис. 37, *в*). Такая схема полезна в случаях, когда глубокое дросселирование может привести к нежелательным снижениям давления всасывания. При этом вначале

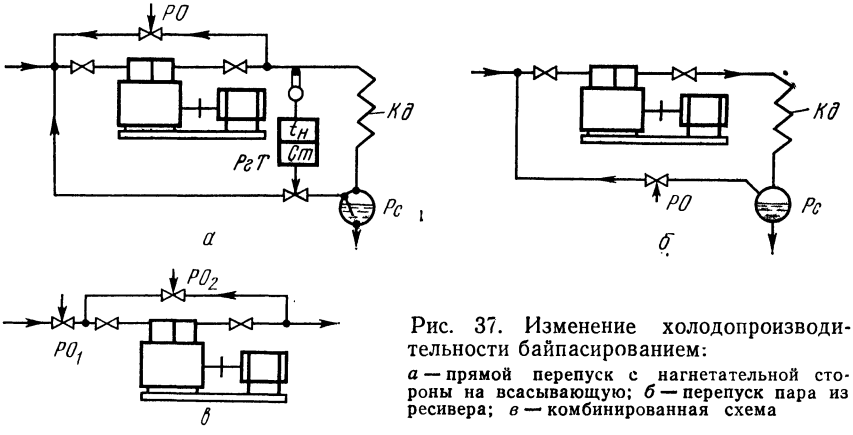


Рис. 37. Изменение холодопроизводительности байпасированием:
а — прямой перепуск с нагнетательной стороны на всасывающую; *б* — перепуск пара из ресивера; *в* — комбинированная схема

работает регулирующий орган PO_1, дросселирующий пар, а после некоторого снижения давления всасывания в работу вводится регулирующий орган PO_2.

В целом схемы с байпасированием, хотя и обладающие сравнительной простотой выполнения, используют достаточно редко из-за больших энергетических потерь и возможных перегревов компрессора.

Сравнение способов изменения холодопроизводительности

Основным критерием для сравнения различных способов является технико-экономическая эффективность их применения, которую рассчитывают исходя из первоначальных и эксплуатационных затрат.

В первоначальные затраты включают стоимость оборудования, предназначенного для изменения холодопроизводительности, и его монтажа. Эти затраты в основном связаны со сложностью выбранной системы. По размерам первоначальных затрат рассмотренные выше способы можно ориентировочно

расположить в следующей последовательности (в порядке возрастания затрат): «пуск — остановка», дросселирование всасываемого пара, байпасирование сжатого газа на всасывающую сторону, изменение числа работающих цилиндров, изменение частоты вращения.

Эксплуатационные затраты складываются из стоимости потребляемой энергии, трудоемкости обслуживания и ремонта и некоторых других. По эксплуатационным затратам рассмотренные способы можно расположить в следующей последовательности (в порядке увеличения затрат): «пуск — остановка», изменение числа работающих цилиндров, изменение частоты вращения, дросселирование и байпасирование.

Следует отметить еще одну важную особенность, отличающую способ «пуск — остановка» от других способов: чем меньше тепловая нагрузка, тем меньше наработка компрессора. Это в свою очередь увеличивает срок службы компрессора.

ВИНТОВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Винтовые компрессоры в отличие от поршневых являются легкорегулируемыми, плавно и в широких пределах. Это достигается с помощью специального золотника (ползуна), встроенного в компрессор (рис. 38).

Роторы (винты) *1* вращаются в цилиндрах, нижняя часть которых состоит из неподвижной стенки *6* и подвижного золотника *3*. В крайнем левом положении золотник вплотную примыкает к неподвижной стенке, образуя сплошные цилиндры. Если золотник отводить вправо, то образующаяся щель уменьшает ход сжатия винтов и тем самым холодопроизводительность компрессора.

Золотник перемещается от исполнительного механизма с вращательным или поступательным движением. В рассматриваемом компрессоре привод золотника осуществляется через винтовую пару *4*, винт *2* и направляющую *5*.

Для привода золотника компрессора применяют электрические исполнительные механизмы и гидравлические цилиндры.

Схема с использованием электрического исполнительного механизма показана на рис. 39, *а*. Регулирующий золотник *З*, перекрывающий часть ротора *Рт*, перемещается винтовым валом *Вл* и винтовой парой *ВП*. Исполнительный механизм *ИМ* приводит во вращение винтовой вал, при этом обеспечивается реверсирование вращения. Для перевода золотника из одного крайнего положения в другое вал совершает обычно несколько десятков оборотов. В связи с этим применяют так называемые многооборотные исполнительные механизмы.

Между электродвигателем *Д* и выходным валом механизма установлен редуктор *Рд*, снижающий частоту вращения до единиц оборотов в минуту.

Управление работой реверсивного электродвигателя осуществляется двумя пускателями $П_1$ и $П_2$. В настоящее время вместо пускателей часто применяют специальные усилители на полупроводниковых элементах. Управляющие сигналы получают от регулирующего прибора *РП*. Ключ управления *КУ* предназначен для перевода компрессора на ручное изменение холодопроизводительности.

Исполнительный механизм обычно снабжается дополнительными устройствами: автоматическими выключателями и датчиками. Автоматические выключатели $КВ_1$ и $КВ_2$ воздействуют на

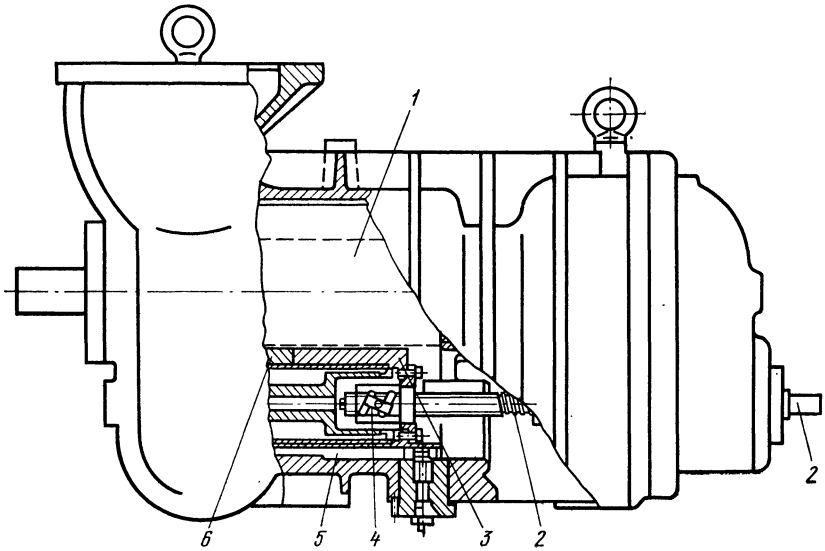


Рис. 38. Изменение холодопроизводительности винтового компрессора с помощью золотника

соответствующие пускатели и останавливают электродвигатель при достижении заданного положения золотника (путевые выключатели) или при соприкосновении с упором (выключатели по максимальному моменту). Выключатели по максимальному моменту предупреждают поломки в механизме при случайных заклиниваниях. Датчики *ДП* используют для дистанционного указания положения с помощью приборов *УП*. В некоторых схемах их также используют в качестве элементов обратной связи.

Следует иметь в виду, что механизм с электродвигателем имеет постоянную частоту вращения, или постоянную скорость регулирования, что должно учитываться при проектировании систем регулирования в целом.

При гидравлическом управлении (рис. 39, *б*) золотник *З* компрессора получает поступательное движение непосредственно от

поршня *П*, перемещающегося в гидроцилиндре *ГЦ*. Золотник и поршень жестко связаны между собой штоком *Ш*, проходящим в корпус компрессора через разделительный сальник *Сл*.

Поршень делит цилиндр на две полости (*а* и *б*), к каждой из которых подведены трубки маслопроводов. Пружина *Пр* предназначена для перевода поршня в правое крайнее положение при отсутствии перепада давлений.

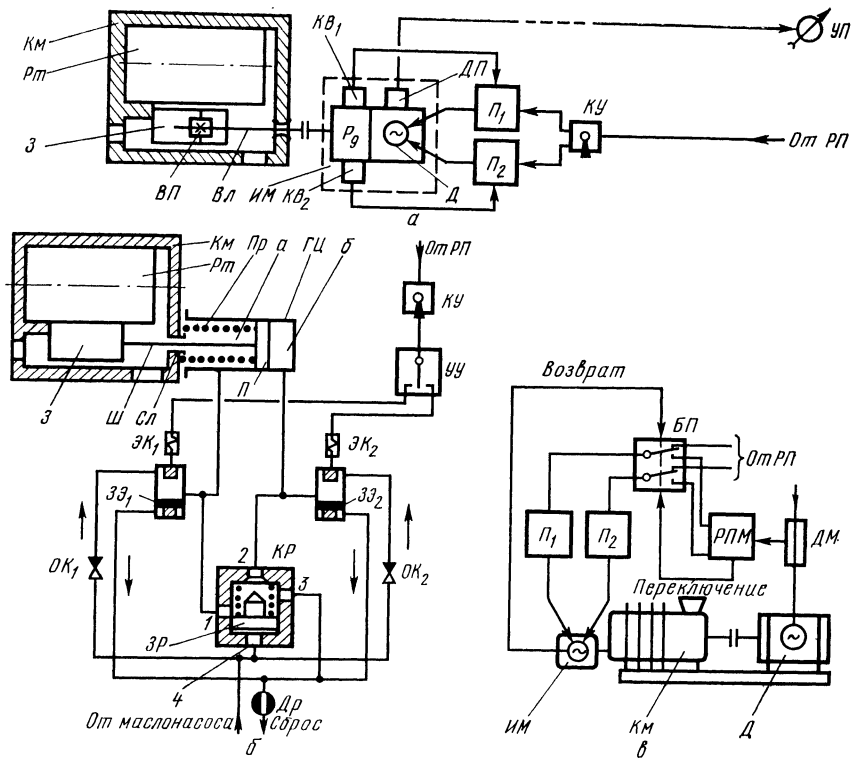


Рис. 39. Схемы управления золотником винтового компрессора:
а — с электрическим исполнительным механизмом; *б* — с гидравлическим цилиндром; *в* — с контролем потребляемой мощности

Управление работой гидропривода осуществляется с помощью двух переключающих (трехходовых) электромагнитных клапанов $ЭК_1$ и $ЭК_2$. Кроме того, в схему входят клапан разгрузки *КР* и два обратных клапана $ОК_1$ и $ОК_2$.

При стоянке компрессора давление на входе от маслонасоса отсутствует, клапан разгрузки через штуцера *1, 2* и *3* сообщает полости гидравлического цилиндра с трубкой сброса, в результате чего поршень находится в правом положении и компрессор оказывается разгруженным.

После пуска маслонасоса золотник *ЗР* клапана разгрузки, поднимаясь под действием разности давлений, перекрывает штуцера *1* и *2*. Одновременно через обратные клапаны и открытые проходы электромагнитных клапанов в полостях *а* и *b* гидравлического цилиндра устанавливается давление от насоса. Поскольку обе полости заполнены маслом, поршень привода остается неподвижным.

Для перемещения поршня необходимо, чтобы из одной из полостей масло уходило, а в другую поступало. Это происходит при срабатывании одного из электромагнитных клапанов. Так, если электрическое напряжение подано на обмотку клапана $ЭК_1$, то его золотник $ЗЭ_1$ переводится в верхнее положение. Полость *а* сообщается с линией сброса, вследствие чего поршень оказывается под полной разностью давлений. Поршень начинает перемещаться влево, причем масло из полости *а* сливается и в полость *б* поступает через обратный клапан $ОК_2$. Движение поршня продолжается до тех пор, пока через обмотку электромагнитного клапана $ЭК_1$ протекает ток. Скорость движения поршня постоянна и зависит от гидравлического сопротивления дросселя *Др*: чем это сопротивление больше, тем медленнее перемещение.

Для перемещения поршня вправо должен сработать электромагнитный клапан $ЭК_2$, через который масло сбрасывается из полости *б*. Пополнение полости *а* происходит через обратный клапан $ОК_1$.

Управление работой электромагнитных клапанов осуществляется через управляющее устройство *УУ*, схематически изображенное в виде переключающего контакта. Это устройство получает сигналы от регулирующего прибора *РП*. Ключ управления *КУ* в случае необходимости позволяет изменять холодопроизводительность компрессора вручную.

Рассмотренная схема не является единственным вариантом гидравлического управления, встречаются другие способы распределения масла и разгрузки перед пуском.

Из сравнения схем с электрическим исполнительным механизмом и гидравлическим цилиндром видно, что система с электрическим исполнительным механизмом является несколько более гибкой, позволяет в необходимых случаях создавать пропорциональные, интегральные и пропорционально-интегральные системы регулирования. Кроме того, имеется возможность дистанционно контролировать положение золотника. В то же время компрессоры с электрическими исполнительными механизмами более сложны по конструкции и имеют меньшую надежность. Поэтому гидравлическое управление является предпочтительным.

В пусковых и некоторых промежуточных режимах могут возникать перегрузки привода (например, из-за неблагоприятного сочетания давлений кипения и конденсации). Если эти ре-

жимы выходят за пределы рабочих режимов машины, то нецелесообразно обеспечивать их путем увеличения установленной мощности электропривода, так как это приводит к снижению энергетических показателей при работе в нормальных режимах.

Во избежание перегрузок привода применяют схемы регулирования с контролем потребляемой мощности. После достижения максимально допустимой мощности привода исполнительный механизм золотника отключается от основного регулирующего прибора и далее работает в режиме поддержания допустимой мощности. Когда машина вновь вернется к нормальному режиму, схема возвращается к управлению от основного регулирующего прибора.

На рис. 39, *в* показана схема одного из вариантов управления с контролем мощности. Дополнительно в схему введены датчик мощности *ДМ*, прибор регулирования мощности *РПМ* и блок переключения *БП*. Нормально пускатели $П_1$ и $П_2$ управляются от основного регулирующего прибора *РП*. Если датчик мощности, включенный в цепь питания двигателя *Д*, зафиксирует максимально допустимое значение мощности, то прибор регулирования мощности дает команду «Переключение» и блок переключения переводит управление на него. В том положении золотник будет все время обеспечивать работу при максимально допустимой мощности. При этом компрессор отсасывает пар из испарителя.

По мере понижения давления в испарителе исполнительный механизм будет продвигаться к положению максимальной холодопроизводительности. Когда это положение будет достигнуто, путевой выключатель механизма подаст команду «Возврат» и блок переключения вновь включит основной канал регулирования.

Рассмотренная схема управления не является единственной, могут встречаться и другие варианты.

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Центробежные компрессоры, как и винтовые, относят к группе легкорегулируемых машин. Основным способом изменения холодопроизводительности является поворот лопаток входного направляющего аппарата (в. н. а.). Реже применяют изменение частоты вращения и дросселирование всасываемого пара.

В ряде слчаев для расширения области устойчивой работы центробежных компрессоров основной способ дополняется противопомпажным регулированием.

При необходимости применяют схемы с ограничением потребляемой мощности, аналогичные схемам для винтовых компрессоров.

Поворот лопаток входного направляющего аппарата

Поворот лопаток осуществляется специальным механизмом, устанавливаемым в компрессоре перед входом пара в рабочее колесо. Один из вариантов конструкции механизма представлен на рис. 40.

Элементы механизма смонтированы на основании *1*, которое крепится к корпусу компрессора. Поворотные лопатки *2* установлены в потоке пара. Каждая из лопаток имеет приводной валик *3*, на внешнем конце которого находится шестеренка *4*.

Поворот всех лопаток одновременно осуществляется шестерней *5*, связанной с исполнительным механизмом регулятора.

Регулирование поворотными лопатками позволяет плавно изменять холодопроизводительность приблизительно от 10 до 100 %. При этом с уменьшением холодопроизводительности несколько падает холодильный коэффициент. Так, при снижении холодопроизводительности от 100 до 50 % коэффициент уменьшается на 8—12 % в зависимости от типа компрессора и хладагента.

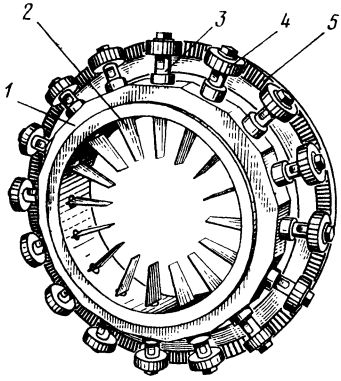


Рис. 40. Механизм поворота лопаток в. н. а.

Привод поворотных лопаток осуществляется от электрических, гидравлических или пневматических исполнительных механизмов.

Преимущественное применение имеют электрические однооборотные исполнительные механизмы. Выводной элемент такого механизма имеет угол поворота до 360°, что позволяет связывать его непосредственно с шестернями механизма поворота лопаток.

Недостаток этого способа — усложнение конструкции компрессора, которое особенно сказывается в многоступенчатых машинах, где поворотные лопатки применяют не только перед входным колесом, но и перед другими.

Изменение частоты вращения

Этот способ можно применять, если привод компрессора осуществляется от двигателя с изменяемой частотой вращения. Учитывая, что мощность привода центробежных компрессоров составляет нередко несколько тысяч киловатт, реализация плавного регулирования электродвигателей представляет собой весьма сложную техническую задачу.

Одним из возможных регулируемых приводов является паровая турбина. На схеме (рис. 41) показан агрегат, состоящий

из турбины *Тб* и компрессора *Км*. Изменение частоты вращения вала достигается дросселированием водяного пара перед входом в турбину. Регулирующий орган *РО* соединен с исполнительным механизмом *ИМ*, в данном случае гидравлического типа, который управляется сигналами от регулирующего прибора *РП*.

По отношению к мощности на валу компрессора данный способ является наиболее экономичным: при снижении холодопроизводительности от 100 до 50 % холодильный коэффициент уменьшается на 3—5 %. При комплексной оценке энергетической эффективности следует принимать во внимание характеристики регулируемого приводного двигателя.

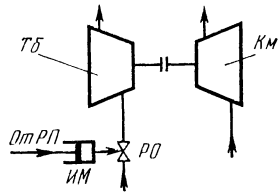


Рис. 41. Схема агрегата с приводом от паровой турбины

Важной особенностью центробежных компрессоров является характер связи холодопроизводительности с частотой вращения: для изменения холодопроизводительности от 100 до 50 % достаточно снизить частоту всего на 18—20 %.

Дросселирование всасываемого пара

Применение способа дросселирования вызывает значительные энергетические потери. Поэтому его используют только в тех случаях, когда не применимы более экономичные способы. В техническом отношении реализация способа дросселирования значительно проще реализации других способов.

Дросселирование осуществляют регулирующим органом (клапаном, заслонкой), устанавливаемым на всасывающей линии компрессора. Привод регулирующего органа — исполнительный механизм, чаще всего пневматического типа, реже электрический.

В некоторых случаях дросселирование применяют не самостоятельно, а в качестве дополнительного к другому способу для расширения области устойчивой работы.

Глава IV. АВТОМАТИЧЕСКОЕ ПИТАНИЕ ИСПАРИТЕЛЕЙ ЖИДКИМ ХЛАДАГЕНТОМ

Автоматическое питание испарителей осуществляется соответствующими устройствами, которые обеспечивают необходимое заполнение испарителей жидким хладагентом.

Автоматическое питание является одним из наиболее важных процессов управления холодильной машиной. В отличие от других процессов питание испарителей и аппаратов обычно не может производиться вручную без автоматических регуляторов.

Степень заполнения испарителей кипящим хладагентом имеет важное значение для эффективной и безопасной эксплуатации холодильных установок. Недостаточное заполнение испарителей приводит к омертвлению теплопередающей поверхности и, как следствие, к энергетическим потерям, а переполнение — к влажным ходам компрессоров, что приводит к уменьшению их холодопроизводительности, а в некоторых случаях вызывает гидравлические удары в цилиндрах и аварии компрессоров.

Выбор способов автоматического питания испарителей зависит от типа испарителя, вида хладагента, его физических и термодинамических свойств, взаимодействия со смазочным маслом и других факторов.

КЛАССИФИКАЦИЯ И ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА ИСПАРИТЕЛЕЙ

Оборудование, в котором имеет место кипение хладагента (испарительное оборудование), подразделяется в зависимости от назначения, от числа испарителей, питающихся через один регулирующий орган, и от количества хладагента, подаваемого в испаритель.

В зависимости от назначения испарительное оборудование подразделяют на охладители воздуха, охладители жидких холодоносителей и вспомогательные аппараты, выполняющие функции охлаждения внутри цикла холодильной машины.

Охладители воздуха делят на батареи и воздухоохладители.

Батареи представляют собой одношланговые, обычно оребренные испарители с естественной циркуляцией воздуха, жидкий хладагент в которые может подаваться снизу или сверху (рис. 42, *а* и *б*). Регулирующий орган *РО,* изменяющий расход подаваемого хладагента, устанавливается перед входом в батарею. Для охладителей этого типа характерно сравнительно спокойное кипение.

Воздухоохладители — это испарители с принудительной циркуляцией воздуха. Они делятся на затопленные и незатопленные. Затопленные воздухоохладители (по схеме они аналогичны батарее, см. рис. 42, *а*) часто используют на аммиачных установках. Им свойственны интенсивное кипение, а также возможность выброса хладагента при резких изменениях тепловой нагрузки. Для обеспечения безопасной работы таких испарителей применяют специальные защитные меры (например, установка защитных емкостей на выходной линии). Незатопленные воздухоохладители встречаются в различных конструктивных исполнениях. В хладоновых установках наиболее распространены многошланговые воздухоохладители с гидравлическим распределителем хладагента *Р* (рис. 42, *в*).

Охладители жидких холодоносителей выпускаются главным образом в кожухотрубном исполнении. Они бывают двух типов: с кипением в межтрубном пространстве и внутри труб.

Испарители с кипением в межтрубном пространстве (рис. 42, *г*) чаще всего являются затопленными, реже их выполняют оро-

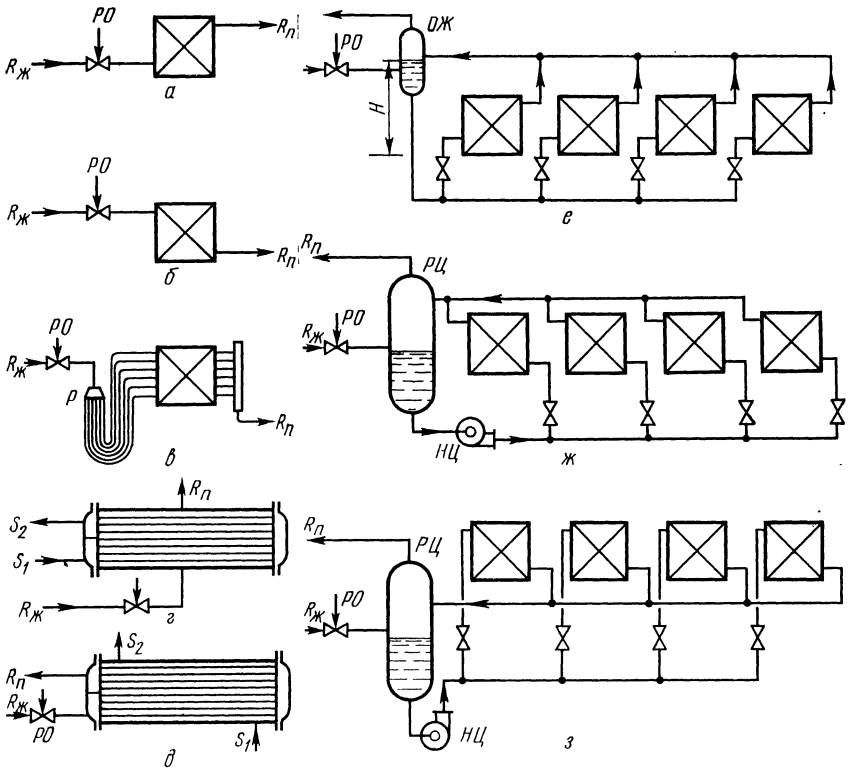


Рис. 42. Схемы основных типов испарительного оборудования:

а и *б* — батареи соответственно с нижней и верхней подачей хладагента; *в* — многошланговый воздухоохладитель с гидравлическим распределителем *Р*; *г* и *д* — испарители для охлаждения жидких холодоносителей с кипением в межтрубном пространстве *(г)* и внутри труб *(д)*; *е* — испарительная система с групповым питанием от отделителя жидкости *ОЖ*; *ж* и *з* — испарительные системы с многократной циркуляцией жидкого хладагента с нижней *(ж)* и верхней *(з)* подачей; $R_ж$ и $R_п$ — жидкий и парообразный хладагент; S_1 и S_2 — вход и выход теплоносителя

сительными. Затопленные испарители предназначены в основном для аммиака и углеводородов. Встречаются испарители этого типа и для хладонов, однако при этом необходимы специальные меры для возврата масла из испарителя. Особенностью этого типа испарителя является опасность замерзания холодоносителя, особенно при засорении трубок. В испарителях с межтрубным кипением находится значительное количество жидкого

хладагента и при резком увеличении нагрузки не исключены выбросы жидкости в паровую линию.

Испарители с кипением внутри труб (рис. 42, *д*) применяют почти исключительно для хладонов. Они практически безопасны с точки зрения замерзания холодоносителя, весьма малоемки по хладагенту и обеспечивают стабильный возврат масла. Эффективность работы таких испарителей в большой степени зависит от равномерности распределения жидкости по трубкам. Поэтому во входной крышке испарителя предусматривают устройства для распределения хладагента.

В зависимости от числа испарителей, питающихся через один регулирующий орган, испарительное оборудование бывает с индивидуальным и групповым питанием.

К оборудованию с индивидуальным питанием относятся рассмотренные выше охладители воздуха и жидкостей (см. рис. 42, *а*—*д*).

Оборудование с групповым питанием образует испарительные системы, характеризующиеся наличием на стороне низкого давления сосуда (ресивера или отделителя жидкости). В нем находится некоторое количество жидкого хладагента. Из сосуда хладагент подается в параллельно присоединенные испарители. Для равномерного распределения жидкости по отдельным испарителям на их входах устанавливают ручные регулирующие вентили или диафрагмы, сечение которых подбирают при наладке.

На рис. 42, *е* показана система с групповым питанием от общего отделителя жидкости *ОЖ*. Заполнение жидкостью отдельных испарителей происходит самотеком под действием гидростатического столба высотой *Н*.

Пополнение испарительной системы жидким хладагентом производится в отделителе жидкости через регулирующий орган *РО*.

В зависимости от количества жидкого хладагента, подаваемого в испарительное оборудование, последнее делится на оборудование с полным испарением и с многократной циркуляцией жидкости.

К оборудованию с полным испарением относятся испарители, в которых массовый расход подаваемого в них жидкого хладагента равен массовому расходу отсасываемого пара. К таким испарителям относятся рассмотренные выше (см. рис. 42, *а*—*е*).

Испарительное оборудование с многократной циркуляцией жидкого хладагента (рис. 42, *ж* и *з*) характеризуется тем, что в циркуляционном ресивере *РЦ* на стороне низкого давления создается запас жидкости, которая с помощью насоса *НЦ* циркулирует через испарители. Массовый расход циркулирующей жидкости в несколько раз превышает расход отсасываемого пара, поэтому вместе с паром из испарителей отводится неиспарившаяся жидкость, которая отделяется в циркуляционном ресивере и вновь направляется в испарители. Вследствие этого

обеспечиваются наивысшая степень заполнения испарителей, высокие коэффициенты теплопередачи. Кроме того, в такой испарительной системе обеспечивается надежное отделение жидкости от пара в специальных аппаратах (циркуляционном ресивере или отделителе жидкости), а следовательно, и безопасность работы.

Проблема питания такой испарительной системы сводится к добавлению жидкости в ресивер по мере ее испарения.

Испарительные системы с многократной циркуляцией применяют в установках, работающих как на аммиаке, так и на хладонах. В последнем случае необходимы специальные устройства для возврата масла в компрессоры. Многократная циркуляция может использоваться как в групповом, так и в индивидуальном испарительном оборудовании. Кроме испарителей, охлаждающих воздух или жидкие холодоносители, в холодильных установках встречаются вспомогательные аппараты, в которых кипит и испаряется хладагент. К таким аппаратам относятся всевозможные теплообменники и промежуточные сосуды. С точки зрения питания жидким хладагентом они аналогичны соответствующим индивидуальным испарителям.

ПОКАЗАТЕЛИ ЗАПОЛНЕНИЯ ИСПАРИТЕЛЕЙ

При выборе показателя заполнения испарителя необходимо, чтобы он отражал фактическую степень заполнения и был физической величиной, которую можно измерить и использовать в автоматическом регуляторе.

К таким показателям, которые в большей или меньшей степени удовлетворяют предъявляемым требованиям, относят сухость и перегрев пара, уровень жидкости и температуру (давление) кипения.

Сухость пара. Этот показатель является наиболее объективным. В определенных пределах сухость пара на выходе из испарителя зависит от величины активно работающей поверхности испарителя. Однако отсутствие простых методов ее измерения и преобразования не позволяет использовать в качестве показателя заполнения.

Перегрев пара. Этот показатель наиболее распространен. Сущность процесса кипения состоит в том, что только в активной зоне испарения находится парожидкостная смесь при температуре насыщения. За пределами этой зоны происходят перегрев пара и доиспарение капель жидкости. Чем большую теплопередающую поверхность занимает зона перегрева, тем больше величина перегрева на выходе и тем меньше степень заполнения испарителя. Существуют достаточно простые методы измерения перегрева. Для этого измеряют температуру выходящего пара и температуру кипения (например, с помощью манометра с дополнительной температурной шкалой) и находят разность

между ними. Достаточно просто могут быть устроены и преобразователи для автоматических регуляторов.

Схема (рис. 43, *а*) иллюстрирует процесс, происходящий в испарителе *И* и способ измерения перегрева. В установившемся режиме активная зона кипения располагается между точками *а* и *б*. На участке *б*—*в* происходит перегрев пара, величина которого зависит от поверхности участка, расхода хладагента и температуры входящего теплоносителя t_{s1}.

На графике (рис. 43, *б*) показана примерная эпюра температур и давлений в испарителе. Если пренебречь падением давления по длине испарителя, то давление во всех точках будет одинаково и равно p_0, а температура агента t_a будет равна t_0 на участке *а*—*б*. На участке перегрева *б*—*в* эта температура постепенно повышается до $t_{вых}$.

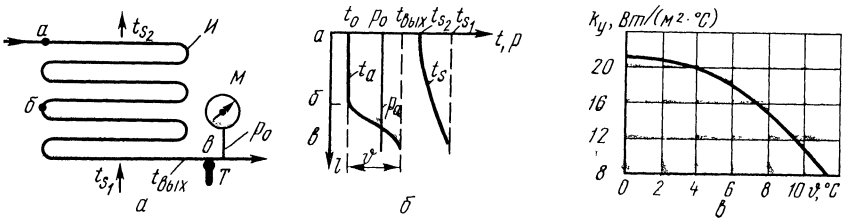


Рис. 43. Перегрев как показатель заполнения испарителя:
а — схема процесса кипения и измерения перегрева; *б* — эпюра давлений и температур в испарителе; *в* — зависимость коэффициента теплопередачи от перегрева

Для нахождения перегрева необходимо термометром *Т* измерить температуру $t_{вых}$, по манометру *М* найти температуру t_0 и далее определить перегрев, как разность

$$\vartheta = t_{вых} - t_0.$$

Следует указать на два важных обстоятельства, характерных для реальных испарителей. Во-первых, давление на участке активного кипения понижается по мере продвижения хладагента от входа к выходу. Это необходимо учитывать при проектировании систем питания. Во-вторых, не существует резкой границы между зонами. Более того, установлено, что практически всегда на выходе испарителя присутствует жидкая фаза (особенно рельефно это проявляется при работе на хладонах с растворенным маслом). В результате поток на выходе является неоднородным и значение $t_{вых}$ становится зависимым от способа измерений.

Несмотря на эти обстоятельства, перегрев является достаточно надежным и удобным показателем заполнения испарителей и может применяться для любого хладагента.

Степень заполнения испарителя и измеренный перегрев на выходе связаны между собой характеристикой, которая может рассматриваться как статическая характеристика испарителя,

Количественно степень заполнения может выражаться различными величинами, в частности условным коэффициентом теплопередачи испарителя, т. е. отнесенным ко всей поверхности испарителя. В качестве примера на рис. 43, *в* показан график изменения коэффициента теплопередачи от перегрева для одного из воздухоохладителей, работающего на хладоне. В области малых перегревов степень заполнения изменяется незначительно, т. е. характеристика благоприятна для регулирования по перегреву.

Следует добавить, что перегрев можно использовать как показатель заполнения любого испарителя при условии, что часть теплопередающей поверхности будет специально предназначена для создания перегрева. В аппаратах, где нет такой поверхности, перегрев как показатель заполнения неприменим.

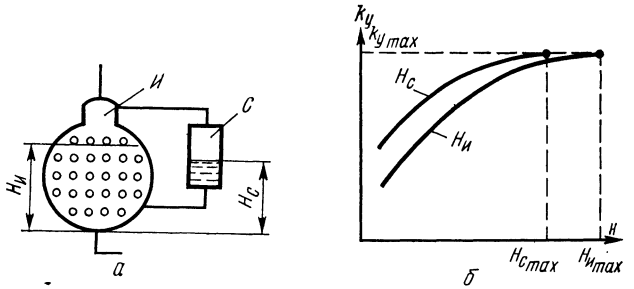


Рис. 44. Уровень жидкости как показатель заполнения:
а — схема; *б* — зависимость условного коэффициента теплопередачи испарителя от уровня жидкого хладагента

Уровень жидкости в испарителе. Этот показатель заполнения можно использовать для испарителей затопленного типа, а также для других аппаратов, где неприменим перегрев.

Необходимо учитывать, что в зоне кипения находится парожидкостная смесь, физические свойства которой зависят от вида хладагента, содержания в нем масла, интенсивности кипения и др. В связи с этим измерение уровня кипящего хладагента и его преобразование для регулирования в некоторых случаях вызывают значительные трудности.

Наиболее просто использовать уровень как показатель заполнения для аммиака и углеводородов. Это связано с тем, что кипение не сопровождается вспениванием, пар легко удаляется из жидкости.

На схеме (рис. 44, *а*) показан кожухотрубный испаритель *И*, в котором хладагент кипит в межтрубном пространстве. Для измерения и регулирования уровня чаще всего применяют принцип сообщающихся сосудов. Для этой цели предназначен сосуд *С*, соединенный с испарителем жидкостной и паровой уравнительными линиями.

Если в испарителе установился уровень $H_и$, то в измерительном сосуде — уровень $H_с$, который ниже уровня в испарителе. Разница в уровнях объясняется тем, что степень насыщения жидкости паром зависит от удельной тепловой нагрузки, которая в испарителе значительно больше, чем в измерительном сосуде. Следовательно, суммарная плотность кипящего хладагента в испарителе меньше, чем в сосуде.

Разница в плотностях хладагента, находящегося в испарителе и сосуде, приводит к ошибкам измерения уровня. Величина этой ошибки должна учитываться при проектировании систем питания.

На графике (рис. 44, *б*) приведена статическая характеристика испарителя как зависимость условного коэффициента теплопередачи от уровня жидкого хладагента. Расчетный **коэффициент** $k_у$ достигается при уровне в испарителе $H_{и_{max}}$ и уровне в сосуде $H_{с_{max}}$. Разница в уровнях обнаруживается и при иных значениях коэффициента теплопередачи. Следует иметь в виду, что график справедлив только для одного режима работы. При других значениях тепловой нагрузки и температуры кипения зависимость будет иной.

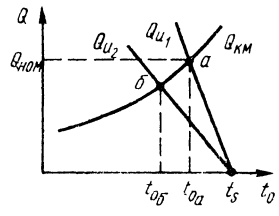


Рис. 45. Температура (давление) кипения как показатель заполнения

Особое влияние режимов на уровень хладагента в измерительном сосуде ощущается при работе на хладонах. Высокая интенсивность кипения, наличие в хладагенте растворенного масла приводят к вспениванию смеси, в результате чего ее плотность значительно уменьшается, и в ряде случаев использование уровня в качестве показателя заполнения становится невозможным.

Существуют методы измерения и преобразования уровня, не связанные с применением сообщающихся сосудов. При этом чувствительный элемент вводится непосредственно в полость аппарата. Некоторые из таких методов можно использовать даже в тех случаях, когда не обнаруживается четкой границы раздела сред.

Температура (давление) кипения. В холодильной машине температура кипения зависит от характеристик компрессора и испарителя. На графике (рис. 45) точка *а* пересечения характеристик компрессора $Q_{км}$ и испарителя $Q_{и_1}$ соответствует номинальной холодопроизводительности $Q_{ном}$ при температуре кипения $t_{0_а}$.

Характеристика испарителя построена по уравнению

$$Q_и = kF\,(t_s - t_0),$$

где k — коэффициент теплопередачи; F — теплопередающая поверхность; t_s и t_0 — температуры холодоносителя и кипения.

Если при неизменной температуре холодоносителя изменить количество подаваемого жидкого хладагента (например, уменьшить), то уменьшится активная теплопередающая поверхность F, а следовательно, изменится наклон характеристики испарителя $Q_{и_2}$. При этом понизятся температура и давление кипения ($t_{0б}$).

Изменение температуры и давления кипения можно использовать для автоматического регулирования. При этом на температуру кипения могут оказывать влияние температура конденсации, тепловая нагрузка на испаритель, изменение состояния теплопередающей поверхности и др. Поэтому надежная связь между степенью заполнения испарителя и температурой кипения сохраняется только при исключении влияния указанных факторов. Трудность выполнения этого условия обусловливает сравнительно малое распространение систем, работающих по температуре или давлению кипения.

ОСНОВНЫЕ СПОСОБЫ ПИТАНИЯ ИСПАРИТЕЛЕЙ

Основными способами являются питание по перегреву и уровню. В некоторых машинах используют также питание испарителя с полным отводом жидкости из конденсатора.

Питание по перегреву

Автоматическое питание испарителей по перегреву может осуществляться с помощью регуляторов с плавными и позиционными характеристиками. В зависимости от применяемых регуляторов различают системы питания плавные и позиционные.

Плавные системы питания. В качестве автоматического регулятора перегрева широко применяют терморегулирующие вентили (ТРВ). Принцип действия системы питания с ТРВ поясняется схемой (рис. 46, *а*).

Собственно ТРВ установлен на линии жидкого хладагента от конденсатора *Кд* перед входом в испаритель *И*. В регулирующем органе *ТРВ* происходит дросселирование хладагента от давления конденсации $p_к$ до давления на входе в испаритель $p_{0_{вх}}$. При дросселировании часть хладагента превращается в пар, в результате чего в испаритель подается парожидкостная смесь, содержание пара в которой зависит от перепада давлений и степени переохлаждения жидкости перед входом в *ТРВ*.

Перегрев пара воспринимается и преобразуется в механическое перемещение термосистемой, состоящей из термобаллона *10*, упругой мембраны *4*, мембранной коробки *3* и соединительной капиллярной трубки *8*. Термобаллон, капиллярная трубка и надмембранная полость представляют собой замкнутый контур. В нем находится вещество, давление которого достаточно

сильно зависит от температуры. Чаще всего это вещество, жидкая фаза которого сосредоточена в термобаллоне, а пар заполняет капилляр и полость над мембраной. Иногда в термобаллон вводят твердый поглотитель (адсорбент) и весь контур заполняют газом (адсорбатом). В том и другом случаях давление над мембраной зависит от температуры термобаллона: чем выше температура, тем больше давление. Таким образом, выходная температура $t_{вых}$ преобразуется в давление $p_т$.

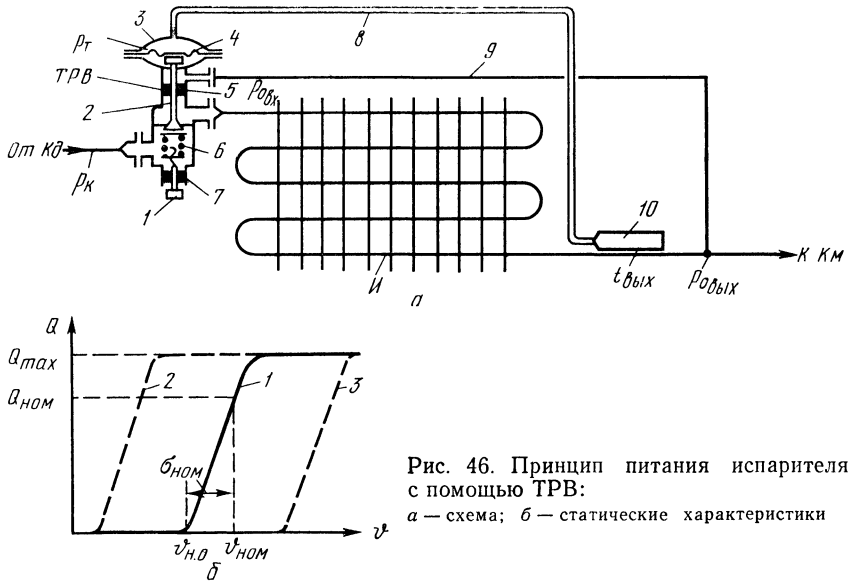


Рис. 46. Принцип питания испарителя с помощью ТРВ:
а — схема; *б* — статические характеристики

В полость под мембраной через трубку *9* вводится пар давлением $p_{0_{вых}}$, которое жестко связано с температурой кипения хладагента вблизи выхода из испарителя.

Таким образом, к мембране прикладываются два давления, создающие результирующую силу, которая пропорциональна разности этих давлений. Если предположить, что в ограниченном диапазоне давления линейно связаны с соответствующими температурами, то тогда развиваемая мембраной сила будет пропорциональна разности температур, т. е. перегреву.

Сила от мембраны передается штоку *2,* на нижнем конце которого расположен клапан. Он является регулирующим органом: при движении вниз увеличивает проходное сечение в седле и, следовательно, расход хладагента. Таким образом, с повышением перегрева клапан *ТРВ* увеличивает приток жидкого хладагента в испаритель.

Снизу к клапану приложена сила пружины *6*, начальное натяжение которой зависит от положения винта задатчика *1*. С помощью задатчика можно установить необходимый перегрев.

В регуляторе имеется два сальниковых уплотнения. Одно из них (*5*) разделяет полости под мембраной и после клапана, а другое (*7*) предотвращает утечку хладагента в месте вывода винта задатчика.

Примерный вид статической характеристики ТРВ приведен на рис. 46, *б*. По принципу действия ТРВ представляет собой П-регулятор. Его статическая характеристика, связывающая пропускную способность, или холодопроизводительность при заданных условиях, с перегревом, является кривой с конечным наклоном. Кривая исходит из точки с перегревом $\vartheta_{н.о}$, положение которой зависит от уставки регулятора: чем сильнее начальное натяжение пружины, тем бóльшую величину имеет $\vartheta_{н.о}$. Кривая *1* характеризует случай средней настройки ТРВ, в то время как кривые *2* и *3* соответствуют минимально и максимально возможным настройкам.

Характерной особенностью регулятора является предельное значение пропускной способности Q_{max}, выше которого при данных условиях достичь невозможно. Для удобства пользуются величиной номинальной пропускной способности $Q_{ном}$, которую принимают на 20—30 % ниже максимальной. Величина $\sigma_{ном}$, называемая номинальной неравномерностью ТРВ, характеризует чувствительность регулятора к изменениям перегрева.

Статическая характеристика ТРВ отражает его свойства только при определенных условиях работы, т. е. при некоторых выбранных значениях температур кипения, конденсации, переохлаждения жидкости. Эти условия принято называть спецификационными.

Отклонение рабочих условий от спецификационных вызывает изменение характеристик ТРВ. Так, при повышении температуры конденсации увеличивается пропускная способность клапана. Грубо можно считать, что повышение температуры на 10 °С вызывает прирост пропускной способности на 5—10 %. Влияние температуры жидкости перед ТРВ заметно при малых переохлаждениях (меньше 3—5 °С): пропускная способность может снизиться на 10—15 % при уменьшении переохлаждения на 1 °С.

Изменения температуры кипения приводят к существенным смещениям характеристик, причем величины и направления смещений зависят в основном от свойств вещества-наполнителя термосистемы.

Подробно характеристики ТРВ будут описаны в разделе Б. Большинство ТРВ имеет стандартизованные спецификационные параметры. Так, номинальная неравномерность составляет

3—5 °С, а диапазон настроек по перегреву начала открытия — от 2 до 8 °С.

При создании системы питания основным является выбор ТРВ, т. е. определение требуемой номинальной пропускной способности, конкретного типа и размера регулятора.

При выборе ТРВ необходимо учитывать, что регулятор должен обеспечить нормальное заполнение испарителя при наивысшей холодопроизводительности машин и система питания должна работать устойчиво при всех нагрузках, в том числе и на самых малых.

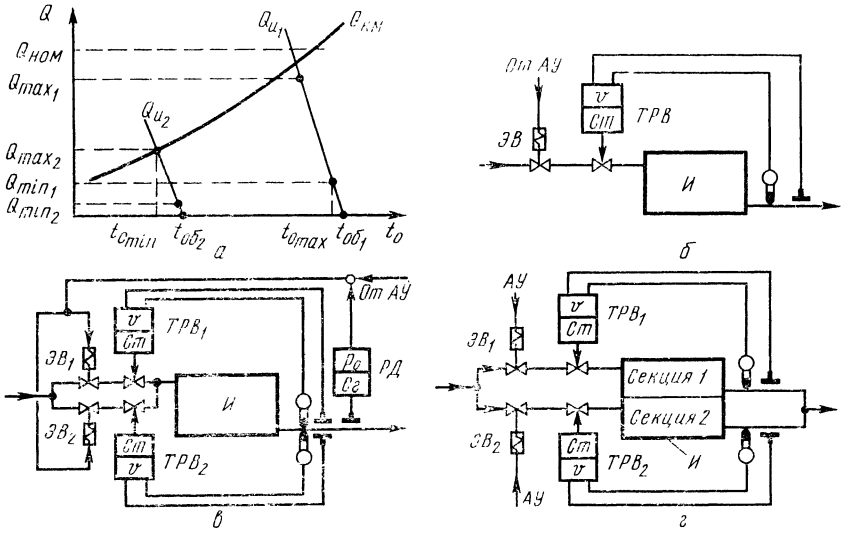


Рис. 47. Системы питания испарителей с помощью ТРВ:
а — график для выбора ТРВ; *б* — система с одним ТРВ; *в* — система с двумя ТРВ; *г* — система питания двухсекционного испарителя

Для иллюстрации рассмотрим порядок выбора ТРВ для холодильной машины, рассчитанной на работу в диапазоне температур объекта от $t_{об_1}$ до $t_{об_2}$ (рис. 47, *а*). На график нанесены характеристики компрессора $Q_{км}$ и испарителя для двух крайних режимов: $Q_{и_1}$ и $Q_{и_2}$, а также значения максимальных и минимальных холодопроизводительностей для крайних режимов. Температура кипения лежит в пределах от $t_{0_{min}}$ до $t_{0_{max}}$. Эти данные необходимы для выбора ТРВ по диапазону температур кипения.

Пропускная способность ТРВ выбирается по максимальной величине тепловой нагрузки Q_{max_1}: принимается размер с ближайшим большим значением номинальной пропускной способности ($Q_{ном}$). Далее проверяется отношение $Q_{min_2}/Q_{ном}$. Если

это отношение больше 0,1, то для систем питания испарителя можно применить один ТРВ выбранного размера. Величина 0,1, полученная опытным путем, характеризует регулирующую способность клапана ТРВ при малых степенях открытия. Принято, что при таком открытии еще обеспечивается устойчивое регулирование.

Следует заметить, что если диапазон температур кипения достаточно широк, то может потребоваться подстройка ТРВ при переходе с одного режима работы на другой. Причиной этого является упоминавшаяся выше сложная зависимость характеристик ТРВ от температуры кипения. Подстройка не является существенным недостатком, так как для обычных машин переход с режима на режим происходит крайне редко.

В практике встречаются случаи, когда испаритель работает в широком диапазоне температур кипения, причем переход происходит плавно. Примером такого испарителя, работающего в неустановившемся режиме, может служить воздухоохладитель морозильного агрегата. С момента загрузки теплого продукта до его замораживания температура кипения изменяется от максимальной до минимальной. При этом, естественно, никаких перенастроек не допускается.

Если в этом случае один ТРВ не обеспечивает работу машины во всем диапазоне, то применяют два регулятора с автоматическим переключением.

Система питания испарителя с одним ТРВ показана на рис. 47, *б*. Кроме ТРВ в эту систему входит электромагнитный вентиль *ЭВ,* предназначенный для перекрытия потока хладагента на время остановки машины.

Включение и выключение электромагнитного вентиля происходит по командам, поступающим от схемы автоматического управления машиной *АУ.*

Система с двумя ТРВ показана на рис. 47, *в*. Пусть $ТРВ_1$ предназначен для работы в верхней части диапазона температур кипения, а $ТРВ_2$ — в нижней его части. Дополнительно в систему вводится реле давления *РД,* настроенное на граничное значение давления (температуры) кипения. Если давление выше граничного, то открыт вентиль $ЭВ_1$ и работает $ТРВ_1$. При понижении давления реле *РД* срабатывает, включая вентиль $ЭВ_2$ и выключая вентиль $ЭВ_1$. При этом сохраняется связь обоих электромагнитных вентилей со схемой автоматического управления *АУ,* которая выключает их при остановке машины.

При выборе пропускной способности $ТРВ_1$ используют рассмотренные выше способы. Пропускная способность $ТРВ_2$ может быть меньше, так как максимальные холодопроизводительности на граничной температуре кипения ниже, чем расчетная производительность машины.

Для систем питания испарителя можно использовать два или более ТРВ в тех случаях, когда имеющиеся в распоряжении

регуляторы по своей пропускной способности недостаточны для обеспечения максимальной холодопроизводительности машины или когда холодопроизводительность понижается в результате регулирования до уровня ниже 0,1 $Q_{ном}$. В этих случаях система питания может быть аналогична рассмотренной (см. рис. 47, *в*) с тем лишь отличием, что не требуется реле давления, а сигналы, необходимые на переключение электромагнитных вентилей, поступают из схемы автоматического управления.

Варианты включения ТРВ зависят от выбранных пропускных способностей. Ниже приводятся варианты для случая применения двух регуляторов (табл. 1).

Таблица 1

Причина применения нескольких ТРВ	Вариант включения при нагрузках	
	максимальной	минимальной
Максимальная холодопроизводительность машины выше пропускной способности ТРВ	$ТРВ_1 + ТРВ_2$	$ТРВ_1 + ТРВ_2$
	$ТРВ_1 + ТРВ_2$	$ТРВ_2$
Минимальная холодопроизводительность машины ниже, чем допускает ТРВ	$ТРВ_1 + ТРВ_2$	$ТРВ_2$
	$ТРВ_1$	$ТРВ_2$

Применение для систем питания испарителя трех ТРВ и более нежелательно, так как это приводит к трудностям при настройке системы и снижению ее устойчивости.

Положительные результаты получают при использовании испарителя, выполненного из двух секций, каждая из которых питается от отдельного ТРВ (рис. 47, *г*). В этом случае при прочих равных условиях система более устойчива.

Существуют факторы, отрицательно влияющие на устойчивость системы питания. Большинство из них обусловлено стремлением работать с возможно меньшими перегревами пара в испарителе или, другими словами, с максимальным использованием теплопередающей поверхности испарителя. Это стремление является естественным и соответствует общим принципам проектирования холодильных машин. Однако при создании систем питания следует принимать во внимание особенности работы испарителей при малых перегревах.

Установлено, что чрезмерное заполнение испарителей, особенно работающих на хладонах, вызывает нестабильность температуры на выходе: в условиях установившегося теплового процесса в испарителе измеренный перегрев изменяется, причем изменения носят случайный, хаотический характер и зависят от типа испарителя, вида хладагента и количества растворенного в нем масла, температуры кипения и др. Однако при прочих равных условиях основное влияние на эти изменения оказывает сте-

пень заполнения испарителя: чем она больше, тем флуктуации перегрева интенсивнее. При уменьшении степени заполнения можно добиться полной стабилизации перегрева.

Термосистема ТРВ непосредственно воспринимает флуктуации перегрева, в результате чего происходят соответствующие перемещения клапана. При неблагоприятных обстоятельствах это приводит к большим колебаниям в системе питания и выходу машины из строя.

Устойчивости систем можно добиться увеличением регулируемого перегрева и введением системы в зону стабильных его значений. Это приводит к некоторым потерям поверхности испарителя, но в то же время обеспечивает надежное функционирование системы питания. Практически зона стабильных перегревов начинается от 3—6° С в зависимости от конкретных условий.

Исходя из требований к устойчивости, не рекомендуется устанавливать термобаллон ТРВ на регенеративном теплообменнике либо после него. Такая система может работать на одном режиме, но легко теряет устойчивость при изменениях тепловой нагрузки, температуры конденсации и др.

Позиционные системы питания. Их применяют в испарителях, имеющих значительную емкость по хладагенту. В качестве регулятора используют комбинацию, состоящую из реле разности температур и электромагнитного вентиля.

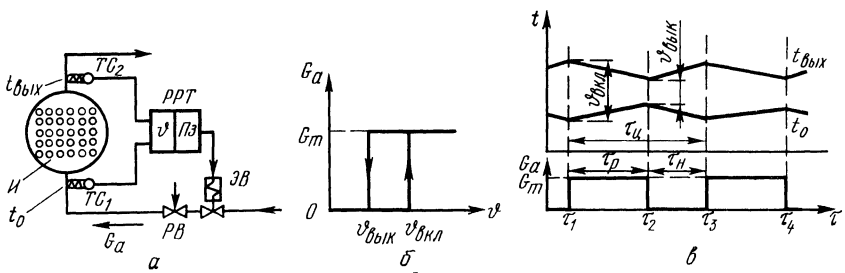


Рис. 48. Двухпозиционная система питания испарителя:
а — схема; *б* — релейная характеристика; *в* — график процесса регулирования во времени

На рис. 48, *а* показана двухпозиционная система питания кожухотрубного испарителя *И* по перегреву. Первичные термопреобразователи TC_1 и TC_2 (в данном случае термопреобразователи сопротивления) установлены на входе в испаритель и выходе из него и воспринимают температуры кипящего агента t_0 и перегретого пара $t_{вых}$. Сигналы от термопреобразователей попадают на вход реле разности температур *РРТ,* которое в свою очередь управляет электромагнитным вентилем *ЭВ.* Последовательно с ним устанавливают ручной регулирующий вентиль *РВ,* в котором происходит дросселирование хладагента от давления конденсации до давления кипения.

Релейная характеристика системы питания приведена на рис. 48, *б*. Когда электромагнитный вентиль закрыт и хладагент не поступает в испаритель, перегрев на выходе растет по мере испарения жидкости. Когда он достигает значения $\vartheta_{вкл}$, реле разности температур срабатывает и включает электромагнитный вентиль. Последний открывается, и в испаритель поступает жидкость, расход которой $G_а = G_m$. Расход G_m выбирается так, чтобы он был больше расхода испарившегося хладагента. В результате этого количество находящегося в испарителе хладагента увеличивается, а перегрев уменьшается. Когда перегрев достигает величины $\vartheta_{вык}$, происходит обратное срабатывание реле разности температур и электромагнитный вентиль закрывается. Перегрев увеличивается, и процесс повторяется.

Как и в любой двухпозиционной системе, имеет место колебательный процесс, причем в установившемся состоянии период колебаний, или длительность циклов, остается постоянным.

Расход G_m зависит от давления конденсации и степени открытия регулирующего вентиля (в принципе вместо вентиля можно установить диафрагму постоянного сечения), который настраивают в период наладки и в дальнейшем его положение не изменяют. Положение регулирующего вентиля выбирают из условия обеспечения работы испарителя при наивысшей нагрузке и наименьшем давлении конденсации. В этих условиях пропускная способность вентиля должна быть такой, чтобы система питания работала с коэффициентом рабочего времени 0,8—0,9.

Работа двухпозиционной системы иллюстрируется графиком процесса регулирования (рис. 48, *в*). Исходное положение электромагнитного вентиля закрытое. Расход жидкого хладагента равен нулю. Температура кипения хладагента понижается, а температура выходящего пара повышается. Это происходит потому, что по мере испарения поверхность, омываемая жидкостью, уменьшается, а поверхность перегрева увеличивается. При этом перегрев растет. В момент времени τ_1 перегрев достигает $\vartheta_{вкл}$, в результате чего реле разности температур срабатывает и открывает электромагнитный вентиль. Расход поступающей в испаритель жидкости скачкообразно повышается до G_m. После этого начинается заполнение испарителя, в процессе которого температура кипения повышается, температура на выходе падает, перегрев уменьшается. К моменту времени τ_2 перегрев снижается до $\vartheta_{вык}$, что приводит к обратному срабатыванию реле и закрытию электромагнитного вентиля. Далее процесс периодически повторяется: в момент τ_3 подача жидкости возобновляется, а в момент τ_4 прекращается и т. д.

Для правильного выбора элементов двухпозиционного регулятора необходимо знать частоту циклов и циклическую наработку. Приближенно эти величины можно найти следующим образом.

Примем, что расчетная частота циклов равна максимальной, т. е. соответствует коэффициенту рабочего времени, равному 0,5, и что в течение нерабочей части цикла из испарителя отсасывается 10 % находящегося в испарителе хладагента.

Тогда длительность цикла, равную удвоенной длительности одной из частей цикла, можно найти по формуле

$$\tau_{ц_{min}} = 2\tau_{н_{min}} = 2\left(0{,}1M_R r/Q_{км}\right),$$

где M_R — масса хладагента в испарителе (максимальная); r — теплота парообразования хладагента; $Q_{км}$ — холодопроизводительность компрессора на расчетном режиме.

Полученная величина $\tau_{ц_{min}}$ позволяет найти циклическую наработку элементов системы питания в течение заданного промежутка времени, а также максимальную частоту циклов ($f_{max} = 1/\tau_{ц_{min}}$).

Колебательный характер работы двухпозиционной системы питания приводит к периодическим изменениям давлений кипения и всасывания перед компрессором. Во избежание больших размахов этих колебаний, которые могут нарушить работу компрессора, применяют реле разности температур с высокой чувствительностью (порядка 0,1—0,3 °С). В некоторых случаях для уменьшения размаха колебаний термопреобразователи сопротивления размещают непосредственно в обечайке испарителя: жидкостный — в нижней части испарителя, паровой — несколько выше верхнего ряда трубок.

Применение двухпозиционной системы питания по перегреву ограничивается в основном кожухотрубными испарителями с кипением в межтрубном пространстве. Система предназначена главным образом для испарителей, работающих на хладонах.

Следует отметить универсальность элементов двухпозиционной системы: набор элементов практически не зависит от вида хладагента, диапазона температур кипения. Исключение составляет электромагнитный вентиль, который подбирается по виду хладагента и по требуемому проходному сечению.

Питание по уровню

Автоматическое питание испарителей осуществляется регуляторами уровня с плавными и позиционными характеристиками. В холодильной технике наиболее распространены регуляторы, в которых уровень преобразуется в механическое перемещение с помощью поплавковых преобразователей. При этом поплавок обычно находится в выносной камере, связанной с основным сосудом как сообщающийся сосуд.

Однако наряду с этими преобразователями встречаются и преобразователи других типов, например с тонущими поплавками, в которых изменения уровня преобразуются в изменения

выталкивающей силы, с температурными датчиками, в которых уровень преобразуется в температуру чувствительного элемента. Преобразователи могут размещаться как в выносных сосудах, так и непосредственно в основных сосудах и аппаратах.

Плавные системы питания. Эти системы применяют для питания испарителей и аппаратов любого типа, в которых имеется свободный уровень жидкого хладагента. Принцип действия такой системы поясняется схемой (рис. 49, *а*). Питание аппарата *Ап* осуществляет регулятор уровня *РгУ*, в состав которого входят преобразователь уровня *Пр* и регулирующий орган *РО*. В данной схеме преобразователь уровня является сообщающимся сосудом: уровень *Н* в аппарате воспроизводится в преобразователе с помощью двух уравнительных трубок. Перед регулирующим органом жидкий хладагент находится под давлением $p_к$, после него — под давлением p_0. В регулирующем органе осуществляется дросселирование жидкости.

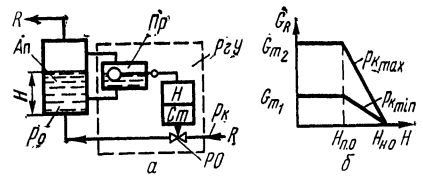


Рис. 49. Система питания испарителя по уровню:
а — схема; *б* — статические характеристики регулятора уровня

Регулятор уровня действует таким образом, что при повышении уровня клапан закрывается, а при понижении — открывается. На рис. 49, *б* показан примерный вид статических характеристик регулятора уровня. Верхняя характеристика относится к максимальному давлению конденсации, а нижняя — к минимальному (для простоты принято, что давление кипения остается постоянным).

Двум крайним значениям давления соответствуют и максимальные расходы G_{m1} и G_{m_2}.

Регулятор характеризуется некоторой неравномерностью, т. е. разностью между уровнем начала открытия $H_{н.о}$ и уровнем полного открытия $H_{п.\,о}$.

Особенностью регулятора уровня является отсутствие задатчика: требуемое значение уровня определяется высотой установки преобразователя и в процессе эксплуатации изменяться не может.

Позиционные системы питания. Эти системы применяют особенно в установках с емкими испарителями и аппаратами. Позиционный регулятор уровня обычно состоит из реле уровня с преобразователем и позиционного регулирующего органа. Преобразователь уровня присоединяется к основному сосуду или аппарату так же, как и в регуляторе с плавными характеристиками.

В качестве регулирующего органа чаще всего используют электромагнитные вентили, которые включаются в линию по-

дачи жидкости вместе с ручным регулирующим вентилем (см. рис. 48, *а*).

Как в любой позиционной системе, работа в системе с регулятором уровня имеет колебательный характер. Размах колебаний уровня зависит от зоны возврата (дифференциала) реле уровня и характеристики сосуда или аппарата.

Питание с полным отводом жидкости из конденсатора

Данный способ питания отличается от других способов тем, что степень заполнения определяется косвенным путем по отсутствию жидкого хладагента в конденсаторе, и при этом не используется ни один из показателей заполнения испарителя.

Система питания испарителя показана на рис. 50, *а*. На сливной линии из конденсатора *Кд* устанавливают регулятор уровня *РгУ*, который выполняет функции конденсационного сосуда: по мере накопления жидкости его клапан, открываясь, перепускает хладагент в испаритель *И*.

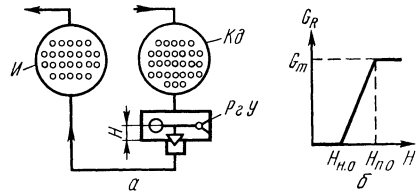


Рис. 50. Система питания испарителя с полным отводом жидкости из конденсатора:
а — схема; *б* — статическая характеристика регулятора уровня

Примерный вид статической характеристики регулятора уровня показан на рис. 50, *б*. Клапан регулятора закрыт при уровне, который ниже $H_{н.о}$. С повышением уровня пропускная способность регулятора, увеличиваясь, достигает максимального значения при уровне $H_{п.о}$. В то же время регулятор уровня выполняет функции гидравлического затвора, препятствующего прорыву пара в испаритель, и дросселирующего органа, в котором происходит перепад давления от конденсации до кипения.

Особенности рассматриваемой системы питания испарителя следующие. Холодильная машина с таким питанием испарителя должна содержать строго определенное количество хладагента. Только в этом случае полный отвод жидкости из конденсатора обеспечивает требуемую степень заполнения испарителя. При использовании данной системы машина не имеет запаса хладагента на стороне высокого давления. Весь хладагент находится в испарителе, поэтому он должен иметь значительную емкость по хладагенту. Нормальное заполнение испарителя в системе с полным отводом жидкости обеспечивается в сравнительно узком диапазоне режимов работы. С изменением этих режимов, а также при изменениях холодопроизводительности количество хладагента в испарителе должно изменяться. В связи с этим

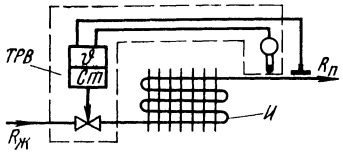
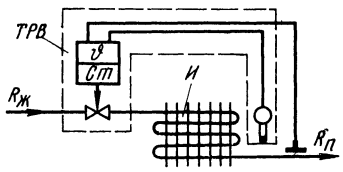
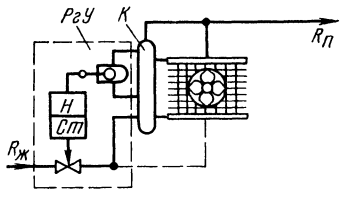
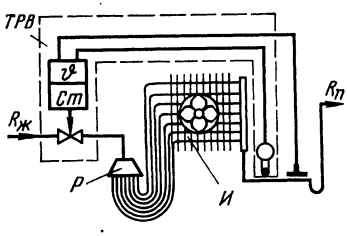
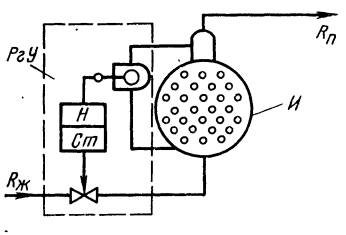
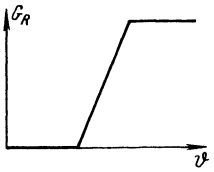
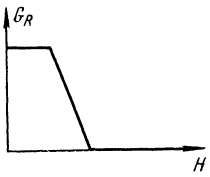
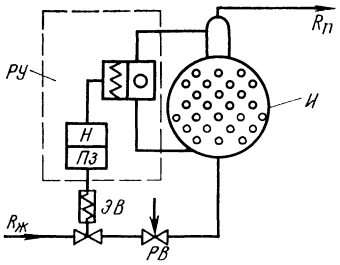
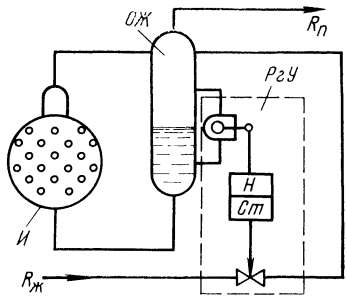
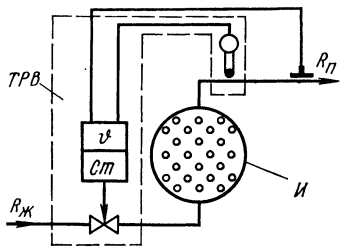
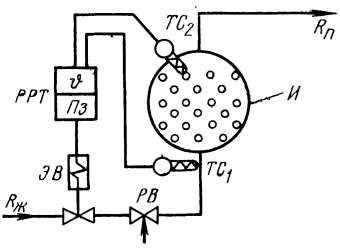
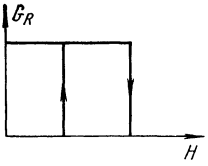
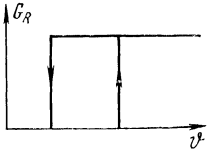
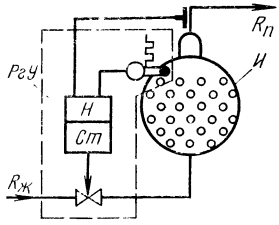
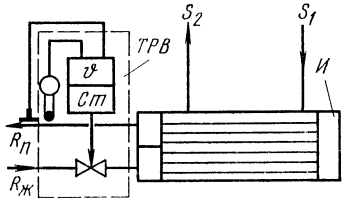
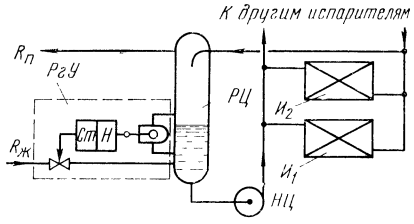
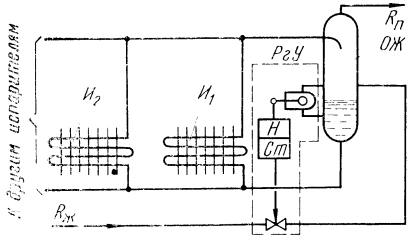
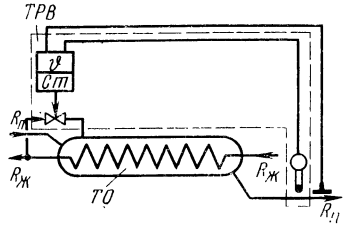
Наименование и краткая характеристика оборудования	Схема
Батарея непосредственного испарения с нижней подачей хладагента	
То же, с верхней подачей хладагента	
Воздухоохладитель непосредственного испарения с вертикальными трубками	
Воздухоохладитель многошланговый незатопленный с горизонтальными шлангами и гидравлическим распределением хладагента	
Испаритель для охлаждения жидкого холодоносителя, тип — кожухотрубный с кипением в межтрубном пространстве	

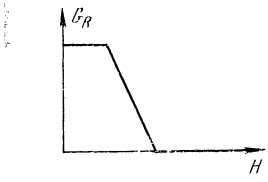
Таблица 2

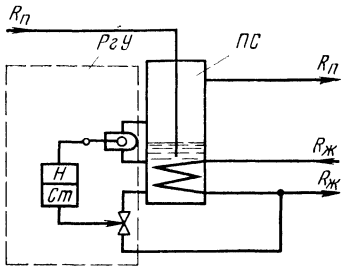
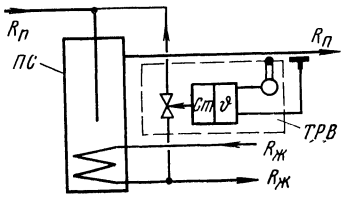
Регулятор	Область применения	Примечание
Терморегулирующий вентиль 	Установки, работающие на любом хладагенте	—
Терморегулирующий вентиль (см. выше)	Установки, работающие преимущественно на хладонах	—
Регулятор уровня плавного действия 	Установки, работающие на аммиаке	*K* — измерительная колонка. Дросселированный хладагент может подаваться прямо в испаритель (см. пунктир). Можно применить позиционный регулятор
Терморегулирующий вентиль (см. выше)	Установки, работающие на хладонах	*P* — распределитель. Термобаллон ТРВ установлен на выходе испарителя вне зоны обдува воздухом
Регулятор уровня плавного действия (характеристику см. выше)	Установки, работающие на аммиаке и углеводородах	—

Наименование и краткая характеристика оборудования	Схема
Испаритель для охлаждения жидкого холодоносителя кожухотрубный с кипением в межтрубном пространстве	
То же, но с питанием через отделитель жидкости	
Испаритель для охлаждения жидкого холодоносителя кожухотрубный с кипением в межтрубном пространстве	
То же	

Регулятор	Область применения	Примечание
Регулятор уровня двухпозиционный 	Установки, работающие на аммиаке и углеводородах	—
Регулятор уровня плавного действия (характеристику см. выше)	То же	Питание по принципу сообщающихся сосудов. Можно применить позиционную систему
Терморегулирующий вентиль (характеристику см. выше)	Установки, работающие на любом хладагенте в узком диапазоне режимов	Система имеет ограниченное применение из-за трудностей при настройке и недостаточной надежности
Двухпозиционный регулятор перегрева 	Установки, работающие на хладонах	Регулятор состоит из реле разности температур *РРТ*, двух термопреобразователей сопротивления *ТС*, электромагнитного вентиля *ЭВ*

Наименование и краткая характеристика оборудования	Схема
Испаритель для охлаждения жидкого холодоносителя кожухотрубный с кипением в межтрубном пространстве	
Испаритель для охлаждения жидкости, тип — кожухотрубный или кожухозмеевиковый с кипением внутри труб	
Насосно-циркуляционная (групповая) испарительная система	
Групповая испарительная система с затопленными батареями с общим отделителем жидкости — ресивером	
Теплообменник промежуточный	

Регулятор	Область применения	Примечание
Температурный регулятор уровня плавного действия (терморегулирующий вентиль с подогревом термобаллона)	Установки, работающие на любом хладагенте	Можно применить аналогичный регулятор позиционного действия
Терморегулирующий вентиль (характеристику см. выше)	Установки, работающие на хладонах	—
Регулятор уровня плавного или позиционного действия (характеристики см. выше)	Установки, работающие на аммиаке и хладонах	*РЦ* — циркуляционный ресивер, *НЦ* — циркуляционный насос
Регулятор уровня плавного действия 	Аммиачные установки с несколькими испарителями, работающими с одной температурой кипения	*ОЖ* — отделитель жидкости. Заполнение испарителей происходит по принципу сообщающихся сосудов. Можно использовать позиционный регулятор уровня
Терморегулирующий вентиль (характеристику см. выше)	Установки, работающие на хладонах	—

Наименование и краткая характеристика оборудования	Схема
Промежуточный сосуд с постоянным уровнем жидкого хладагента	
Промежуточный сосуд без постоянного уровня жидкого хладагента	

такую систему можно применять в основном на машинах с постоянными условиями работы.

В отличие от регуляторов уровня, применяемых в системах питания по уровню, которые воздействуют на приток хладагента в испаритель, регуляторы уровня в рассматриваемой системе воздействуют на отток жидкости из конденсатора. В литературе по холодильной технике такие регуляторы часто называют регуляторами уровня высокого давления.

Систему питания с полным отводом жидкости из конденсатора широко применяют в холодильных машинах с центробежными компрессорами.

СХЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО ПИТАНИЯ ИСПАРИТЕЛЕЙ

Рассмотренные выше основные положения позволяют составить схемы автоматического питания наиболее распространенных типов испарительного оборудования (табл. 2). Наряду со схемами индивидуального питания в табл. 2 вошли испарительные системы с групповым питанием, с насосной и безнасосной подачей хладагента.

В ряде случаев автоматическое питание испарителей можно осуществить несколькими путями. При выборе схем следует руководствоваться следующими положениями.

Продолжение

Регулятор	Область применения	Примечание
Регулятор уровня плавного действия (характеристику см. выше)	Установки, работающие на аммиаке	Можно применить позиционный регулятор уровня
Терморегулирующий вентиль (характеристику см. выше)	То же	—

Наиболее универсальным показателем заполнения испарителя является перегрев выходящего из него пара. Однако, регуляторы перегрева, как плавные, так и двухпозиционные, используют в основном в хладоновых испарителях.

Регуляторы перегрева плавного действия (ТРВ) предназначаются для испарителей с внутритрубным кипением, в которых обеспечивается надежный возврат попавшего масла при достаточном перегреве пара.

В отличие от этого в испарителях с кипением в межтрубном пространстве вынос капель жидкости с маслом можно обеспечить только при высоком уровне хладагента в испарителе, т. е. при перегреве, близком к нулю. Особенности работы испарителей при очень малых перегревах, а также свойства ТРВ делают неэффективным их использование в испарителях такого типа. Поэтому испарители с кипением в межтрубном пространстве оснащают двухпозиционными регуляторами перегрева, которые способны периодически в каждом цикле снижать перегрев до очень малых значений и обеспечивать в эти моменты вынос капель жидкости с маслом.

Уровень жидкости в испарителе как показатель заполнения используют в основном на аммиачных и углеводородных машинах. Однако, в некоторых случаях их применяют и на хладоновых машинах. В частности, хорошие результаты дает ис-

пользование на затопленных хладоновых испарителях температурных регуляторов уровня, которые реагируют не только на чистую жидкость, но и на пену, образованную хладоном с маслом. Этот регулятор представляет собой терморегулирующий вентиль, в термобаллоне которого имеется электрический подогреватель. Температура термобаллона зависит от коэффициента теплоотдачи рабочей среды. Если термобаллон омывается паром, то его температура повышается и клапан регулятора открывается. Если же термобаллон оказывается в жидкости, то снижается его температура, что вызывает закрытие клапана. При подборе нужной настройки можно добиться, что регулятор будет поддерживать в испарителе достаточно высокий уровень, обеспечивать надежный возврат масла при сухом ходе компрессора.

Данный регулятор может воспринимать не только чистую жидкость, но и пенную эмульсию, которая имеет место в хладоновых испарителях при больших удельных тепловых нагрузках.

Более подробно этот регулятор описан в главе XI.

Глава V. АВТОМАТИЗАЦИЯ КОНДЕНСАТОРОВ

При проектировании холодильных машин и установок теплопередающую поверхность конденсатора выбирают из условия максимально допустимого давления конденсации при наивысшей температуре охлаждающей среды (воды или воздуха). Естественно, что при более низкой температуре охлаждающей среды давление конденсации снижается.

При снижении давления конденсации энергетические затраты на производство холода уменьшаются. Поэтому, если исходить только из этих затрат, то не следует регулировать давление конденсации.

Однако, в действительности следует учитывать и другие факторы, такие, как расход охлаждающей воды и изменение пропускной способности регуляторов, осуществляющих дросселирование жидкого хладагента и питание им испарителей.

Расход охлаждающей воды имеет большое значение для установок, потребляющих водопроводную воду и сбрасывающих ее в канализацию (например, небольшие установки торгового типа, не оснащенные устройствами для рециркуляции и охлаждения воды). Эти установки работают, как правило, в режиме «пуск—остановка», поэтому экономию воды получают как в результате установления оптимального расхода воды во время работы машины, так и путем полного прекращения ее подачи во время стоянки.

Пропускная способность регуляторов (например, ТРВ) уменьшается вследствие понижения давления конденсации, а холодопроизводительность компрессора при этом повышается. Сочетание характеристик ТРВ и компрессора может не

обеспечить работоспособность машины при низких температурах охлаждающей среды из-за недопустимого понижения давления кипения в испарителе.

Работа машины в широком диапазоне изменений температуры охлаждающей среды может быть обеспечена изменением характеристик регуляторов питания (например, подключением различных ТРВ в зависимости от температуры охлаждающей среды) либо поддержанием давления конденсации в заданных пределах. Первый способ применяют редко из-за усложнения схемы автоматики. Второй способ получил преимущественное распространение.

В зависимости от конструкции конденсатора, вида охлаждающей среды и других факторов применяют следующие способы поддержания давления конденсации: изменение расхода или скорости охлаждающей среды и изменение эффективной теплопередающей поверхности конденсатора.

КОНДЕНСАТОРЫ С ВОДЯНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

К автоматизации конденсаторов с водяным охлаждением прибегают при необходимости экономить воду и в случаях, когда температура охлаждающей воды может изменяться в широких пределах. При этом регулирование осуществляется почти исключительно способом изменения расхода воды.

Рассмотрим упрощенную статическую характеристику конденсатора с водяным охлаждением как объекта автоматического регулирования. Для этого воспользуемся основными уравнениями, характеризующими процесс теплообмена:

$$Q_к = kF\left(t_к - t_{w_{ср}}\right); \tag{39}$$

$$Q_к = G_w c_w \left(t_{w_2} - t_{w_1}\right), \tag{40}$$

где $Q_к$ — тепловая нагрузка на конденсатор; k — коэффициент теплопередачи; F — поверхность конденсатора; $t_к$ — температура конденсации; $t_{w_{ср}}$ — средняя температура воды; G_w — расход воды; c_w — теплоемкость воды; t_{w_1}, t_{w_2} — температуры воды на входе в конденсатор и выходе из него.

Для упрощения примем в расчет среднюю арифметическую разность температур (по сравнению со средней логарифмической это приводит к небольшой ошибке в расчете, но не меняет характер зависимости), т. е.

$$t_{w_{ср}} = \frac{1}{2}\left(t_{w_1} + t_{w_2}\right).$$

Решая уравнения (39) и (40) совместно и исключая величину t_{w2}, найдем зависимость регулируемой температуры $t_к$ от расхода воды:

$$t_к = t_{w_1} + Q_к\left(1/2G_w c_w + 1/kF\right). \tag{41}$$

Выражение (41) есть искомая статическая характеристика конденсатора. Величины t_{w1} и $Q_к$ являются параметрами характеристики. Следует заметить, что при значительных изменениях расхода воды заметно меняется коэффициент теплопередачи. Поэтому при подсчетах в формулу (41) следует подставлять его значения, соответствующие данному расходу.

Графически статическая характеристика представляется в координатах $t_к$, G_w, хотя без труда можно перестроить в координаты $p_к$, G_w. Примерный вид статической характеристики для одной тепловой нагрузки и одной температуры на входе в конденсатор показан на рис. 51, *а*. Кривая, имеющая гиперболический характер, с увеличением G_w стремится к величине $t_{к\min}$, которую можно найти из уравнения (41), если принять $G_w \to \infty$.

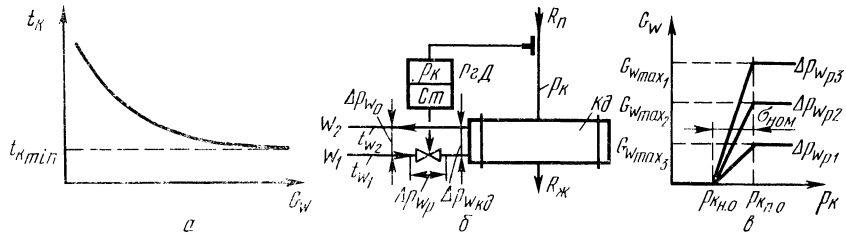


Рис. 51. Регулирование давления конденсации изменением расхода воды:

а — статическая характеристика конденсатора; *б* — схема включения регулятора давления; *в* — упрощенные статические характеристики регулятора

Автоматическое регулирование давления конденсации осуществляют с помощью специальных регуляторов, получивших в практике название водорегуляторов давления, или просто водорегуляторов. Схема включения такого регулятора показана на рис. 51, *б*. Чувствительный элемент регулятора присоединяется к верхней части конденсатора или к нагнетательному трубопроводу от компрессора, где давление близко к давлению конденсации. Регулирующий орган смонтирован на водяном трубопроводе.

Обычно для регулирования давления конденсации используют пропорциональные (статические) регуляторы, обладающие статическими характеристиками (рис. 51, *в*). При выбранной настройке клапан регулятора закрыт, если давление $p_к$ ниже давления начала открытия $p_{к\text{н.о}}$. При повышении давления клапан плавно перемещается и полностью открывается при давлении полного открытия $p_{к\text{п.о}}$, т. е. его номинальная неравномерность $\sigma_{ном} = p_{к\text{п.о}} - p_{к\text{н.о}}$. Характеристика регулятора неоднозначна и зависит от перепада давлений $\Delta p_{w_р}$ (см. рис. 51, *б*),

который имеет место на клапане регулятора. Это следует из известного выражения

$$G_w = K_{V_p} \sqrt{\Delta p_{w_p} \rho_w}, \qquad (42)$$

где K_{V_p} — коэффициент условной пропускной способности регулятора.

Приведенные на рис. 51, *в* характеристики соответствуют трем постоянным величинам Δp_{w_p} (максимальные расходы $G_{w_{max_1}}$, $G_{w_{max_2}}$ и $G_{w_{max_3}}$). При работе в реальных условиях перепад Δp_{w_p}, не являясь постоянным, зависит от положения клапана регулятора, гидравлической характеристики конденсатора и характеристики источника напора (насоса или сети). Поэтому рабочая характеристика регулятора представляет собой результат взаимодействия всех элементов системы.

Для определения рабочей характеристики необходимо располагать гидравлической характеристикой водяного тракта конденсатора, которую можно задать графически либо численно (коэффициентом условной пропускной способности $K_{V_{кд}}$ или величиной расхода G_w при некотором перепаде давлений $\Delta p_{w_{кд}}$, по которым можно найти величину $K_{V_{кд}}$). При численном задании характеристику можно построить графически по формуле

$$G_w = K_{V_{кд}} \sqrt{\Delta p_{w_{кд}} \rho_w}. \qquad (43)$$

Эта характеристика показана на левом графике (рис. 52). Величина $G_{w_{max}}$ показывает наибольший расход воды, который должен протекать через конденсатор при заданной тепловой нагрузке и наивысшей температуре t_{w_1}.

Условимся, что конденсатор присоединен к достаточно мощной водяной сети, в которой действует постоянный перепад давлений $\Delta p_{w_{об}}$ (напор), не зависящий от расхода.

По графику можно определить величину

$$\Delta p_{w_{p_{min}}} = \Delta p_{w_{об}} - \Delta p_{w_{кд_{max}}}, \qquad (44)$$

т. е. тот минимальный перепад давлений на клапане регулятора, при котором должен обеспечиваться максимальный расход воды ($\Delta p_{w_{кд_{max}}}$ — максимальный перепад давлений на конденсаторе). Другими словами, это перепад давлений на полностью открытом клапане. По нему определяют коэффициент условной пропускной способности $K_{V_{p_{max}}}$ полностью открытого регулятора и подбирают его по каталогу [см. формулу (42)].

На правом графике (см. рис. 52) показаны статические характеристики регулятора для перепадов давления $\Delta p_{w_{p_1}}$, $\Delta p_{w_{p_2}}$ и $\Delta p_{w_{p_{min}}}$. Если теперь для тех же перепадов по левому графику найти расходы G_1, G_2 и $G_{w_{кд_{max}}}$, то определить точки рабочей

характеристики *а, б* и *в* не представляет труда. Проходящая через эти точки кривая есть искомая рабочая характеристика регулятора при работе с заданными конденсатором и источником напора.

Располагая статическими характеристиками конденсатора [см. уравнение (41) и график на рис. 51, *а*] и рабочей характеристикой регулятора, можно построить совмещенную характеристику замкнутой системы конденсатор — регулятор в координатах G_w и $p_к$. С ее помощью можно найти давления конденсации при заданных изменениях температуры охлаждающей воды и тепловой нагрузки. В качестве примера на рис. 53 по-

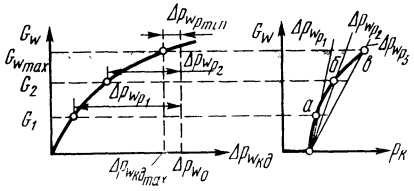


Рис. 52. Построение рабочей характеристики регулятора для заданного конденсатора

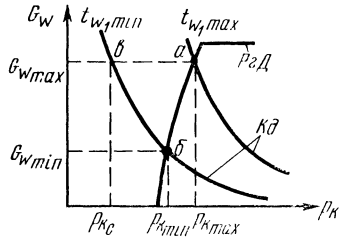


Рис. 53. Совмещенная характеристика замкнутой системы конденсатор — регулятор

казано построение совмещенной характеристики для машины с постоянной нагрузкой при изменении температуры воды от $t_{w_{1max}}$ до $t_{w_{1min}}$. Этим температурам воды соответствуют две характеристики конденсатора *Кд*. В этих же координатах построены характеристики регулятора *РгД*. При изменении температуры на входе в конденсатор значения давления $p_к$ и расхода G_w будут располагаться на кривой между точками *а* и *б*. При этом давление конденсации изменится от $p_{к_{max}}$ до $p_{к_{min}}$.

Если представить себе систему без регулирования, то через конденсатор будет подаваться вода с постоянным расходом $G_{w_{max}}$ и при тех же изменениях температуры воды давление конденсации снизится от $p_{к_{max}}$ до $p_{к_c}$.

Видно, что при правильном подборе параметров системы регулятор значительно уменьшает влияние изменений температуры воды на давление конденсации.

Аналогичным образом можно построить совмещенный график и для случая, когда изменяются не только температура воды, но и тепловая нагрузка. При этом нижней граничной характеристикой конденсатора будет характеристика при $t_{w_{1min}}$ и $Q_{к_{min}}$.

Для установок, питающихся водой из водопроводов, важное значение имеет стоимость этой воды. В связи с этим возникает задача об оптимальной настройке регулятора для обеспечения минимальной стоимости вырабатываемого холода. Решение этой задачи в полном объеме достаточно сложно из-за необходимости учета большого количества показателей. Упростим задачу, выделив основные показатели и приняв остальные постоянными.

В качестве основных показателей примем стоимость воды, идущей на охлаждение конденсатора, и электроэнергии, потребляемой компрессором. Тепловую нагрузку на конденсатор

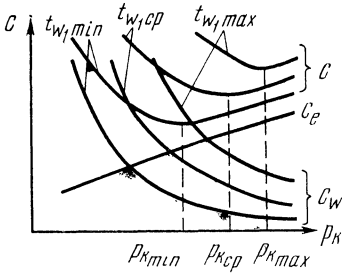


Рис. 54. Определение оптимального давления конденсации

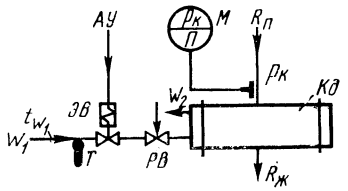


Рис. 55. Схема с принудительным прекращением подачи воды при остановке машины

и холодопроизводительность компрессора примем постоянными.

Стоимость воды, идущей на охлаждение конденсатора, в расчете на единицу времени

$$C_w = G_w Ц_w,$$

стоимость электроэнергии

$$C_e = N_e Ц_e,$$

где $Ц_w$ и $Ц_e$ — цена соответственно воды и электроэнергии.

Величину $G_w = f(p_к)$ можно найти по уравнению статической характеристики конденсатора (3), а потребляемую мощность N_e — по соответствующей характеристике компрессора.

Суммарная стоимость воды и электроэнергии

$$C = C_w + C_e. \qquad (45)$$

Определение суммарной стоимости иллюстрируется графиком, на который нанесены кривые стоимости воды для трех температур: $t_{w_{1min}}$, $t_{w_{1ср}}$ и $t_{w_{1max}}$ — соответственно для холодного, переходного и теплого времен года, и кривая стоимости электроэнергии (рис. 54).

Кривые суммарной стоимости C, полученные по формуле (45), имеют минимумы, которые и определяют оптимальные

давления конденсации для каждой из температур воды. Путем интерполяции можно получить зависимость оптимальной настройки от температуры воды и в соответствии с ней производить периодическую перенастройку регулятора.

В заключение укажем порядок выбора регулятора давления:

по известным величинам $G_{w_{max}}$ и $K_{V_{кд}}$ [см. формулу (43)] определяют максимальный перепад давлений на конденсатор $\Delta p_{w_{кд\,max}}$;

зная напор сети Δp_{w_0} [см. формулу (44)], находят минимальный перепад давлений на клапане регулятора $\Delta p_{w_{p\,min}}$, при котором должен обеспечиваться заданный расход;

определяют требуемый коэффициент условной пропускной способности регулятора давления [см. формулу (42)]

$$K_{V_{p\,max}} = \frac{G_{max}}{\sqrt{\Delta p_{w_{p\,min}} \rho_w}};$$

подбирают по техническим характеристикам водорегулятор с равным или ближайшим большим коэффициентом $K_{V_{p_{max}}}$;

при необходимости строят рабочие характеристики регулятора и совмещенные характеристики замкнутой системы, по которым определяют фактические значения давлений конденсации при различных температурах воды.

Отметим, что реальные водорегуляторы имеют номинальную неравномерность порядка 0,05—0,1 МПа, что позволяет поддерживать давление конденсации в этих пределах.

Большое количество установок, потребляющих водопроводную воду, работают в режиме «пуск—остановка» с приблизительно постоянной холодопроизводительностью в течение рабочей части цикла. Значительную экономию воды можно получить в результате ее отключения на время стоянки компрессора. В установках с водорегуляторами прекращение подачи воды после остановки происходит не сразу, а после охлаждения конденсатора и снижения в нем давления. Это связано с дополнительными потерями воды. В связи с этим иногда вместо водорегулятора применяют электромагнитный и ручной регулирующие вентили (рис. 55). Для настройки ручного регулирующего вентиля по графикам (см. рис. 54) находят оптимальное давление конденсации для каждого значения температуры воды. Пользуясь термометром *Т* и манометром *М*, ручным вентилем *РВ* устанавливают необходимый расход воды во время работы машины при открытом электромагнитном вентиле *ЭВ*. В автоматическом режиме электромагнитный вентиль по сигналам из схемы автоматического управления *АУ* открывается при пуске и закрывается при остановке машины. Сезонные пере-

настройки ручного вентиля осуществляются аналогично по описанной выше методике.

Автоматизация работы конденсатора с водяным охлаждением может осуществляться не только по давлению конденсации, но и по другим переменным величинам. В частности, для регулирования непосредственно температуры конденсации можно применить температурный водорегулятор. Чувствительный элемент регулятора необходимо установить в месте, где достаточно близко воспроизводится температура конденсации, например на линии слива жидкого хладагента в ресивер, в самом ресивере и т. д. Однако при этом неизбежны погрешности вследствие возможного переохлаждения жидкости.

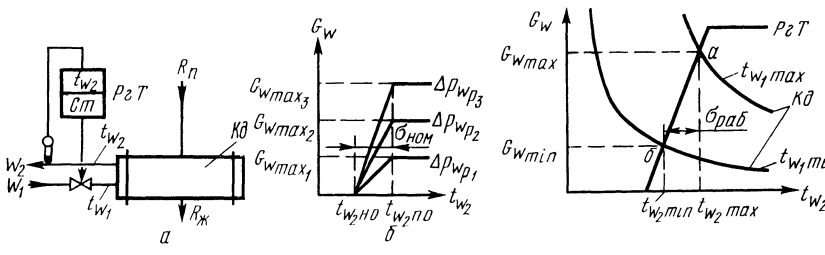


Рис. 56. Стабилизация работы конденсатора регулированием температуры выходящей воды:
а — схема; *б* — статические характеристики температурного водорегулятора; *в* — совмещенные характеристики

Известны также схемы, в которых для стабилизации давления конденсации используют регулятор температуры воды на выходе из конденсатора (рис. 56, *а*). Это обычно пропорциональные регуляторы, которые характеризуются номинальной неравномерностью $\sigma_{ном}$. Расходные статические характеристики их зависят от перепада давлений воды на клапане (рис. 56, *б*). Регулятор *РгТ* выбирают и настраивают таким образом, чтобы при расчетной температуре обеспечивался требуемый расход воды. Понижение температуры воды на входе в конденсатор t_{w_1} приводит к понижению температуры воды на выходе из него t_{w_2}, в результате чего регулятор постепенно прикрывает клапан.

Работа системы «конденсатор—регулятор» иллюстрируется совмещенной характеристикой (рис. 56, *в*).

На графике в координатах t_{w2}, G_w изображены статические характеристики конденсатора *Кд* и регулятора *РгТ*. Статические характеристики конденсатора (регулируемая величина t_{w_2}) получают из основного уравнения (40):

$$t_{w_2} = t_{w_1} + Q_к/G_w c_w, \qquad (46)$$

где величины t_{w1} и $Q_к$ могут рассматриваться как параметры.

Если положить $Q_к = \text{const}$, то характеристики конденсатора для крайних значений температур $t_{w_1 \min}$ и $t_{w_1 \max}$ будут иметь вид, показанный на графике. С этими характеристиками совмещается рабочая характеристика регулятора PrT, для простоты изображенная прямой линией.

Из графика видно, что по мере понижения температуры воды на входе в конденсатор от $t_{w_1 \max}$ до $t_{w_1 \min}$ клапан регулятора будет прикрываться, при этом расход воды снизится от $G_{w_{\max}}$ до $G_{w_{\min}}$, а рабочая точка будет плавно перемещаться по линии *аб*. В процессе регулирования температура воды на входе в конденсатор изменится от $t_{w_2 \max}$ до $t_{w_2 \min}$. Неравномерность регулирования составит $\sigma_{раб} = t_{w_2 \max} - t_{w_2 \min}$.

Естественно, что поддержание температуры воды на выходе из конденсатора около заданного значения лишь косвенно влияет на основную величину (температуру или давление конденсации). Пользуясь статическими характеристиками, можно найти фактические изменения температуры конденсации. Однако расчет достаточно сложен из-за необходимости учитывать изменения коэффициента теплопередачи. Можно воспользоваться приближенным расчетом, исходя из предположения, что температура конденсации не может быть ниже t_{w_2} и, в крайнем случае, может лишь к ней приближаться. Учитывая статическую характеристику (см. рис. 56, *в*), можно записать:

$$t_к \geqslant t_{w_2 \min}; \quad t_{w_2 \min} = t_{w_2 \max} - \sigma_{раб}. \tag{47}$$

Температуру $t_{w_2 \max}$ можно найти из формулы (46) при подстановке $t_{w_1} = t_{w_1 \max}$ и $G_w = G_{w_{\max}}$.

Таким образом, при использовании температурного водорегулятора температура конденсации может измениться от расчетного значения при наивысшей температуре воды на входе в конденсатор до величины, определяемой по формуле (47). Для этих водорегуляторов номинальная неравномерность обычно составляет 5—10 °С. Если принять, что вода подогревается в конденсаторе на 4—8 °С, то изменения температуры конденсации могут составить 10—15 °С.

Достоинством системы с температурным водорегулятором является отсутствие связи регулятора с хладагентом (в водорегуляторе давления хладагент, вводимый в регулятор, воздействует на его чувствительный элемент), что в известной степени повышает надежность машины в целом. В остальном же при регулировании температуры воды на выходе из конденсатора система получается более сложной и уступает системе с регулятором давления по точности поддержания режимов.

КОНДЕНСАТОРЫ С ВОЗДУШНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

Конденсаторы с воздушным охлаждением в большей степени, чем конденсаторы с водяным охлаждением, подвержены изменениям температуры охлаждающей среды. Это особенно относится к установкам с круглогодичным функционированием. Нередко конденсаторы таких установок охлаждаются воздухом с отрицательными температурами, что практически исключает их работу без поддержания давления конденсации в допустимых пределах.

Поддержание давления конденсации осуществляют двумя способами: изменением скорости (расхода) воздуха и изменением эффективной теплопередающей поверхности конденсатора.

Изменение скорости или расхода воздуха

Этот способ осуществляют с помощью регулирующих устройств типа жалюзи или заслонок, а также путем изменения угла поворота лопастей вентилятора.

Простейшая схема системы регулирования представлена на рис. 57. Конденсатор с воздушным охлаждением *Кд* оборудован поворотными жалюзи *Ж*. Управление ими осуществляет механический регулятор давления *РгД*, воспринимающий давление конденсации $p_к$. Этот регулятор действует так, что при понижении давления жалюзи прикрываются, скорость обдува воздухом уменьшается, в результате чего снижается коэффициент теплопередачи и понижаются температуры.

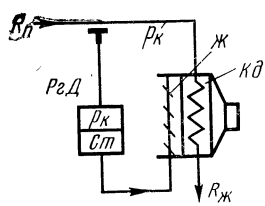


Рис. 57. Простейшая схема системы регулирования давления конденсации изменением скорости воздуха

Недостатками системы с механическими регуляторами давления являются их невысокая надежность из-за тяжелых условий эксплуатации, необходимость периодической смазки шарниров и т. п.

В крупных конденсаторах наряду с механическими регуляторами могут использоваться вентиляторы с переменным углом поворота лопастей. В этом случае применяют регуляторы непрямого действия с электрическими или пневматическими приводами.

Изменения скорости воздуха можно достигнуть путем применения многоскоростных электродвигателей вентиляторов.

Изменение эффективной теплопередающей поверхности конденсатора

При осуществлении этого способа используют подтопление конденсатора жидким хладагентом и изменение поверхности, принудительно обдуваемой воздухом.

Подтопление конденсатора. Этот метод можно применить в любом конденсаторе с воздушным охлаждением при условии оснащения его специальными регуляторами.

Наиболее простая схема с применением одного регулятора давления представлена на рис. 58, *а*. Между конденсатором *Кд* и ресивером *Рс* на сливной линии установлен клапан регулятора давления *РгД*, чувствительный элемент которого воспринимает давление конденсации $p_к$ (давление перед клапаном, давление «до себя»). Ресивер сообщается с паровой частью конденсатора или с его входом уравнительным трубопроводом, что является особенностью данной схемы.

Вид статической характеристики регулятора в координатах $p_к$, K_V показан на графике (рис. 58, *б*). С повышением давления клапан, открываясь, увеличивает пропускную способность регулятора. Полное открытие происходит при изменении давления $p_к$ на величину $\sigma_{ном}=p_{п.о}-p_{н.о}$.

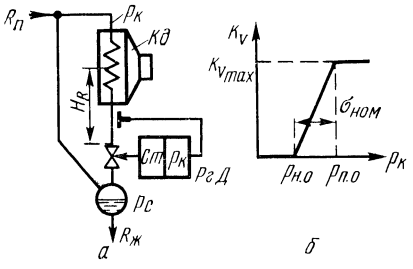


Рис. 58. Регулирование давления конденсации методом подтопления с одним регулятором:
а — схема; *б* — статическая характеристика регулятора

Если давление конденсации $p_к > p_{п.о}$, то клапан регулятора давления полностью открыт и сконденсировавшийся хладагент свободно сливается в ресивер. Если в результате понижения температуры воздуха давление понизится ($p_к < p_{п.о}$), то клапан регулятора давления прикрывается, в результате чего увеличивается сопротивление стекающей в ресивер жидкости.

Уровень жидкости в конденсаторе начинает повышаться. При этом из-за появившегося гидростатического столба увеличивается перепад давлений на клапане, что приводит к новому установившемуся состоянию с почти неизменным расходом, но при более высоком уровне жидкости в конденсаторе. При повышении уровня уменьшается активно работающая поверхность конденсатора, что и требовалось в связи с понижением температуры воздуха, и жидкость дополнительно переохлаждается в затопленной части конденсатора. Последнее обстоятельство приводит к понижению температуры жидкости в ресивере и появлению потока пара через уравнительную линию, который конденсируется на зеркале жидкости.

Количество поступающего в ресивер пара зависит от уровня жидкости в конденсаторе и возрастает с его повышением.

Для подбора регулятора давления задаются максимальным расходом $G_{R_{max}}$, соответствующим наибольшей нагрузке на конденсатор, а также минимальным уровнем жидкого хладагента над клапаном $H_{R_{min}}$. Тогда в соответствии с формулой (8) можно найти требуемый коэффициент условной пропускной способности. При этом перепад давлений, вычисленный по минимальному гидростатическому столбу, необходимо подставить в формулу (8).

Требуемый коэффициент условной пропускной способности зависит от взаимного расположения конденсатора и ресивера: чем меньше разность между уровнями, тем больший регулятор следует применить.

Разность высот установки конденсатора и ресивера необходима также для компенсации падения давления внутри конденсатора: чем больше это падение тем на бо́льшую высоту следует поднимать конденсатор.

Таким образом, данная схема наряду с простотой характеризуется следующими недостатками. Регулятор работает под малым перепадом давлений, вследствие чего требуется применять клапаны большого диаметра. При этом не допускается размещение ресивера иначе, чем ниже конденсатора. Во избежание омертвления поверхности конденсатора необходим начальный уровень жидкости перед регулятором. Кроме того, сливная линия не должна иметь участков, расположенных выше расчетного минимального уровня.

Указанные недостатки ограничивают применение схемы с одним регулятором давления случаями, когда конденсатор располагается заведомо выше ресивера например, в установках с размещением конденсатора на крыше.

В схеме (рис. 59, *а*) наряду с регулятором давления конденсации $РгД_1$ (его клапан установлен на сливной линии так же, как и в схеме на рис. 58, *а*) применен регулятор давления в ресивере $РгД_2$, клапан которого размещен на линии между паровыми полостями конденсатора и ресивера.

Статическая характеристика регулятора, который является регулятором давления «после себя», показана на рис. 59, *б*. Назначение регулятора состоит в том, чтобы поддерживать в ресивере постоянное давление, несколько ниже, чем давление конденсации. При снижении давления в ресивере клапан этого регулятора, приоткрываясь, увеличивает поток пара.

При высокой температуре воздуха давление конденсации растет, вследствие чего клапан регулятора $РгД_1$ открывается полностью. Давление в ресивере также повышается, вызывая полное закрытие клапана регулятора $РгД_2$. Сопротивление клапана $РгД_1$ должно быть таким, чтобы при полном открытии

и заданном расходе падение давления на нем было близко к заданному перепаду давлений на регуляторе $\Delta p_{р_э}$.

Регулятор $РгД_2$ настраивается на заданное давление в ресивере несколько ниже давления конденсации. При снижении давления в ресивере ниже этого значения его клапан приоткрывается, в результате чего в ресивер поступает горячий пар от компрессора.

Вследствие понижения температуры воздуха давление конденсации снижается, клапан регулятора $РгД_1$ прикрывается, его пропускная способность уменьшается, в конденсаторе повышается уровень жидкости. Это сопровождается понижением давления в ресивере, что вызывает открытие клапана регулятора $РгД_2$ и увеличение расхода пара, проходящего через него. Система переходит в новое установившееся состояние с несколько более низким давлением конденсации.

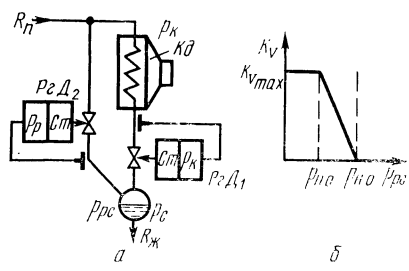


Рис. 59. Регулирование давления конденсации методом подтопления с дополнительным регулятором давления в ресивере;
а — схема; *б* — статическая характеристика регулятора

Подобным же образом система реагирует на любое понижение температуры воздуха, охлаждающего конденсатор. При этом конечное изменение давления конденсации не будет выходить за пределы неравномерности регулятора $РгД_1$.

Если пропускная способность регулятора $РгД_2$ выбрана достаточной, то и давление в ресивере будет изменяться незначительно. Система обеспечивает нормальное функционирование устройств питания испарителей даже при существенном понижении температуры охлаждающего воздуха.

Большая универсальность этой схемы состоит в том, что вследствие перепада давлений между конденсатором и ресивером, взаимное их расположение последнего и способ прокладки сливной линии практического значения не имеют.

Изменение поверхности, принудительно обдуваемой воздухом. Этот метод чаще всего применяют в конденсаторах, состоящих из нескольких секций с индивидуальными вентиляторами. При этом создается позиционная система с поочередным отключением и включением отдельных вентиляторов (один из вариантов такой системы показан на рис. 60, *а*). Конденсатор *Кд* состоит из трех секций, вентиляторы которых приводятся в действие электродвигателями $Д_1$, $Д_2$ и $Д_3$. Управление работой этих электродвигателей осуществляется реле давления $РД_1$, $РД_2$ и $РД_3$, которые воспринимают давление конден-

сации $p_к$. Настроенные со сдвигом друг относительно друга эти реле образуют многопозиционную систему регулирования. Настройки реле должны быть выполнены так, чтобы при наивысшей температуре воздуха и всех работающих вентиляторах давление конденсации не превышало расчетного значения.

Целесообразно, чтобы каждое реле работало с большим дифференциалом, в результате чего уменьшается частота циклов при регулировании и повышается долговечность элементов системы.

Учитывая невысокие требования к точности поддержания давления конденсации, можно предложить разомкнутую си-

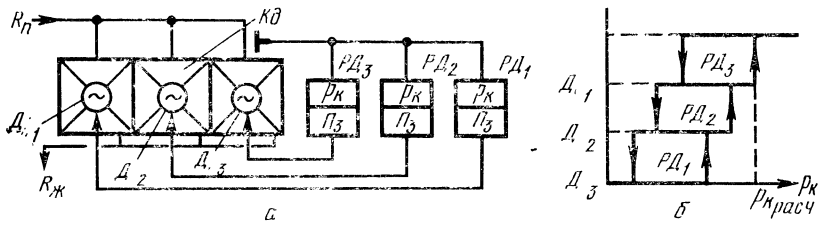


Рис. 60. Регулирование давления конденсации отключением отдельных вентиляторов:
а — схема; *б* — релейная характеристика

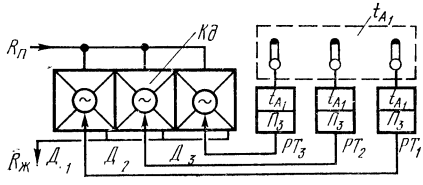


Рис. 61. Схема разомкнутой системы управления по температуре охлаждающего воздуха

стему управления (рис. 61), в которой автоколебания будут вообще отсутствовать. Для этой цели можно использовать реле температуры $РТ_1$, $РТ_2$ и $РТ_3$, чувствительные элементы которых воспринимают температуру входящего в конденсатор воздуха $t_{А_1}$.

Расчетным путем или экспериментально устанавливают, в каких диапазонах температур воздуха должны работать один, два или три вентилятора. В соответствии с этим осуществляют настройку реле температуры. Отклонения давления конденсации в этой системе могут быть больше, чем в системе замкнутого регулирования, однако надежность и долговечность разомкнутой системы при прочих равных условиях значительно выше.

Глава VI. ЗАЩИТА ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И УСТАНОВОК ОТ ОПАСНЫХ РЕЖИМОВ

В процессе работы холодильных машин и установок из-за отказов отдельных узлов или агрегатов, а также из-за нарушений в системах энерго- и водоснабжения могут возникать опасные режимы: повышение давления и температуры, уровня жидкости в отдельных аппаратах или узлах машин, прекращение смазки трущихся пар, отсутствие охлаждающей воды и т. д. Если не будут приняты своевременные меры, могут быть повреждены или разрушены компрессоры, теплообменные аппараты или другие элементы установки. При этом возникает серьезная опасность для здоровья и жизни обслуживающего персонала.

Защита холодильных машин и установок включает в себя целый комплекс технических и организационных мероприятий, обеспечивающих безопасную их эксплуатацию. В этой главе будут рассмотрены лишь те из них, которые выполняются на основе автоматических приборов и устройств.

СПОСОБЫ ЗАЩИТЫ

К способам защиты относят остановку машины или всей установки, включение аварийных устройств, выпуск рабочего вещества в атмосферу или перепуск в другие аппараты.

Остановка машины или всей установки. Этот способ осуществляется с помощью системы автоматической защиты (САЗ), которая состоит из первичных устройств — датчиков-реле защиты (или просто реле защиты), и электрической схемы, преобразующей сигналы от реле защиты в сигнал остановки. Этот сигнал передается в схему автоматического управления.

Реле защиты воспринимают контролируемые технологические величины и при достижении ими предельно допустимых значений вырабатывают аварийный сигнал. Эти приборы обладают чаще всего релейными двухпозиционными характеристиками. Число входящих в САЗ датчиков-реле определяется минимально необходимым количеством контролируемых величин.

Электрическая схема выполняется в одном из трех вариантов, в соответствии с чем САЗ бывают однократного действия, с повторным включением и комбинированными.

САЗ однократного действия осуществляет остановку машины или установки при срабатывании любого реле защиты и делает невозможным автоматический пуск до вмешательства обслуживающего персонала. Этот тип САЗ распространен преимущественно на крупных и средних машинах. Если установка работает без непрерывного обслуживания и оборудование не имеет автоматически включаемого резерва, то САЗ дополняется специальной сигнализацией для экстренного вызова персонала.

САЗ с повторным включением останавливает машину при срабатывании реле защиты и не препятствует ее автоматическому включению при возвращении реле в нормальное состояние. Ее применяют главным образом в малых установках торгового типа, где стремятся к упрощению схемы автоматики.

В комбинированных САЗ часть реле защиты, контролирующих наиболее опасные параметры, включают в электрическую схему однократного действия, а часть с менее опасными параметрами — в схему с повторным включением. Это позволяет, не прибегая к помощи персонала, вновь автоматически пускать машину, если это не сопряжено с опасностью аварии.

В практике встречается также разновидность защиты, называемая блокировкой. Ее отличие состоит в том, что сигнал получают не от реле защиты, а от элемента схемы контроля или управления другим агрегатом или узлом установки (например, насосом, вентилятором и т. д.). Блокировка исключает пуск или работу машины при невыполнении заданного порядка пуска контролируемых агрегатов. Обычно блокировку выполняют по схеме с повторным включением.

Включение аварийных устройств. Этот способ осуществляется также САЗ.

К аварийным устройствам относят предупредительную сигнализацию об опасных режимах, которую применяют на особо крупных установках с непрерывным обслуживанием, чтобы по возможности избежать остановки машины; аварийную сигнализацию, информирующую персонал о срабатывании защиты, а также расшифровывающую конкретную причину аварийного срабатывания; аварийную вентиляцию, включаемую при повышении местной или общей концентрации в воздухе взрыво- и пожароопасных, а также токсичных рабочих веществ (например, аммиака).

Выпуск рабочего вещества в атмосферу или перепуск в другие аппараты. Этот способ осуществляется специальными предохранительными устройствами (предохранительными клапанами, предохранительными пластинами, плавкими пробками и др.), не входящими в САЗ. Их назначение — предотвратить разрушение или взрыв сосудов и аппаратов при повышении давления в результате неисправности установки, а также в случае пожара. Выбор предохранительных устройств и правила их использования определяются нормативными документами в соответствии с правилами безопасности и эксплуатации сосудов, работающих под давлением.

ПОСТРОЕНИЕ СИСТЕМ ЗАЩИТЫ

Системы защиты различаются в зависимости от типа холодильной установки, ее размеров, принятого способа эксплуатации и др. При построении всех САЗ необходимо учитывать

общие принципы, обеспечивающие в наибольшей степени безопасность работы. В качестве примера рассмотрим принципиальную схему САЗ компрессионной холодильной установки, состоящей из компрессора *Км* с электродвигателем *Д*, теплообменных аппаратов *ТА* и вспомогательных устройств *ВУ* — насосов, вентиляторов и др. (рис. 62). Схема представлена в общем виде без указаний конкретных величин и параметров, подвергаемых контролю.

Условимся, что САЗ предназначена для остановки компрессора при достижении одним из параметров предельно допустимого значения.

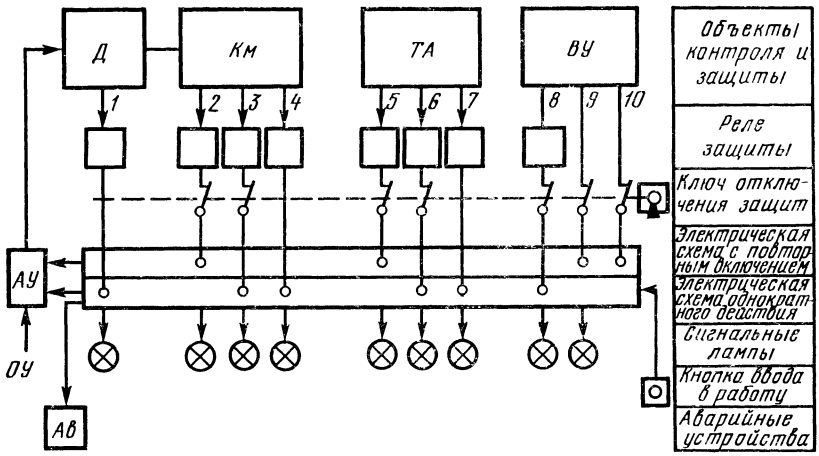


Рис. 62. Принципиальная схема САЗ

САЗ имеет десять каналов защиты. Каналы *1—8* работают от соответствующих реле защиты, воспринимающих технологические параметры. Каналы *9* и *10* обеспечивают блокировку компрессора и вспомогательных устройств.

В систему входит ключ, с помощью которого при необходимости (при пробах и обкатках) можно выключить часть защитных реле и цепей блокировки *(2, 3, 5, 6, 8, 9, 10)*. Не подлежат выключению те защиты, которые должны функционировать в любом режиме работы установки.

Электрическая схема САЗ состоит из двух частей. Первая часть, в которую включены каналы *2, 5, 9* и *10,* работает по способу с повторным включением, а вторая с остальными каналами обеспечивает защиту, работающую по принципу однократного действия, и контролирует наиболее ответственные параметры. При достижении ими предельно допустимых значений САЗ останавливает компрессор. Последующий пуск его возмо-

жен лишь после вмешательства персонала, который пользуется специальной кнопкой ввода в работу защит.

Сигналы от электрической схемы САЗ подаются в схему автоматического управления *АУ*. Эти сигналы останавливают двигатель компрессора независимо от сигналов оперативного управления *ОУ*.

Кроме основной функции САЗ — аварийной остановки компрессора, она выполняет и вспомогательные операции: включение необходимых аварийных устройств, а также световой и звуковой сигнализации. Расшифровывающая сигнализация защит с повторным включением действует только в течение времени, пока контролируемый параметр не вошел в нормальные пределы. Сигнализация защит однократного действия остается включенной после срабатывания до нажатия кнопки ввода в работу независимо от фактического состояния контролируемого параметра. Такая схема как бы «запоминает» происшедшее срабатывание защиты и информирует персонал в течение неограниченного времени.

Рассмотренная схема может рассматриваться лишь как пример построения САЗ. Конкретные системы могут от нее отличаться количеством каналов и способами их включения.

Основным требованием к САЗ является высокая надежность, которая достигается применением высоконадежных реле защиты и элементов электрических схем, резервированием реле и других элементов защиты в особо ответственных случаях, уменьшением числа элементов, последовательно включаемых в САЗ, использованием наиболее безопасных вариантов электрических схем, организацией профилактических проверок и ремонтов в процессе эксплуатации.

Применение высоконадежных реле защиты и элементов электрических схем — наиболее простой и естественный путь, так как при прочих равных условиях использование более надежных элементов позволяет создать более надежную систему. Следует лишь иметь в виду, что при эксплуатации реле и другие элементы САЗ имеют весьма малую циклическую наработку (малое число срабатываний). Поэтому при оценке надежности в расчет следует принимать не циклическую долговечность и циклическую наработку на отказ, а другие показатели, характеризующие способность элементов сохранять готовность к срабатыванию (например, наработку на отказ по времени). При этом за отказ принимают любое нарушение способности элемента к срабатыванию.

Резервирование представляет собой параллельное включение двух или более однородных и совместно работающих элементов, выполняющих одинаковые функции. Выход из строя одного из них не нарушает работоспособности системы в целом. Резервирование используют в особо опасных случаях, когда внезапный отказ САЗ может привести к серьезным послед-

ствиям. К таким случаям относят, например, защиту от попадания жидкого аммиака в поршневой компрессор. Для этого на сосудах перед компрессором устанавливают основные и резервные реле уровня.

На упрощенной схеме (рис. 63) показан отделитель жидкого аммиака *ОЖ*, установленный между испарителем и компрессором *Км*. При нормальной работе жидкий аммиак в отделителе жидкости отсутствует. При выбросе жидкости из испарителя она накапливается в отделителе жидкого аммиака, и, если ее уровень достигает допустимого предела, срабатывают реле защит $РЗ_1$ и $РЗ_2$ (на схеме показаны их первичные преобразователи). Оба реле постоянно включены в работу и выполняют одну и ту же функцию. Такое резервирование значи-

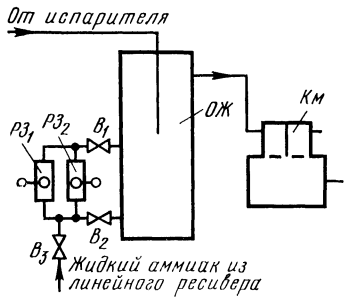


Рис. 63. Упрощенная схема отделителя жидкости с резервированием реле защиты от влажного хода компрессора

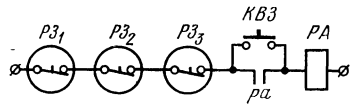


Рис. 64. Электрическая схема защиты на нормально замкнутых контактах

тельно повышает надежность, так как вероятность одновременного отказа обоих реле крайне мала.

Уменьшение числа элементов, последовательно включаемых в САЗ, является одним из способов повышения надежности электрических схем САЗ. Наиболее надежна система, в которой реле защиты связаны непосредственно с пускателем двигателя компрессора без промежуточных элементов. Однако такую схему применяют только на самых малых установках. На более крупных установках приходится использовать промежуточные реле, что уменьшает надежность. Поэтому число последовательных промежуточных элементов, входящих в цепь аварийного отключения компрессора, должно быть минимальным.

При использовании наиболее безопасных электрических схем обеспечивается остановка компрессора при возникновении отказов в САЗ. Наиболее характерным отказом электрической цепи является обрыв (исчезновение напряжения или тока), что может иметь место при физическом обрыве проводов, подгорании контактов, выходе из строя радиоэлектронных элементов (диодов, транзисторов, резисторов и др.), нарушениях в работе источников электропитания. Для того чтобы указанные отказы сигнализировались как аварийные, необходимо, чтобы в цепях

защиты при нормальном состоянии циркулировал ток, а сигнал аварийной остановки соответствовал его прекращению. Следовательно, наиболее безопасной является электрическая схема защиты на нормально замкнутых контактах или других элементах.

Так, в схеме (рис. 64) контакты реле защиты $РЗ_1$, $РЗ_2$ и $РЗ_3$ замкнуты, если контролируемые величины находятся в нормальных пределах, и разомкнуты при достижении предельно допустимых значений. Эти контакты включены последовательно в цепь обмотки электромагнитного реле *РА,* которое при срабатывании защиты отключает обмотку магнитного пускателя (на схеме не показан) и останавливает компрессор.

Когда все контакты реле защит замкнуты, цепь электромагнитного реле можно ввести в работу кратковременным нажатием кнопки *КВЗ*. При этом через обмотку электромагнитного реле потечет ток, это реле сработает и замкнет свой контакт *ра*. После отпускания кнопки цепь остается под током. Достаточно одному из реле защит разомкнуть контакт, как электромагнитное реле отпустит и его контакт разомкнется. Повторное включение будет возможно только после нажатия кнопки. Это схема однократного действия. В схеме с повторным включением контакт *ра* и кнопка не требуются.

Организация профилактических проверок и ремонтов в процессе эксплуатации играет решающую роль в обеспечении безопасной работы установок. Эти меры, если они выполняются через необходимые промежутки времени, практически исключают опасные ситуации, связанные с внезапными отказами в САЗ.

Для организации профилактических проверок необходимо, чтобы САЗ снабжались устройствами и приспособлениями, позволяющими по возможности в полном объеме проверять работоспособность защит. При этом желательно, чтобы проверка не вызывала вывода установки за предельно допустимые режимы. Так, в схеме (см. рис. 63) проверить работу реле защит можно без наполнения отделителя жидкости.

При нормальной работе вентили $В_1$ и $В_2$ открыты, а вентиль $В_3$ закрыт. Первичные преобразователи реле защит $РЗ_1$ и $РЗ_2$ подключены к сосуду.

Для проверки закрывают вентиль $В_2$ и открывают вентиль $В_3$. Из трубопровода жидкость подается непосредственно в поплавковые камеры реле уровня и заполняет их. Если реле исправны, то они, срабатывая, выдают соответствующие сигналы.

После этого вентиль $В_3$ закрывают, а вентиль $В_2$ открывают. Жидкость стекает в сосуд, что свидетельствует об отсутствии засорения соединительного патрубка.

В процессе эксплуатации должен действовать график профилактических проверок, периодичность которых должна быть выбрана с учетом фактических показателей надежности.

СОСТАВ САЗ

Количество параметров, контролируемых с помощью САЗ, зависит от вида оборудования, его размеров и производительности, вида хладагента и др. Обычно число защит увеличивается с увеличением размеров оборудования. Более сложные САЗ обычно применяют на аммиачных установках.

В табл. 3 приведен рекомендуемый перечень контролируемых параметров для наиболее распространенных видов холодильного оборудования. Для некоторых видов оборудования предлагается несколько вариантов набора защит, которые выбираются исходя из конкретных условий. Так, для герметичных компрессоров можно использовать два варианта. Вариант со встроенными устройствами для защиты от повышения температуры обмоток электродвигателей является предпочтительным, так как при том же числе приборов обеспечивается защита от большего числа неисправностей.

В табл. 3 не вошли компрессоры бытовых холодильников и кондиционеров, которые в данной книге не рассматриваются.

Некоторые из защит, входящих в состав САЗ, не обязательно вводить в схему однократного действия, при необходимости допускается включать их в схему с повторным включением.

На особо крупных установках с винтовыми и центробежными компрессорами целесообразно применять предупредительную сигнализацию. При достижении параметров предельно допустимых значений включается предупредительная сигнализация. Компрессор останавливается лишь в том случае, когда через заданный промежуток времени параметр не войдет в нормальные пределы. Параметры, допускающие включение через предупредительную сигнализацию, также отмечены в табл. 3. При этом следует обратить внимание на надежность устройства временной задержки и при необходимости принять соответствующие меры, например резервирование.

В качестве примера рассмотрим САЗ холодильной машины, состоящей из бессальникового компрессора *Км*, конденсатора *Кд* и испарителя *И* (рис. 65). На схеме изображены только места отбора контролируемых параметров и первичные преобразователи (датчики). Собственно реле защиты и другие элементы системы показаны в нижней части схемы. Связи между элементами, расположенными на щите и пульте с одной стороны и на оборудовании — с другой, разомкнуты и обозначены цифрами.

В САЗ входят шесть реле защиты, которые контролируют следующие параметры:

$РЗ_1$ — разность давлений на входе в масляный насос и выходе из него ($\Delta p_м$); сигнал подается при отсутствии масла, а также при срыве насоса (на время запуска компрессора реле $РЗ_1$ автоматически отключается);

$РЗ_2$ — температуру нагнетания ($t_н$); чувствительный элемент расположен на нагнетательном трубопроводе в непосредственной близости от компрессора; сигнал подается при повышении температуры вследствие нарушений режима работы, поломки клапанов и других причин.

Таблица 3

Оборудование	Давление			Перепад давлений в маслосистеме	Температура						Уровень жидкости	Осевой сдвиг вала	Область применения
	кипения (температура)	всасывания	нагнетания		нагнетания	масла	масла редуктора	обмоток электродвигателя	подшипников	выходящего теплоносителя			
Компрессор поршневой герметичный		+ *	+ *										Хладоновые компрессоры малых холодильных установок (торговое оборудование, кондиционеры и др.)
			+ *					+					То же
Компрессор поршневой бессальниковый		+ *	+ *										»
			+ *										
		+	+	+									Хладоновые компрессоры средней производительности
		+	+	+				+					То же
		+	+	+	+								Хладоновые компрессоры большой производительности
		+	+	+	+			+					То же
Компрессор поршневой открытый		+ *	+ *										Хладоновые компрессоры малых холодильных установок
		+	+	+									Хладоновые и аммиачные компрессоры средней производительности
		+	+	+	+								То же, большой производительности

Продолжение табл. 3

Оборудование	Давление			Перепад давлений в маслосистеме	Температура						Уровень жидкости	Осевой сдвиг вала	Область применения
	кипения (температура)	всасывания	нагнетания		нагнетания	масла	масла редуктора	обмоток электродвигателя	подшипников	выходящего теплоносителя			
Агрегат компрессорный винтовой		+ **	+	+		+ **							Аммиачные и хладоновые агрегаты
Агрегат компрессорный центробежный		+ **	+	+	+ **	+ **	+ **		+ **			+	Аммиачные и хладоновые агрегаты
Аммиачный кожухотрубный испаритель	+ ***												Без ограничения
Испаритель хладоновый с межтрубным кипением	+ ***												То же
Испаритель хладоновый с внутритрубным кипением										+ ***			»
Отделитель жидкости, ресивер циркуляционный											+		»

* Предусматривается защита.
* Допускается включение по схеме с повторным включением.
** Допускается остановка компрессора после включения предупредительной сигнализации.
*** Допускается включение через предупредительную сигнализацию.

$РЗ_3$ — давление нагнетания ($p_н$); отбор давления осуществляется до нагнетательного вентиля (по ходу пара); сигнал подается при повышении давления вследствие недостаточных охлаждения конденсатора, открытия вентиля на нагнетательной линии и т. д.;

$РЗ_4$ — давление всасывания ($p_{вс}$); отбор давления можно производить до и после всасывающего вентиля; сигнал подается при понижении давления (возможные причины — отказ устройства питания испарителя, засорение фильтров и др.);

$РЗ_5$ — температуру обмоток статора встроенного электродвигателя $t_{обм}$; датчики встраиваются непосредственно в обмотку; сигнал подается при повышении температуры в результате отказа системы питания испарителя, засорения фильтров и других причин;

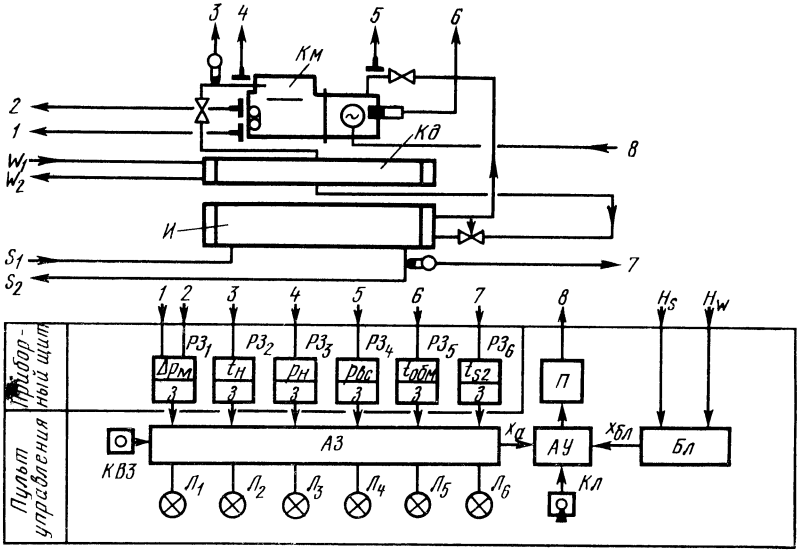


Рис. 65. Схема САЗ холодильной машины

$РЗ_6$ — температуру теплоносителя на выходе из испарителя (t_{s_2}); сигнал подается при ее понижении (вследствие отказа системы автоматического регулирования температуры t_{s_2}).

Все реле защиты подключаются к электрической схеме однократного действия *АЗ*. При срабатывании любого из реле схема однократного действия выдает сигнал аварийной остановки $x_а$ в схему автоматического управления *АУ*, которая в свою очередь отключает пускатель *П* электродвигателя компрессора. Одновременно зажигается одна из сигнальных ламп $Л_1$ — $Л_6$, что сигнализирует об аварийной остановке.

После срабатывания защиты компрессор не может автоматически включаться в работу.

САЗ можно возвратить в нормальное состояние кнопкой *КВЗ*, при нажатии которой освобождается схема автоматического управления и разрешается автоматический пуск компрессора. Сигнальная лампа гаснет.

Кроме схемы однократного действия в систему входит схема блокировки *Бл*, которая сигналом $x_{бл}$ разрешает запуск компрессора только при условии предварительного пуска насосов теплоносителя H_s и охлаждающей воды H_w.

В системе также имеется ключ *Кл*, с помощью которого компрессор можно пустить вручную без защит либо с частью из них.

Глава VII. АНАЛИЗ РАБОТЫ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Анализ работы таких установок сводится к выявлению влияния элементов друг на друга и правильному выбору схемы и средств автоматизации. Как и в любой системе, анализ может проводиться для стационарного (установившегося) и нестационарного (переходного) режимов. Работу в стационарном режиме анализируют с помощью совмещения статических характеристик, заданных в аналитической, графической и графоаналитической формах. Работу в нестационарном режиме изучают путем анализа дифференциальных уравнений, связывающих между собой поведение различных величин.

Холодильные установки весьма разнообразны по набору основных элементов. Поэтому рассмотреть все их типы не представляется возможным. Ниже будут приведены лишь некоторые наиболее интересные и характерные схемы. Схемы будут описаны по возможности в общем виде и лишь при необходимости будут оговариваться конкретные типы элементов.

УСТАНОВКИ С ОДНИМ ОБЪЕКТОМ ОХЛАЖДЕНИЯ, РАБОТАЮЩИМ В СТАЦИОНАРНОМ РЕЖИМЕ

При автоматизации установки с одним объектом охлаждения (рис. 66, *а*), состоящей из компрессора *Км*, конденсатора *Кд*, испарителя *И* и объекта охлаждения *Об*, требуется как минимум два автоматических регулятора.

Назначение регулятора температуры *РгТ* — поддержание температуры $t_{об}$ в заданных пределах путем изменения холодопроизводительности компрессора.

Регулятор системы питания испарителя *РгПИ*, обеспечивающий заполнение испарителя жидким хладагентом во всех режимах работы установки, воспринимает изменения показателя заполнения испарителя и управляет расходом подаваемого в испаритель хладагента. В некоторых случаях регулятор системы питания испарителя может отсутствовать, например в машинах, в которых питание испарителя осуществляется через капиллярные трубки.

Конденсатор установки охлаждается средой (водой или воздухом), параметры которой могут изменяться во времени. Для стабилизации режимов конденсации могут применяться автоматические устройства. Однако для упрощения эти устройства в данной схеме не показаны. Примем, что температура конденсации может изменяться от $t_{к_{min}}$ до $t_{к_{max}}$. Это условие можно отнести как к автоматизированному, так и к неавтоматизированному конденсатору. Различие будет только в величинах этих температур.

Анализ работы установки проведем с помощью графика совмещенных статических характеристик (рис. 66, *б*), на который в координатах, Q, t_0 нанесены две характеристики компрессора $Q_{км}$, соответствующие минимальной и максимальной температурам конденсации, а также характеристика испарителя в виде линейной функции $Q_и = kF(t_{об} - t_0)$, причем величину kF примем постоянной, считая, что регулятор системы питания испарителя обеспечивает это условие при всех нагрузках.

Характеристика испарителя построена для заданной температуры объекта $t_{об_з}$ из предположения, что регулятор температуры поддерживает ее достаточно точно, чтобы не принимать во внимание колебания во времени.

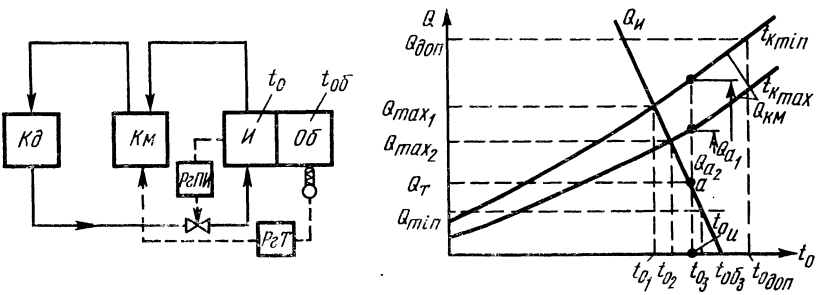


Рис. 66. Установка с одним объектом охлаждения:
а — схема; *б* — совмещенный график

Из графика следует, что в установившемся режиме, когда в объекте поддерживается температура $t_{об_з}$, максимальная холодопроизводительность Q_{max_1} может быть при $t_к = t_{к_{min}}$ и Q_{max_2} — при $t_к = t_{к_{max}}$. Условимся, что минимальная тепловая нагрузка на объект охлаждения равна Q_{min}.

Пользуясь характеристикой испарителя, можно найти, что указанным максимальным и минимальной нагрузкам соответствуют температуры кипения t_{0_1}, t_{0_2} и t_{0_3}.

Наконец, в зависимости от характеристик компрессора и приводного электродвигателя часто задают допустимое значение холодопроизводительности $Q_{доп}$, которое не должно быть превышено даже при пуске и вводе в работу отепленной установки.

Установка, работающая в режиме «пуск—остановка»

Для осуществления режима «пуск—остановка» применяют регулятор температуры, представляющий собой двухпозиционное реле с зоной возврата $\varkappa$. В системе устанавливаются автоколебания: все параметры изменяются периодически с одной

частотой. Длительность циклов (период колебаний) зависит от зоны возврата, тепловой емкости на стороне объекта и соотношения между тепловой нагрузкой и холодопроизводительностью компрессора.

Приближенный расчет длительности циклов был рассмотрен в главе II.

Длительность нерабочей части цикла можно найти по формуле (23).

Учтем, что коэффициент рабочего времени $b=\tau_р/\tau_ц$ ($\tau_р$ — длительность рабочей части цикла; $\tau_ц$ — длительность цикла, а $\tau_ц=\tau_р+\tau_н$.

Легко найти длительность рабочей части

$$\tau_р = b\tau_н/(1-b).$$

Коэффициент b можно найти по совмещенному графику (см. рис. 66). По оси Q отложим величину тепловой нагрузки $Q_т$. На характеристике испарителя этой нагрузке соответствует точка a. Если учесть, что при циклической работе температура кипения также колеблется, можно считать, что температура t_{0_a} является средним значением температуры кипения за цикл. Если изменение температуры кипения в течение рабочей части цикла происходит по закону, близкому к линейному, то температура t_{0_a} является и средней за рабочую часть цикла. Это означает, что при работе компрессор развивает холодопроизводительность Q_{a_1} при $t_{к_{min}}$ и Q_{a_2} при $t_{к_{max}}$. Отсюда нетрудно найти коэффициенты рабочего времени:

$$b_1 = Q_т/Q_{a_1} \text{ при } t_{к_{min}};$$

$$b_2 = Q_т/Q_{a_2} \text{ при } t_{к_{max}}.$$

Давая $Q_т$ значения от Q_{max} до Q_{min}, можно построить зависимость коэффициента рабочего времени от тепловой нагрузки (рис. 67). После этого нахождение длительностей циклов и их частей труда не представляет.

Как было показано в главе II, наименьшую длительность циклов (наибольшую частоту циклов) следует ожидать при $b=0{,}5$. Из графика (см. рис. 67) можно определить тепловую нагрузку и найти собственно длительность циклов. Эти данные позволяют оценить допустимость двухпозиционной системы с принятой зоной возврата управляющего реле.

На рис. 68 приведены упрощенные временные диаграммы работы установки для трех нагрузок. В действительности процесс изменения температур происходит по более сложным кривым, имеющим экспоненциальный характер. Кроме того, для реальных объектов характерно запаздывание. Изменения температур объекта и кипения показаны в верхней части графика, а работа компрессора — в нижней. С изменением тепловой на-

грузки на установку изменяются среднее значение температуры кипения и размах ее колебаний.

Важным вопросом автоматизации является правильный выбор регулятора системы питания испарителя. В зависимости от требований к установке и характеристик оборудования встречаются два случая.

В первом случае требуется, чтобы машина работала только в заданных установившихся режимах. При этом пропускную способность регулятора системы питания испарителя выбирают по величине максимальной холодопроизводительности (на рис. 66 — это Q_{max_1}). В связи с этим при первоначальном охлаждении отепленной установки указанный максимум не будет превышен. В этом режиме регулятор системы питания испарителя

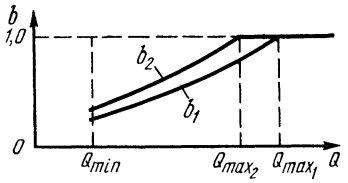


Рис. 67. Зависимость коэффициента рабочего времени от тепловой нагрузки

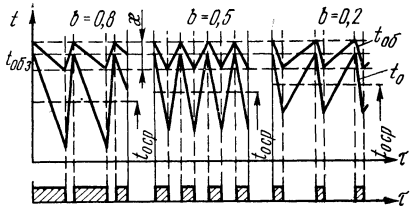


Рис. 68. Упрощенные временные диаграммы работы установки

выполняет функции ограничителя, обеспечивая искусственную недогрузку компрессора.

Во втором случае требуется, чтобы компрессор работал на полную производительность и в режиме первоначального охлаждения. Это требование предъявляют, когда необходимо, чтобы процесс охлаждения протекал как можно быстрее. По величине допустимой холодопроизводительности $Q_{доп}$ компрессора и его электропривода находят требуемую максимальную пропускную способность регулятора. При выборе регуляторов надо руководствоваться рекомендациями, изложенными в главе IV.

Необходимость ограничения холодопроизводительности компрессора возникает иногда и самостоятельно, например в связи с недостаточной мощностью электропривода или системы электропитания. Для рассматриваемой установки (см. рис. 66) эту задачу можно решить путем соответствующего подбора регулятора системы питания и неполного заполнения испарителя (это неприменимо лишь на хладоновых машинах с затопленными испарителями из-за возможного нарушения циркуляции масла), а также путем применения регулятора давления всасы-

вания (регулятора давления «после себя»), устанавливаемого на линии перед компрессором (см. главу III). Регулятор настраивают на давление, соответствующее температуре насыщения $t_{0_{доп}}$ (см. рис. 66).

Установку можно рассчитать и на работу как при одной заданной температуре объекта, так и при различных температурах в пределах некоторого диапазона. Анализ работы установки с несколькими температурными режимами производится таким же образом, как и для установки с одним температурным выбранным режимом. При этом следует учитывать характеристики регулятора системы питания испарителя, которые могут зависеть от режима (см. главу IV).

Установка с несколькими ступенями изменения холодопроизводительности

В таких установках могут использоваться поршневые компрессоры с изменением числа работающих цилиндров, компрессоры с приводом от многоскоростных двигателей и др. Рассмотрим установку (см. рис. 66), но с компрессором, имеющим четыре ступени изменения холодопроизводительности (или с набором из четырех компрессоров, работающих на один объект).

Условимся, что установка предназначена для охлаждения объекта с установившейся температурой от $t_{об_{min}}$ до $t_{об_{max}}$.

Совмещенные характеристики компрессора и испарителя для двух крайних температур объекта приведены на рис. 69, *а*. Управление установкой осуществляется от многопозиционного реле температуры (рис. 69, *б*). В практике могут встречаться два случая.

В первом случае тепловая нагрузка на объект возрастает при высоких температурах, во втором остается практически одинаковой при всех температурах, либо, наоборот, возрастает с понижением температуры. Первый случай характерен для объектов с внутренними источниками тепла. Пусть Q_{max_1} — наибольшая нагрузка на объект при $t_{об_{max}}$, Q_{max_2} — наибольшая нагрузка при $t_{об_{min}}$, Q_{min} — наименьшая нагрузка. Тогда, пользуясь описанным выше способом, можно построить графики коэффициентов рабочего времени b для крайних температур объекта (рис. 69, *в* и *г*). При температуре $t_{об_{max}}$ с изменением тепловых нагрузок в заданном диапазоне циклически работают все ступени. Так, при $Q=Q_{max}$ ступени *I*, *II* и *III* работают при $b=1$ (непрерывно), а ступень *IV* — при $b_{IV}=b_3$. Когда нагрузка падает до Q_{II}, ступень *IV* выключается из работы ($b_{IV}=0$), а циклически начинает работать ступень *III* и т. д. При уменьшении нагрузок до Q_{min} циклически работает только ступень *I*, причем $b_1=b_1$.

Если та же машина будет переведена в режим с температурой объекта $t_{об_{min}}$, то циклическая работа ступеней будет характеризоваться графиком (см. рис. 69, *г*). При тепловой нагрузке Q_{max_2}, $b_I = b_{II} = b_{III} = 1$, $b_{IV} = b_5$. С уменьшением тепловой нагрузки коэффициенты рабочего времени ступеней изменяются. При минимальной тепловой нагрузке Q_{min} в работе остаются ступени *I* ($b_1 = 1$) и *II* ($b_{II} = b_4$).

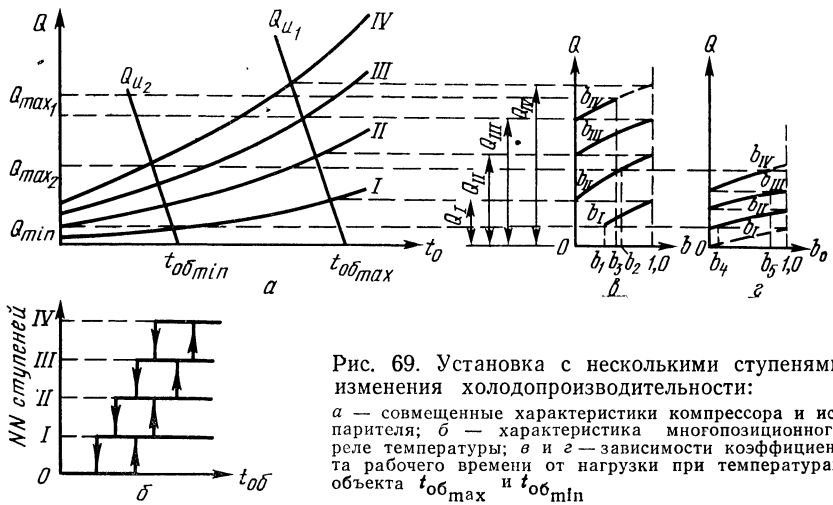


Рис. 69. Установка с несколькими ступенями изменения холодопроизводительности:

а — совмещенные характеристики компрессора и испарителя; *б* — характеристика многопозиционного реле температуры; *в* и *г* — зависимости коэффициента рабочего времени от нагрузки при температурах объекта $t_{об_{max}}$ и $t_{об_{min}}$

Второй случай, когда тепловая нагрузка Q_{max_2} является максимальной для любых температур объекта, характеризуется следующими крайними режимами:

при $t_{об_{max}}$ $b_I = 1$, $b_{II} = b_2$, $b_{III} = 0$, $b_{IV} = 0$;

при $t_{об_{min}}$ $b_I = 1$, $b_{II} = 1$, $b_{III} = 1$, $b_{IV} = b_5$.

Из этого следует, что если при $t_{об_{min}}$ компрессор используется практически полностью, то при $t_{об_{max}}$ две верхние ступени вообще не работают. В значительной части диапазона тепловых нагрузок (для $t_{об_{max}}$ меньших, чем Q_I) циклически работает ступень *I*. Циклическая работа последней ступени холодопроизводительности поршневых компрессоров чаще всего осуществляется способом «пуск — остановка». В связи с этим режим циклической работы ступени *I* должен быть проверен на допустимую частоту пусков.

Из рассмотренного примера следует, что при проектировании установок со ступенчатым изменением холодопроизводительности в целях исключения циклической работы компрес-

сора следует избегать тепловых нагрузок, меньших, чем минимальная холопроизводительность компрессора. Данный вывод не распространяется на установки с несколькими компрессорами, работающими на одну испарительную систему.

В установках с несколькими ступенями холодопроизводительности усложняются условия работы регулятора системы питания испарителя, который должен обеспечить устойчивую работу в широком диапазоне изменения холодопроизводительности. Если этот диапазон особенно широк, необходимо использовать несколько регуляторов системы питания испарителей, включающихся в работу в соответствующих режимах. Рекомендации по применению ТРВ и других регуляторов приведены в главе IV.

Установки с плавным изменением холодопроизводительности

Плавное изменение холодопроизводительности поршневых компрессоров можно достичь применением регуляторов, дросселирующих пар перед компрессором или перепускающих его со стороны нагнетания на всасывании, а также плавным изменением частоты вращения вала компрессора. В винтовых компрессорах применяют почти исключительно золотники, плавно изменяющие ход сжатия компрессора. Наконец, в центробежных компрессорах холодопроизводительность можно плавно регулировать поворотом лопаток входного направляющего аппарата, а также дросселированием и перепуском.

При этом может осуществляться регулирование непосредственно температуры объекта, а также косвенных параметров (температуры кипения, холодоносителя и др.).

При плавном изменении холодопроизводительности компрессора рабочая точка всегда располагается на характеристике испарителя в месте ее пересечения с характеристикой компрессора, соответствующей данному положению регулирующего органа. Если система регулирования устойчива, то при неизменной тепловой нагрузке температура объекта и другие параметры установки находятся в состоянии покоя.

Однако при достаточно высокой чувствительности регулятора, а также из-за запаздываний и других динамических свойств в системе могут возникнуть автоколебания. Это явление следует рассматривать как нежелательное. Анализ устойчивости систем регулирования холодильных установок на стадии их проектирования связан со значительными трудностями и выходит за рамки данного учебного пособия. Следует иметь в виду, что устранение возникших автоколебаний возможно путем уменьшения чувствительности регулятора и быстродействия исполнительных механизмов, улучшения контакта термочувствительного элемента с объектом охлаждения и т. д. Лучших результатов следует ожидать от применения ПИ-регуляторов,

особенно в крупных установках с винтовыми и центробежными компрессорами.

Рассмотрим систему регулирования температуры, которую используют в установках с винтовыми и центробежными компрессорами (рис. 70, *а*). Она характеризуется применением двухканального регулятора температуры. Основной канал K_0 служит для регулирования температуры объекта $t_{об}$, дополнительный K_N ограничивает мощность N, потребляемую электродвигателем, и предохраняет его от перегрузки. Оба канала присоединяются к входу автоматического переключателя *Пер*, через который сигнал от регулятора направляется к регулирующему органу (золотнику или поворотным лопаткам). Пе-

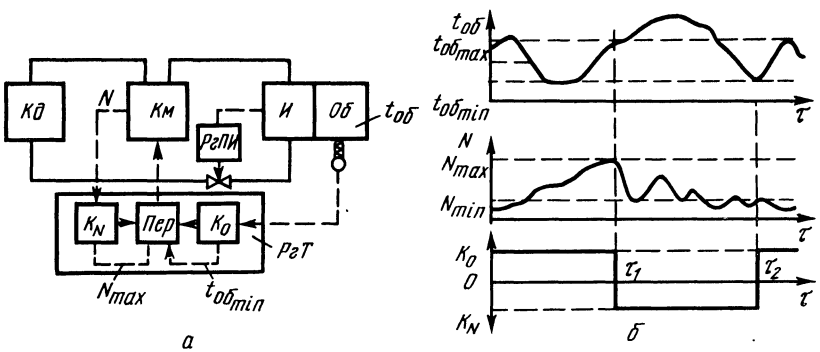


Рис. 70. Система с двухканальным регулятором:
а — схема; *б* — графики процесса регулирования

реключатель имеет релейную двухпозиционную характеристику: в одном положении регулирование ведется от канала K_0, в другом — от канала K_N. Управление работой переключателя осуществляется от тех же каналов при достижении величинами пороговых значений: для перехода на канал K_0 по $t_{об_{min}}$, для перехода на канал K_N по N_{max}.

Временные графики (рис. 70, *б*) иллюстрируют процессы регулирования. Система регулирования функционирует нормально в интервале времени от 0 до τ_1, когда мощность, потребляемая приводом, меньше N_{max}. При этом основной канал K_0 обеспечивает поддержание температуры $t_{об}$ в заданных пределах: от $t_{об_{min}}$ до $t_{об_{max}}$ ($t_{об_{max}} - t_{об_{min}}$ — зона нечувствительности регулятора). В момент времени τ_1 мощность достигает верхнего предела N_{max}. Переключатель переводит цепь регулирования с канала K_0 на канал K_N, который так переставляет регулирующий орган, чтобы мощность не выходила за пределы N_{min}—N_{max}. При этом температура объекта может выйти за пределы зоны и стать выше $t_{об_{max}}$. Это положение будет сохраняться, пока не исчезнет причина, вызвавшая перегрузку.

Канал K_N начинает переставлять регулирующий орган в обратном направлении. Интенсивность охлаждения объекта увеличивается, температура $t_{об}$ начинает понижаться. В момент времени τ_2 температура понизится до порогового значения $t_{об_{min}}$, что вызывает обратное срабатывание переключателя и возвращение функций регулирования каналу $K_{об}$.

Таким образом, двухканальный регулятор поддерживает температуру объекта, а при перегрузках удерживает мощность в допустимых пределах.

Каждый из каналов может быть выполнен с П-, ПИ- либо трехпозиционным астатическим законом регулирования.

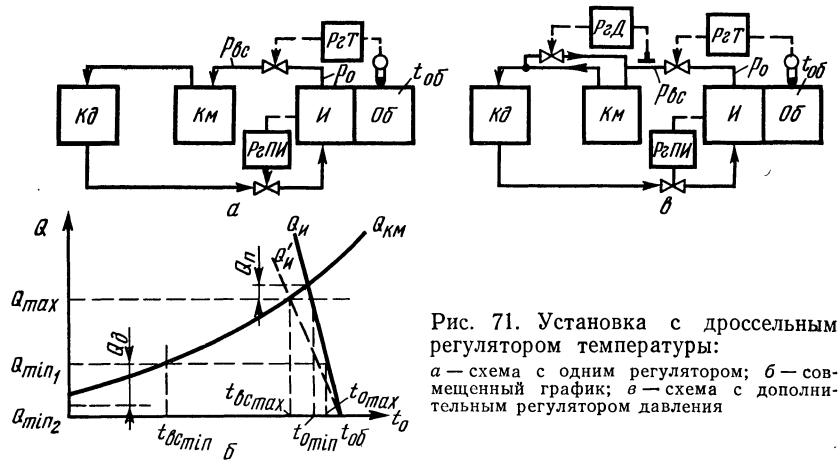


Рис. 71. Установка с дроссельным регулятором температуры:
а — схема с одним регулятором; *б* — совмещенный график; *в* — схема с дополнительным регулятором давления

Рассмотрим установку с дроссельным регулятором температуры *РгТ* (рис. 71, *а*), чувствительный элемент которого воспринимает температуру объекта $t_{об}$, а регулирующий орган установлен на всасывающей линии компрессора. С повышением температуры $t_{об}$ клапан дроссельного регулятора открывается, в результате чего увеличивается холодопроизводительность компрессора. На клапане дроссельного регулятора имеет место падение давления $\Delta p_р = p_0 - p_{вс}$.

На совмещенном графике (рис. 71, *б*) приведены характеристики компрессора $Q_{км}$ и испарителя $Q_и$. Вследствие сопротивления клапана дроссельного регулятора полностью реализовать холодопроизводительность компрессора невозможно: рабочая точка располагается не на пересечении $Q_{км}$ и $Q_и$, а ниже — на уровне Q_{max}. Таким образом, из-за падения давления $\Delta p_р$ (его можно найти по температурам насыщенного пара $t_{0_{min}}$ и $t_{вс_{max}}$) имеет место потеря холодопроизводительности $Q_п$, что эквивалентно уменьшению поверхности испарителя (см. характеристику $Q'_и$).

Следовательно, для уменьшения потерь холодопроизводительности следует использовать регуляторы с малым сопротивлением (с большой пропускной способностью).

При снижении тепловой нагрузки на объект температура $t_{об}$ несколько понизится, что вызовет прикрытие клапана регулятора и увеличение его сопротивления. Перепад давления на клапане увеличится, понизятся давление всасывания компрессора, а следовательно, и холодопроизводительность. Минимальная допустимая тепловая нагрузка в такой машине зависит от конструктивных характеристик компрессора. Если при данной температуре конденсации допустимое давление всасывания соответствует температуре насыщенного пара $t_{вс_{min}}$, то минимальная тепловая нагрузка равна Q_{min_1}. При этом падение давления на клапане будет максимальным и его можно найти по температурам $t_{вс_{min}}$ и $t_{0_{max}}$.

Следует иметь в виду, что энергетические показатели машины ухудшаются с уменьшением тепловой нагрузки (см. главу III).

Диапазон тепловых нагрузок можно расширить в сторону уменьшения, если дополнительно установить перепускной регулятор давления *РгД* (рис. 71, *в*), настроенный на давление, которое соответствует $t_{вс_{min}}$. При давлениях выше этой величины клапан регулятора давления закрыт и установка работает, как было описано выше. Если тепловая нагрузка опустится ниже Q_{min}, давление всасывания также начнет понижаться, что вызовет открытие клапана регулятора давления, причем тем большее, чем больше отклонение давления. На вход компрессора будет поступать пар со стороны нагнетания.

Подбирая пропускную способность перепускного регулятора давления, можно обеспечить удовлетворительную работу машины практически при любых малых тепловых нагрузках. Требуемую максимальную пропускную способность регулятора давления можно найти как разность $Q_д = Q_{min_1} - Q_{min_2}$ (см. рис. 71, *б*), где Q_{min_2} — требуемая минимальная холодопроизводительность.

С применением перепускного регулятора давления энергетические показатели в области малых тепловых нагрузок значительно ухудшаются, поэтому эти схемы используют, когда другими способами осуществить регулирование не удается.

УСТАНОВКИ С НЕСКОЛЬКИМИ ОБЪЕКТАМИ ОХЛАЖДЕНИЯ, РАБОТАЮЩИМИ В СТАЦИОНАРНЫХ РЕЖИМАХ

Установки с несколькими объектами охлаждения различаются по способу изменения холодопроизводительности и температурам объектов.

Как и в установках с одним объектом, могут использоваться компрессоры, работающие по способу «пуск — остановка» либо имеющие системы многоступенчатого или плавного изменения холодопроизводительности. Объекты могут иметь равные или близкие температуры либо температуры, значительно отличающиеся друг от друга.

Как правило, установки с несколькими объектами — это установки для охлаждения воздуха в камерах чаще всего с непосредственным испарением хладагента в охлаждающих устройствах. Такие объекты обладают достаточной тепловой ем-

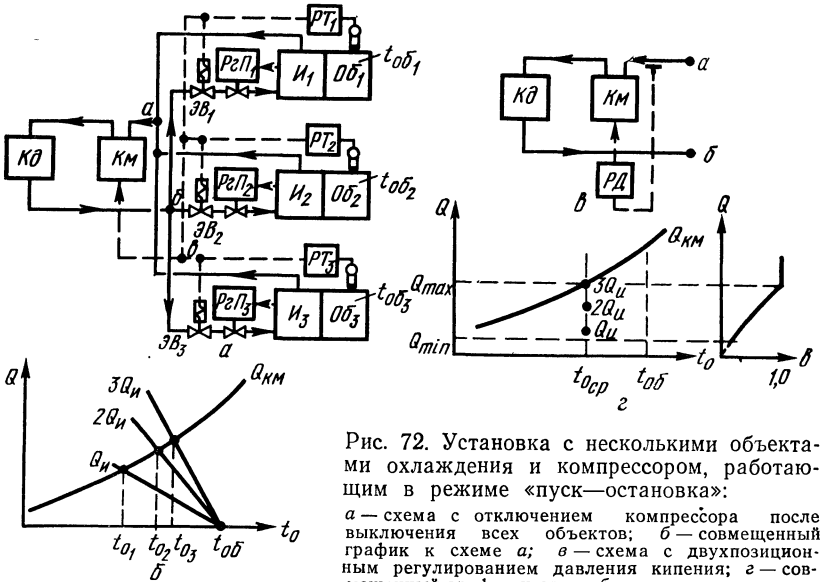


Рис. 72. Установка с несколькими объектами охлаждения и компрессором, работающим в режиме «пуск—остановка»:

а — схема с отключением компрессора после выключения всех объектов; *б* — совмещенный график к схеме *а*; *в* — схема с двухпозиционным регулированием давления кипения; *г* — совмещенный график к схеме *б*

костью и позволяют поддерживать температуру двухпозиционным способом.

Схема установки с несколькими объектами показана на рис. 72, *а*. Каждый из объектов имеет индивидуальное реле температуры ($РТ_1$, $РТ_2$ и $РТ_3$), воздействующее на соответствующий электромагнитный вентиль ($ЭВ_1$, $ЭВ_2$ или $ЭВ_3$). Регулирование осуществляется открытием или закрытием электромагнитного вентиля и, как следствие, включением или выключением из работы испарителя. Каждый из испарителей имеет собственный регулятор питания ($РгП_1$, $РгП_2$ и $РгП_3$). К объектам подключены общий компрессор *Км* и конденсатор *Кд*. Линии подачи жидкого хладагента к испарителям параллельно ответвляются от общей линии, идущей из конденсатора. Если температуры объектов близки друг к другу, то линии отсоса пара из испарителей объединяются в общую всасывающую линию компрессора.

Наиболее просто автоматизация такой установки осуществляется изменением холодопроизводительности компрессора способом «пуск — остановка». Сигналом на пуск является включение в работу любого из объектов, а сигналом на остановку — отключение из работы всех объектов.

График (рис. 72, *б*) иллюстрирует работу такой установки. Характеристики $Q_и$, $2Q_и$ и $3Q_и$ обозначают одновременную работу одного, двух и трех испарителей (для упрощения принято, что испарители и объекты одинаковые). Расчетным является режим, определяемый точкой пересечения характеристик $3Q_и$ и $Q_{км}$, когда включены все три испарителя и температура кипения равна t_{0_3}. Естественно, что при выключении одного объекта температура кипения понижается до t_{0_2}, а при оставшемся одном объекте — до t_{0_1}. Если по условиям работы объекта допускается перепад температур $\Delta t = t_{об} - t_{0_1}$, а по условиям работы компрессора — снижение температуры кипения до t_{0_1}, то такая система приемлема.

Если эти условия не соответствуют требованиям, то можно предложить следующие способы. Например, работой компрессора можно управлять по давлению (или температуре) кипения. Часть схемы для этого случая показана на рис. 72, *в* (остальная часть схемы остается без изменения). Компрессором управляет реле давления *РД*, воспринимающее давление в испарительной системе. Реле настраивают на давление (температуру) кипения, обеспечивающее работу объектов с заданным перепадом температур.

На графике (рис. 72, *г*) показано, что в системе поддерживается температура кипения $t_{0_{ср}}$, около которой колеблются фактические температуры в процессе циклической работы компрессора. Характеристики испарителей в этом случае вырождаются в точки $Q_и$, $2Q_и$ и $3Q_и$. В правой части графика показано изменение коэффициента рабочего времени b при изменениях тепловой нагрузки от Q_{max} до Q_{min}.

Такая схема обеспечивает работу объектов и компрессора во всем диапазоне изменений нагрузок. Однако возможность использования такой системы регулирования зависит от емкости испарительной системы. При малых емкостях возникают недопустимо частые циклы. Поэтому необходимо выполнить расчеты, изложенные в главе II, и определить минимальную длительность циклов.

Лучшие результаты регулирования получают при использовании компрессоров с многоступенчатым и плавным изменением холодопроизводительности. Если установка из трех объектов имеет компрессор с тремя ступенями холодопроизводительности: *I*, *II* и *III* (рис. 73, *а*), то принципиально возможно обеспечить соответствие между количеством работающих объектов и ступенью производительности. При этом средняя темпера-

тура кипения будет мало изменяться в зависимости от нагрузки.

В практике, особенно в крупных установках с несколькими компрессорами, управляемыми многопозиционными системами, чаще применяют регулирование температуры (давлений) кипения. Графики Q, t_0 и Q, b приведены на рис. 73, *б*.

Плавное регулирование температуры кипения можно выполнить с помощью регуляторов давления «до себя», устанавли-

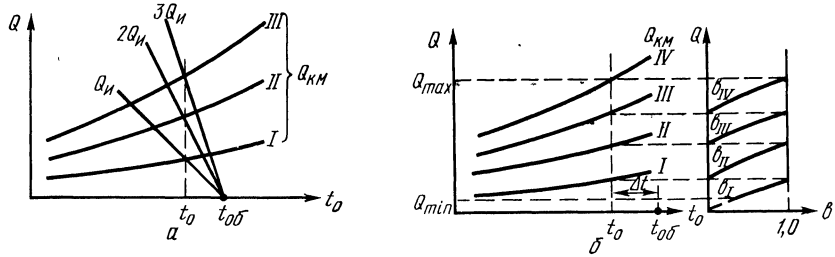


Рис. 73. Графики работы установки с несколькими объектами охлаждения:
а — управление по числу включенных объектов; *б* — управление по температуре кипения

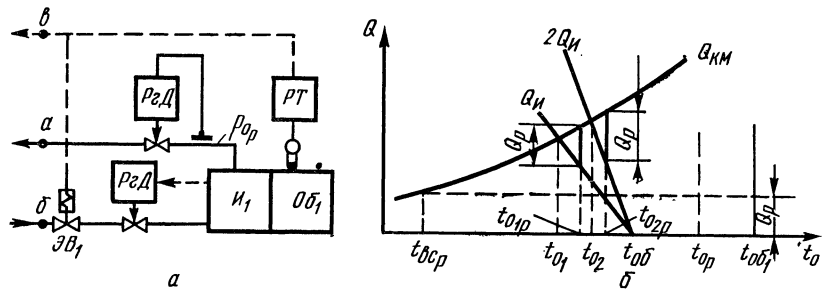


Рис. 74. Установка с регулятором давления «до себя»:
а — часть схемы установки; *б* — совмещенный график

ваемых на всасывающей линии компрессора. Эти регуляторы поддерживают давление кипения в заданных пределах путем изменения сопротивления клапана перед компрессором. Такое регулирование аналогично рассмотренному выше регулированию дроссельным регулятором температуры.

В некоторых случаях (небольшие установки торгового типа) к одному компрессору присоединяют камеры, температуры которых существенно различаются. В соответствии с технологическими требованиями к таким установкам значительная разница между температурами кипения и воздуха является недопустимой. В этом случае применяют разделительные регуляторы давления.

Часть установки (рис. 74, *а*) включает испаритель $И_1$ и объект $Об_1$. На линии отсоса пара из испарителя установлен регулятор давления «до себя» *РгД*. К остальной схеме (см. рис. 72, *а*) данная часть присоединяется точками *а*, *б* и *в*. Объект, испаритель которого снабжен регулятором давления «до себя», имеет температуру $t_{об_1}$, значительно более высокую, чем температура $t_{об}$ в двух других объектах. Регулятор поддерживает давление кипения в испарителе вблизи $p_{0_р}$, которое соответствует требуемой температуре кипения $t_{0_р}$.

На рис. 74, *б* показаны температуры $t_{0_р}$ и $t_{об_1}$, а также температуры двух других объектов $t_{об}$. Характеристика $Q_и$ соответствует работе одного испарителя, а $2Q_и$ — двух испарителей, непосредственно присоединенных к компрессору. Если работает один из этих испарителей, то потенциальная температура кипения равна t_{0_1}. При двух работающих испарителях эта температура повышается до t_{0_2}. Средние температуры кипения при циклической работе определяются тепловыми нагрузками. В отличие от этого испаритель, снабженный регулятором, обеспечивает всегда одну и ту же холодопроизводительность, определяемую разностью $\Delta t = t_{об_р} - t_{0_р}$. При работе одного испарителя давление всасывания компрессора соответствует температуре насыщения $t_{вс_р}$.

При совместной работе испарителя с одним из двух других испарителей потенциальная температура кипения составит $t_{0_{1р}}$, а при работе всех трех испарителей — $t_{0_{2р}}$. Эти температуры получены из предположения, что характеристика испарительной системы представляет собой ломаную линию, нижняя часть которой — характеристика испарителей без регулятора, а верхняя вертикальная — характеристика испарителя с регулятором давления.

При использовании регулятора давления устраняются большие разности температуры в объектах. Однако такая схема не исключает понижений давления на всасывании компрессора, и при необходимости требуются дополнительные меры (например, применение перепускного регулятора давления).

УСТАНОВКИ С ОБЪЕКТАМИ ОХЛАЖДЕНИЯ, РАБОТАЮЩИМИ В НЕСТАЦИОНАРНЫХ РЕЖИМАХ

Эти установки предназначены для технологического охлаждения объекта или продукта от некоторой начальной температуры до заданной конечной. При этом работа установки может заканчиваться в момент достижения конечной температуры, а может продолжаться далее, например для поддержания некоторой температуры в стационарном режиме.

К таким установкам относят морозильные камеры для пищевых продуктов, охладители молока и других жидкостей и т. д.

К большинству охлаждающих установок предъявляют требование быстрого охлаждения, т. е. необходимо применять достаточно мощные холодильные машины, способные в начале процесса охлаждения создать значительные разности температур.

На рис. 75 показан процесс охлаждения некоторого объекта с помощью мощной холодильной машины от начальной температуры $t_{нач}$. В момент времени τ_0, когда температура в объекте достигает конечного значения $t_{кон}$, установка обладает еще достаточными потенциальными возможностями. Поэтому при температурах, близких к конечной, могут выявляться значительные избытки холодопроизводительности, которые приводят к недопустимому уменьшению давления кипения, подморозке продуктов и другим нежелательным явлениям.

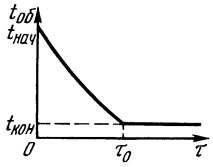


Рис. 75. Процесс охлаждения объекта

В связи с этим в установках с объектами охлаждения, работающими в нестационарных режимах, также требуются устройства для изменения холодопроизводительности.

В установках с одним объектом это могут быть регуляторы температуры объекта или температуры (давления) кипения, а в установках с несколькими объектами обычно используют регуляторы температуры (давления) кипения, которые настраиваются на конечную температуру или давление с тем, чтобы в период активного охлаждения холодильная машина работала на полную мощность.

РАЗДЕЛ Б. ПРИБОРЫ И СРЕДСТВА АВТОМАТИЗАЦИИ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Приборы и средства автоматизации — это основные элементы систем автоматизации, выполняющие функции регулирования, защиты и сигнализации.

Приборы и средства автоматизации, выпускаемые промышленностью, могут представлять собой отдельный элемент, набор элементов либо полностью собранное автоматическое устройство.

В виде отдельных элементов выпускаются чувствительные элементы (первичные преобразователи и датчики), усилители, исполнительные механизмы и регулирующие органы.

К изделиям, состоящим из полного или неполного набора элементов, относят автоматические регуляторы, регулирующие приборы, датчики-реле и исполнительные устройства.

Автоматические регуляторы — это изделия, включающие в себя все элементы (от чувствительного элемента и задатчика до регулирующего органа). Обычно к ним относят регуляторы прямого действия либо пилотные регуляторы с встроенным управляющим устройством. Функциональные схемы регуляторов *Рг* прямого действия и пилотного представлены на рис. 76, *а* и *б*. Видно, что как регулятор прямого действия, так и пилотный регулятор (П — управляющее устройство, или пилот) пригодны для непосредственного подключения к объектам регулирования.

Регулирующие приборы (рис. 76, *в*) — это устройства, входящие в состав электрических, пневматических и гидравлических регуляторов непрямого действия и содержащие неполный набор элементов. В них обычно отсутствуют исполнительные механизмы, регулирующие органы и чувствительные элементы.

В холодильной технике наиболее распространены электронные регулирующие приборы.

Датчики-реле (рис. 76, *г*) представляют собой двух- или трехпозиционный механоэлектрический релейный усилитель с электрическим выходом (как правило, контактным), конструктивно объединенный с чувствительным элементом, задатчиком и элементом сравнения. Датчик-реле можно использо-

вать как сигнализатор или защитный прибор, а также как часть автоматического регулятора.

Исполнительные устройства (рис. 76, *д*) являются конструктивным сочетанием исполнительного механизма и регулирующего органа. К ним относят клапаны и другие регулирующие органы, снабженные пневматическими или электрическими исполнительными механизмами.

Автоматические регуляторы и сигнализаторы, а также приборы защиты получают свое наименование от величины, которую воспринимает чувствительный элемент, например регулятор давления, температуры и т. д.

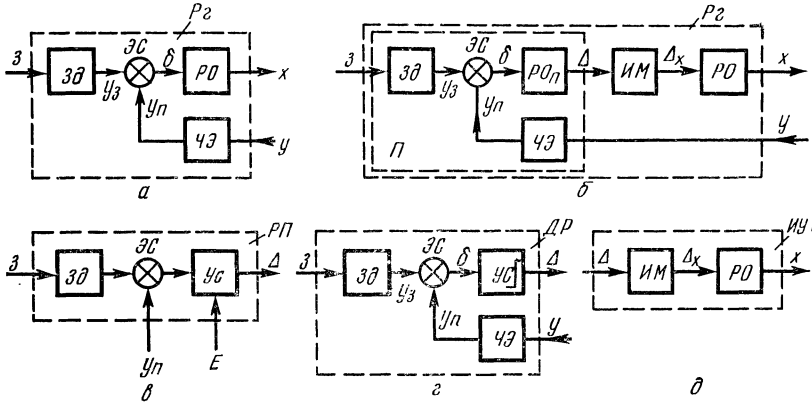


Рис. 76. Функциональные схемы приборов и средств автоматизации:
а — регулятор прямого действия; *б* — пилотный регулятор; *в* — регулирующий прибор; *г* — датчик-реле; *д* — исполнительное устройство

Приборы и средства автоматизации независимо от конкретного назначения и конструктивного исполнения должны отвечать определенным общим техническим требованиям, а также требованиям, вытекающим из характеристик рабочей и окружающей среды и механических воздействий.

К общим требованиям относят диапазон настроек (уставок), погрешности и нестабильность настройки, параметры питания и потребляемую мощность.

Диапазон настроек (уставок) — величина, показывающая, в каких пределах регулируемой или контролируемой величины прибор можно настроить.

Важными являются также погрешности настройки, т. е. возможные несоответствия между уставкой и фактической настройкой. Нестабильность, или непостоянство настройки, характеризует способность прибора сохранить настройку с течением времени.

К параметрам питания электрических приборов и устройств относят род тока (постоянный или переменный), частоту, но-

минальное значение и допустимые колебания питающего напряжения, а пневматических — номинальное значение и допустимые колебания давления сжатого воздуха, а также степень его очистки от механических примесей и воды.

Потребляемая мощность прибора и устройства — это мощность, необходимая для их нормального функционирования. В пневматических и гидравлических приборах вместо мощности указывают расход воздуха или жидкости.

К требованиям, вытекающим из характеристики рабочей среды, относят коррозионную стойкость деталей, предельные значения давления рабочей среды, предельно допустимые значения температуры рабочей среды и защищенность от взрыва или воспламенения.

Коррозионная стойкость деталей, контактирующих с рабочей средой, определяет их долговечность. Из химически активных веществ, применяемых в холодильной технике, следует указать на аммиак, водные растворы хлористого кальция, хлористого натрия, моноэтаноламина и др. Для аммиака и раствора моноэтаноламина применяют приборы, в которых детали изготовлены из углеродистых или нержавеющих сталей. Не допускается применение меди и ее сплавов. При использовании хлористого кальция и хлористого натрия наибольшее сопротивление коррозии оказывают детали из титана, бронзы и других сплавов.

Предельные значения давления рабочей среды определяются прочностью и герметичностью элементов, воспринимающих эти давления. Часто элементы приборов, присоединенных к холодильным машинам, должны выдерживать кроме избыточных также давления ниже атмосферного и быть вакуумноплотными.

Предельно допустимые значения температуры рабочей среды зависят от свойств элементов и узлов, находящихся непосредственно в соприкосновении с протекающей по трубам и аппаратам рабочей средой. В основном это датчики температуры и различные термосистемы, а также всевозможные клапаны и вентили, для которых существенны как верхние, так и нижние значения температуры.

Защищенность от взрыва или воспламенения рабочей среды должна указываться в тех приборах, элементы которых вводятся внутрь сосудов или трубопроводов со взрыво- или пожароопасной рабочей средой. При использовании хладагентов (аммиак, пропан, этан и др.), представляющих опасность, требуется, чтобы вводимые внутрь сосудов и трубопроводов электрические элементы были выполнены в искробезопасном исполнении.

К требованиям, вытекающим из характеристик окружающей среды, относят допустимое изменение атмосферного давления, допустимые пределы температуры окружающего воз-

духа, допустимая относительная влажность воздуха и степень защищенности от проникновения взрывоопасной смеси хладагента с воздухом.

Допустимое изменение атмосферного давления оказывает влияние на приборы, измеряющие избыточное давление по отношению к окружающему воздуху.

Допустимые пределы температуры окружающего воздуха определяются возможностями элементов и узлов приборов и допустимыми погрешностями настроек.

Допустимая относительная влажность воздуха задается при определенных температурах и определяется степенью герметичности прибора и стойкостью элементов к повышенному содержанию влаги.

Высокая относительная влажность оказывает вредное воздействие на детали приборов, вызывая повреждение покрытий и коррозию. Особой стойкостью к высокой влажности обладают специальные приборы так называемого тропического исполнения.

Степень защищенности от проникновения взрывоопасной смеси хладагента с воздухом определяет возможность применения приборов и электрооборудования во взрывоопасных помещениях.

Взрывоопасную смесь с воздухом образуют аммиак, а также пропан, этан и другие углеводороды. В помещениях, где размещены машины, работающие на углеводородах и относящиеся к классу В1-а, устанавливают приборы и электрооборудование во взрывобезопасном исполнении для категории В3Т4-В. Категория должна быть указана непосредственно на корпусе прибора или аппарата.

Требования, вытекающие из механических воздействий, определяют способность приборов и средств автоматизации противостоять вибрационным и ударным нагрузкам. Вибрации происходят по законам, близким к синусоидальным. Вибрационные нагрузки характеризуются частотой и амплитудой (или ускорением).

Ударные нагрузки имеют вид импульсов с формой, близкой к прямоугольной или трапецеидальной.

Периодические ударные воздействия характеризуются частотой, амплитудой (ускорением) и длительностью импульса, а непериодические — ускорением и длительностью импульса.

Вибропрочным или ударопрочным называют изделие, которое сохраняет свою техническую характеристику после заданного вибрационного и ударного воздействия.

Виброустойчивым или удароустойчивым называют изделие, сохраняющее свою техническую характеристику во время заданного вибрационного или ударного воздействия.

Глава VIII. ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ И УСТРОЙСТВА ДЛЯ АВТОМАТИЧЕСКИХ РЕГУЛЯТОРОВ НЕПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

Исполнительные механизмы, служащие для преобразования сигналов в механические усилия и перестановки регулирующих органов, выполняются в виде отдельных изделий либо в составе исполнительных устройств. Последние наряду с исполнительным механизмом включают в себя и регулирующий орган.

В холодильной технике исполнительные механизмы, в основном применяемые в винтовых и центробежных компрессорах, предназначены для перестановки соответственно регулирующего золотника и поворотных лопаток. Для этой цели используют главным образом электромоторные и гидравлические механизмы.

Комплексные исполнительные устройства предназначены для изменения расхода рабочих веществ, двигающихся по трубопроводам (электромагнитные вентили, исполнительные устройства пилотных регуляторов и исполнительные устройства с мембранными пневматическими механизмами).

ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Электромоторные механизмы

Электромоторным исполнительным механизмом называют устройство, предназначенное для преобразования электрического сигнала в механическое перемещение.

В зависимости от вида механического перемещения различают механизмы с вращательным и поступательным движением выходного элемента. В свою очередь механизмы с вращательным движением выходного элемента разделяются на одно- и многооборотные.

Однооборотными называют исполнительные механизмы, угол поворота выходного вала которых меньше или равен 360°, а многооборотными — угол поворота больше 360°.

В зависимости от применяемой электрической схемы исполнительные механизмы могут предназначаться для контактного или бесконтактного управления. Исполнительные механизмы с контактным управлением получают питание через контакты реверсивного пускателя или промежуточных реле. Механизмы с бесконтактным управлением предназначены для работы с электронными или магнитными усилителями.

Технические характеристики некоторых одно- и многооборотных исполнительных механизмов представлены в табл. 4 и 5.

Таблица 4

Тип	Момент, Н·м		Продолжительность одного оборота, с	Максимальный угол поворота выходного вала, град	Напряжение питания при 50 Гц, В	Потребляемая мощность, В·А	Габаритные размеры, мм	Вид управления
	номинальный на выходном валу	пусковой, не менее						
ИМ-2/120	20	30	120	120	220	30	246×230×210	Контактное
ИМТМ-4/215	40	60	2,5	350	220/380	270	455×210×220	»
МЭК-10К/120	100	150	120	90	127/220	180	326×313×435	»
МЭК-10К/360	100	150	360	270	127/220	180	326×313×435	»
МЭК-25К/120М	250	370	120	90	127/220	120	490×450×392	»
МЭК-25К/40М	250	420	40	240	220/380	115	490×523×392	»
БИМ-2,5/120	25	357	120	120	127	30	246×230×210	Бесконтактное
БИМ-25/100	250	310	100	90/270	220	150	313×374×480	»
МЭО-1,6/40	16	24	40	90/240	220	40	234×234×213	Контактное и бесконтактное
МЭО-4/100	40	60	100	90/240	220	40	234×234×213	Контактное и бесконтактное
МЭО-4/40	40	68	40	90/240	220	65	260×330×300	То же
МЭО-10/40	100	170	40	90/240	220	102	366×356×325	»
МЭО-10/100	100	170	100	90/240	220	64	260×330×300	»

Устройство рассмотрим на примере однооборотного исполнительного механизма МЭК-25К (рис. 77, *а*).

В корпусе *4* смонтированы блок *2* электродвигателя и тормоза, в блоке *3* — элементы схемы управления, датчики положения и конечные выключатели. Кривошипный рычаг *6* выходного вала позволяет преобразовать вращательное движение в поступательное.

Для визуального наблюдения за положением выходного вала имеется указатель положения *5*. Угол поворота этого вала ограничивается наружными регулируемыми упорами.

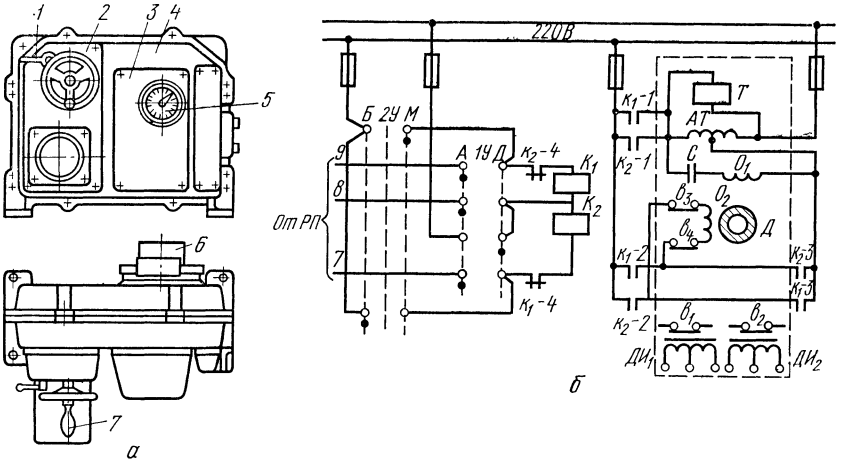


Рис. 77. Исполнительный электромоторный механизм:
а — внешний вид; *б* — электрическая схема

Для ручного управления выходным валом служит штурвал *7*. Перевод на ручное управление осуществляется рукоятkой *1*. Исполнительный механизм устанавливают на основание.

Электрическая схема исполнительного механизма и управления им представлена на рис. 77, *б*. Элементы схемы, обведенные пунктиром, расположены в корпусе. Управление исполнительным механизмом может осуществляться автоматически

Таблица 5

Тип	Номинальный момент на выходном валу, Н·м	Продолжительность одного оборота выходного вала, с	Количество оборотов выходного вала	Потребляемая мощность, В·А
МЭМ-1,6	16	1; 2,5; 6,3	10; 25	120
МЭМ-4	40	1; 2,5; 6,3	10; 25	120—140
МЭМ-10	100	1; 2,5; 6,3	10; 25; 63; 160	120—600
МЭМ-25	250	6,3	10; 25; 63; 160	600

от регулирующего прибора *РП* либо вручную ключами управления *1У* и *2У*. В качестве промежуточного элемента используют реверсивный магнитный пускатель МКР-0, состоящий из двух контакторов K_1 и K_2.

Если ключ *1У* находится в положении *А* (автоматическое управление), то катушки контакторов присоединены к выходу регулирующего прибора. При появлении напряжения между клеммами *8* и *9* срабатывает контактор K_1 и замыкает свои контакты в цепи управления электродвигателем. Контакт κ_1-*1* выключает электромагнит *Т* тормоза, обмотку автотрансформатора *АТ*, к выходу которого подключена обмотка O_1 статора электродвигателя, последовательно с которой включен конденсатор *С* для сдвига фаз. Электромагнит *Т* освобождает механизм от торможения. Контакты κ_1-2 и κ_1-3 подключают обмотку O_2 статора к выходу автотрансформатора.

Электродвигатель *Д* вращается в соответствующую сторону до момента размыкания цепи управления либо принудительно останавливается в крайнем положении соответствующим концевым выключателем $в_3$ или $в_4$.

При появлении управляющего напряжения от регулирующего прибора между клеммами *7* и *8* срабатывает контактор K_2. Из схемы видно что при замыкании контактов κ_2-1, κ_2-2 и κ_2-3 напряжение к обмотке O_1 приложено в той же фазе, а к обмотке O_2 — в противоположной. Это вызывает вращение электродвигателя в обратном направлении.

При переводе ключа *1У* в положение *Д* (дистанционное управление) управление осуществляется ключом *2У*. В нейтральном положении электродвигатель отключен, в положении *Б* — вращается в сторону открытия, в положении *М* — в сторону закрытия.

Для передачи во внешние цепи сигнала положения регулирующего органа имеются два индуктивных датчика $ДИ_1$ и $ДИ_2$, а также контакты концевых выключателей B_1 и B_2.

Гидравлические механизмы

Гидравлическим исполнительным механизмом называют устройство, предназначенное для преобразования управляющего сигнала — давления жидкости в механическое перемещение.

Основным элементом гидравлического механизма является гидравлический цилиндр. В некоторых случаях его изготовляют с элементами, преобразующими поступательное движение поршня во вращательное движение выходного рычага, а также со вспомогательными элементами контроля и обратной связи.

Гидравлический цилиндр двойного действия (рис. 78) представляет собой собственно цилиндр *6* с двумя фланцами: передним *5* и задним *11*. Цилиндр и фланцы жестко соединены

стяжками, причем уплотнение осуществляется кольцевыми прокладками *17*. Во фланцах имеются отверстия для подвода управляющей жидкости, а также регулируемые перепускные винты *9*, уплотняемые кольцами *10*. Поршень *8* насажен на шток *1* и закреплен стопорным кольцом. Во избежание перетечки жидкости установлено уплотнительное кольцо *15*.

На внешней образующей поршня размещены направляющие кольца *7* и манжета *14*. Плотность гидравлического цилиндра по отношению к внешней среде обеспечивается манжетами *2, 3* и кольцом *4*, расположенными в буксе *20*. Там же находятся направляющие кольца *19*. Правый конец штока сов-

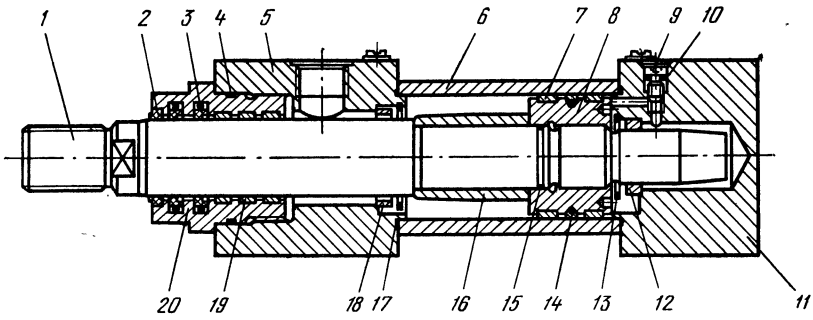


Рис. 78. Гидравлический цилиндр

местно с самоцентрирующимся кольцом *12*, стопором *13* образует замкнутую полость. Аналогичную полость образует втулка *16* с кольцами *17* и *18*.

Если поршень находится в крайнем правом положении, как показано на рис. 78, то при подаче давления во фланец *11* жидкость попадает в замкнутую полость и далее через винт *9* в рабочую полость цилиндра. Если штуцер фланца *5* соединен со сливом, то поршень начинает двигаться влево. При этом скорость его движения зависит от положения регулировочного винта. По мере движения жидкость слева от поршня вытесняется непосредственно на слив до того, пока втулка *16* своей цилиндрической частью не перекроет зазор в кольце *18*. С этого момента вытеснение жидкости может происходить только через регулировочный винт фланца *5*, конструкция которого аналогична конструкции винта *9*. В это же время правый конус штока совмещается с кольцом *12* и, таким образом, штуцер фланца *11* сообщается непосредственно с рабочей полостью цилиндра.

Поршень плавно движется с заданной скоростью, причем каждый из регулировочных винтов обеспечивает эту скорость только на своей половине хода.

В технической литературе для характеристики гидравлического цилиндра используют параметры, основными из которых являются диаметр поршня, его ход, рабочее давление жидкости, а также физико-химические свойства жидкости.

ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

Электромагнитные вентили

Электромагнитными (соленоидными) вентилями называются двухпозиционные исполнительные устройства с одним или несколькими запорными клапанами, управление которыми осуществляется с помощью электромагнитов.

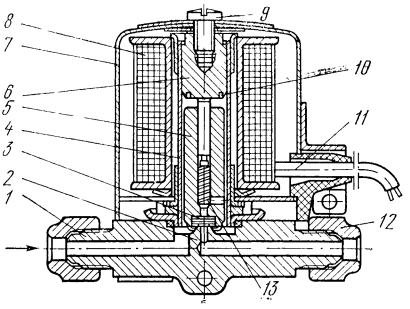


Рис. 79. Электромагнитный вентиль прямого действия

В зависимости от конструкции электромагнитные вентили делятся на запорные и переключающие.

По принципу действия электромагнитные вентили разделяют на вентили прямого, непрямого и комбинированного действия. Вентилем прямого действия называют такой вентиль, в котором для управления клапаном используется только сила электромагнита. Вентиль непрямого действия, или пилотный вентиль, характеризуется тем, что сила электромагнита применяется для управления вспомогательным клапаном, а основной клапан открывается под действием протекающих через клапан жидкости или газа. Вентили комбинированного действия сочетают в своей конструкции признаки обоих типов: основной клапан открывается под действием сил электромагнита и давления рабочей среды.

В зависимости от положения клапана при отключенном электромагните запорные вентили бывают нормально закрытые и нормально открытые. Нормально закрытые вентили (обычное исполнение) открываются при подаче тока в электромагнит и закрываются при его отключении, а нормально открытые — при подаче тока закрываются, а при его отключении открываются.

Запорные вентили. Эти вентили, предназначенные для работы в схемах позиционного регулирования и дистанционного управления, служат для автоматического открытия или прекращения потока жидкости или газа.

Вентили прямого действия. Вентили этого типа (рис. 79) бывают обычно малых условных проходов (не более

10 мм). В корпусе *1* расположены входной и выходной штуцера, для присоединения к которым имеются накидные гайки *12*. Отверстие седла *2* перекрывается клапаном *3*, который впрессован в тело подвижного стального сердечника *5*. Этот сердечник помещен в трубке *4*, сделанной из немагнитного материала. Нижний конец трубки через герметичную прокладку присоединяется к корпусу, а верхний плотно перекрывается неподвижным стальным сердечником *6*. Таким образом, внутренняя полость, заполненная рабочей средой, герметично отделена от окружающей среды. Снаружи на немагнитную трубку надета катушка *8* электромагнита, которая заключена в кожух *7* с резиновым уплотнителем для провода *11*. Кожух прикреплен к неподвижному сердечнику винтом *9*.

Подвижные внутренние детали механически не связаны с внешними устройствами и поэтому не требуют сальникового или другого уплотнения. Вентили подобной конструкции называют бессальниковыми.

Если в катушке электромагнита отсутствует ток, то под действием возвратной пружины *13* и собственного веса подвижный сердечник опущен и клапан перекрывает седло. При этом сила, с которой клапан прижимается к седлу, равна

$$P_{\text{к}} = (p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}})\, F_{\text{к}},$$

где $p_{\text{вх}}$ и $p_{\text{вых}}$ — давления рабочей среды на входе и выходе вентиля; $F_{\text{к}}$ — площадь уплотнения клапана.

При подаче тока в катушку электромагнита создается магнитное поле, силовые линии которого пронизывают неподвижный и подвижный сердечники и зазор между ними. Создается сила $P_{\text{э}}$ притяжения между сердечниками, которая при условии $P_{\text{э}} > P_{\text{к}}$ отрывает клапан от седла и открывает проход.

Для уменьшения вибрации сердечника при включении электромагнита в сеть переменного тока в неподвижный сердечник впрессовано медное кольцо *10*, играющее роль короткозамкнутого витка.

Вентили непрямого действия. К ним относят вентили СВМ с диаметром условных проходов 25, 40, 50 и 65 мм отечественного производства. Общий вид такого вентиля представлен на рис. 80, *а*. В корпусе *1* имеются два фланца для присоединения к трубопроводам. Корпус закрывается крышкой *2*, к которой сверху крепится катушка электромагнита *3*. Подвижный сердечник *7* электромагнита помещен внутри немагнитной трубки, нижний конец которой герметично соединен с крышкой корпуса, а верхний закрыт неподвижным сердечником *6*. В подвижном сердечнике имеется вспомогательный клапан *8*, изготовленный из вулканизированной резины. Этот клапан не перекрывает малое седло. Основной клапан *11* также выполнен из вулканизированной резины. Узел клапана смонтирован на основании *14*, внутрь которого входит выступ

крышки *2,* выполняющей функции направляющей. Находящаяся внутри основания возвратная пружина *13* сжимается при ходе клапана вверх. Деталь *10* вместе с основанием клапана образуют кольцевую щель шириной $0{,}5 \pm 0{,}1$ мм, выполняющую функции фильтра. Внутрь основания *14* ведет калиброванное отверстие диаметром 0,8—1,5 мм. К верхней части узла клапана крепится резинотканевая мембрана *9,* края которой являются уплотнительной прокладкой между корпусом и крышкой. В результате надмембранная полость отделяется от остального внутреннего объема вентиля.

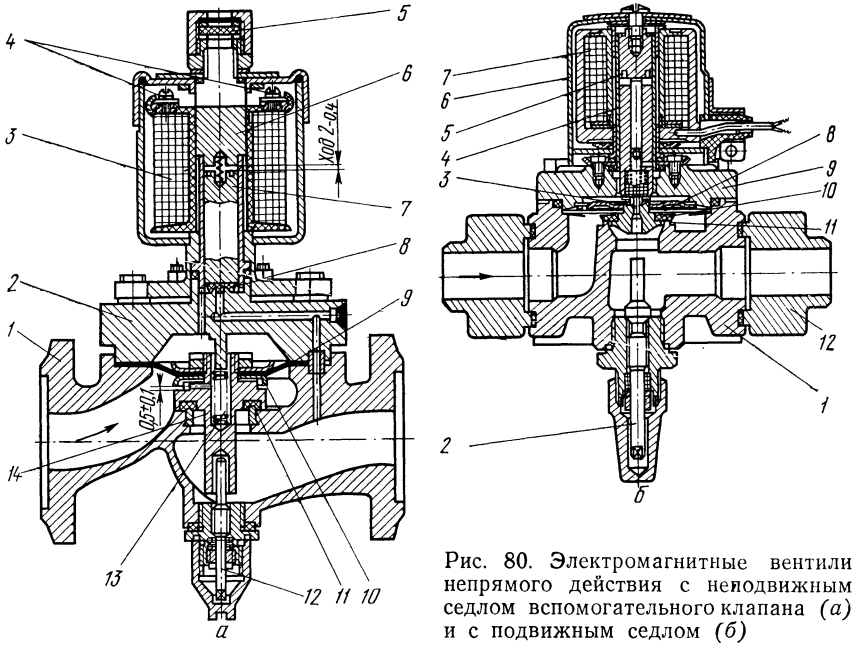


Рис. 80. Электромагнитные вентили непрямого действия с неподвижным седлом вспомогательного клапана *(а)* и с подвижным седлом *(б)*

Надмембранная полость через канал в крышке сообщается с полостью над вспомогательным клапаном. Отверстие седла вспомогательного клапана через систему каналов сообщается с выходом вентиля.

При отсутствии тока в катушке электромагнита подвижный сердечник опущен и вспомогательный клапан перекрывает седло. Под действием возвратной пружины и собственного веса опущен и основной клапан, давление над которым равно $p_{вх}$, а под ним — $p_{вых}$. Через щель, калиброванное отверстие в основании *14*, зазор между стенками основания и выступом крышки *2* рабочая среда проникает в надмембранную полость и далее в полость вспомогательного клапана. В этих полостях устанавливается давление $p_{вх}$.

Легко подсчитать силы, прижимающие клапаны к седлам: для вспомогательного клапана

$$P_{в.к} = (p_{вх} - p_{вых}) F_{в.к}; \quad (48)$$

для основного клапана

$$P_{о.к} = (p_{вх} - p_{вых}) F_{о.к}, \quad (49)$$

где $F_{в.к}$, $F_{о.к}$ — площадь уплотнения клапана соответственно вспомогательного и основного.

При пропускании тока через катушку создается сила $P_э$, которая при условии $P_э > P_{в.к}$ отрывает вспомогательный клапан от седла. В результате этого поток рабочей среды проходит из надмембранной полости через каналы и седло вспомогательного клапана к выходу из вентиля. Давление в надмембранной полости падает до величины, которая зависит от соотношения между гидравлическими сопротивлениями калиброванного отверстия и седла вспомогательного клапана. Давление в надмембранной полости тем ниже, чем меньше диаметр калиброванного отверстия и чем больше диаметр седла вспомогательного клапана.

Итак, при включении электромагнита и открытии вспомогательного клапана к мембране прикладывается сила, действующая вверх и равная

$$P_м = (p_{вх} - p_{н.м}) F_{эф.м},$$

где $P_м$ — сила, действующая вверх; $p_{н.м}$ — давление в надмембранной полости; $F_{эф.м}$ — эффективная площадь мембраны.

Таким образом, к узлу основного клапана приложены силы: $P_{ок}$ — сила сжатия пружины, прижимающая клапан к седлу, и $P_м$ — стремящаяся оторвать клапан от седла.

Условие отрыва основного клапана от седла:

$$P_м > P_{ок} + P_н, \quad (50)$$

где $P_н$ — начальный натяг пружины.

В открытом состоянии положение основного клапана зависит от скорости и плотности протекающей среды.

После отключения электромагнита вспомогательный клапан перекрывает седло, в результате чего прекращается отток рабочей среды из надмембранной полости. Давление в ней постепенно сравнивается с $p_{вх}$, и основной клапан под действием пружины и собственного веса опускается на седло.

Рассмотренной конструкции свойственны запаздывания на открытие и закрытие (в общем случае не равные между собой), определяемые временем, которое необходимо для перераспределения давлений в полостях вентиля. Это запаздывание, зависящее от размеров отверстий, режима работы и свойств среды, может колебаться от десятых долей секунды до 10—15 с. Следует иметь в виду, что запаздывание способст-

вует плавному закрытию вентиля и предотвращает гидравлические удары в трубопроводах.

В случае необходимости основной клапан можно открыть ручным дублером *12,* состоящим из винта, сальникового уплотнения и колпака, который выполняет также функции ключа для вращения винта.

Для присоединения проводов к катушке имеются клеммы *4,* расположенные над катушкой электромагнита. Вывод проводов осуществляется через сальниковый ввод *5.*

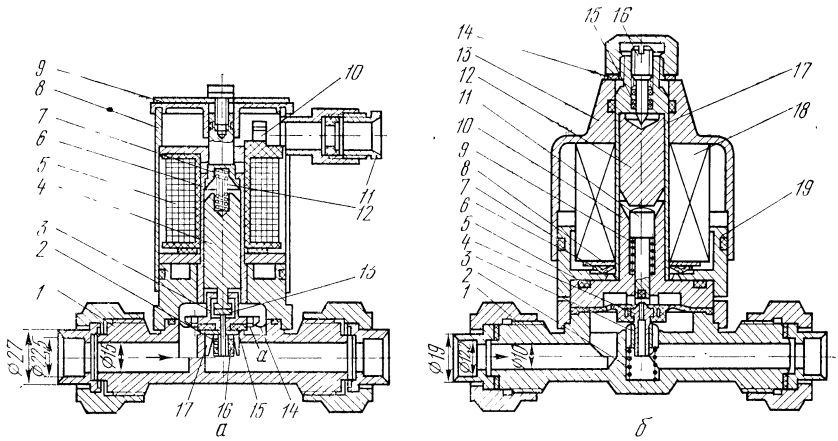


Рис. 81. Запорные электромагнитные вентили комбинированного действия:
а — нормально закрытый: *1* — корпус; *2* — шайба; *3* — основной клапан; *4* — подвижный сердечник; *5* — катушка электромагнита; *6* — немагнитная разделительная трубка; *7* — неподвижный сердечник; *8* — кожух; *9* — крышка; *10* — присоединительная клемма; *11* — сальник ввода; *12* — пружина; *13* — вспомогательный клапан; *14* — мембрана; *15* — затвор основного клапана; *16* — гайка; *17* — направляющая; *б* — нормально открытый; *1* — корпус; *2* — пружина; *3* — направляющая; *4* — седло вспомогательного клапана; *5, 7* и *15* — уплотнительные кольца; *6* — плоская пружина; *8* — шайба; *9* — пружина; *10* — неподвижный сердечник; *11* — толкатель; *12* — подвижный сердечник; *13* — кожух; *14* — прокладка; *16* — винт ручного дублера; *17* — разделительная трубка; *18* — катушка электромагнита; *19* — основание электромагнита

Разновидностью вентилей непрямого действия являются вентили с подвижным седлом вспомогательного клапана (рис. 80, *б*). Вентиль состоит из корпуса *1* с двумя фланцами *12,* крышки *9,* разделительной трубки *4,* закрытой неподвижным сердечником *5.* Катушка электромагнита *7* закрыта кожухом *6.* Мембрана *8* и основной клапан *10* изготовлены из тефлона.

Особенностью данной конструкции является расположение седла вспомогательного клапана в корпусе *3* основного клапана, в результате чего не требуются каналы для сброса среды из надмембранной полости. Калиброванные отверстия, сообщающие надмембранную и подмембранную полости, выполнены непосредственно в мембране.

При отсутствии тока в электромагните основной клапан перекрывает седло *11.* Вспомогательный клапан закрыт. При

включении электромагнита подвижный сердечник открывает вспомогательный клапан, и далее работа вентиля осуществляется, как описано выше.

Для нормальной работы вентиля необходимо, чтобы ход подвижного сердечника был больше, чем ход основного клапана, на величину, обеспечивающую малое сопротивление вспомогательного клапана в верхнем положении основного клапана.

Вентиль снабжен винтом *2* для ручного открытия основного клапана.

Вентили комбинированного действия. Примером такого типа могут служить вентили диаметром условного прохода 6, 10 и 15 мм (рис. 81, *а*). Вентиль состоит из корпуса *1* с двумя штуцерами (входным и выходным), немагнитной трубки *6* с неподвижным стальным сердечником *7*, подвижного сердечника *4*, катушки электромагнита *5* в кожухе *8*. Затвор *15* основного клапана смонтирован на детали *3*, которая имеет заплечики. С помощью заплечиков клапан соединен с подвижным сердечником. Вспомогательный клапан *13*, расположенный на сердечнике, перекрывает седло, встроенное в узел основного клапана. Внутренний объем вентиля разделен на две полости формованной резиновой мембраной *14*, средняя часть которой выполняет функции затвора. В мембране сделаны два калиброванных отверстия *а*, через которые рабочая среда попадает из нижней полости в верхнюю.

В закрытом положении на вспомогательный и основной клапаны действуют силы $P_{в.к}$ и $P_{о.к}$, определяемые выражениями (48) и (49).

При включении электромагнит должен преодолеть силу $P_{в.к}$ и открыть вспомогательный клапан. При дальнейшем ходе сердечник выбирает люфт и сила тяги электромагнита $P_э$ прикладывается к основному клапану. В том же направлении действует и сила $P_м$, развиваемая мембраной [(см. формулу (50)]. Поэтому условие открытия клапана имеет вид

$$P_м + P_э > P_{о.к}.$$

Вентили могут изготовляться с механизмом ручного подъема и без него.

На рис. 81, *б* представлен нормально открытый вентиль комбинированного действия, предназначенный для перепуска хладона-13 в расширительную емкость при остановке холодильной машины.

В отличие от рассмотренных выше вентилей в данной конструкции неподвижный сердечник *10* расположен внизу, а подвижный *12* — вверху. Вспомогательный клапан вмонтирован в толкатель *11*, выполненный из немагнитного материала. Воз-

вратная пружина *2* поднимает основной клапан. В отключенном состоянии электромагнита клапан поднят силами, развиваемыми мембраной и пружиной.

При включении электромагнита подвижный сердечник, опускаясь вниз, перемещает толкатель. Он закрывает вспомогательный клапан и, преодолевая натяжение пружины, перекрывает основной проход. При выключении электромагнита открывается вспомогательный клапан и далее вентиль открывается силой, развиваемой мембраной.

Таким образом, открытие этого вентиля осуществляется по схеме вентиля непрямого действия, а закрытие — по схеме прямого действия.

Особенностями данной конструкции являются ручной дублер *16,* расположенный в верхней части кожуха катушки, и схема электропитания. Электромагнит питается постоянным током. При питании от сети переменного тока вентиль снабжается выпрямителем, размещаемым в специальном отсеке кожуха.

Из сравнения различных конструктивных схем следует, что вентили прямого действия применимы лишь для малых проходов, ибо с ростом прохода клапана увеличиваются размеры электромагнита.

Конструкция вентиля непрямого действия (см. рис. 79, *б*) наиболее экономична в варианте, когда седло вспомогательного клапана расположено на неподвижной крышке. В этом случае размер электромагнита практически не зависит от диаметра условного прохода вентиля, так как диаметр седла вспомогательного клапана и его ход могут оставаться одинаковыми для различных вентилей. В вентилях с неподвижным седлом вспомогательного клапана требуемый ход сердечника не превышает 2 мм. Это важное преимущество таких вентилей, так как сила тяги электромагнита приблизительно обратно пропорциональна квадрату зазора между подвижным и неподвижным сердечниками.

Недостатком такой конструкции является сложность изготовления каналов для сброса среды через вспомогательный клапан. Трудности возрастают с уменьшением размеров вентилей, поэтому в вентилях с $D_y \leqslant 20$ мм часто применяют конструкцию с подвижным седлом.

Вентили комбинированного действия целесообразно применять лишь в тех случаях, когда имеется требование, чтобы вентиль открывался при перепадах давления на закрытом клапане, близких к нулю.

При прочих равных условиях электромагниты вентилей с подвижным седлом вспомогательного клапана (в конструкциях комбинированного действия и непрямого действия с подвижным седлом) должны быть более мощными, чем у вентилей с неподвижным седлом. Это связано с тем, что ход

подвижного сердечника в них равен ходу основного клапана.

Технические характеристики запорных вентилей приведены в табл. 6.

Переключающие вентили. Эти вентили, имеющие три и более присоединительных патрубков (трех- и многоходовые вен-

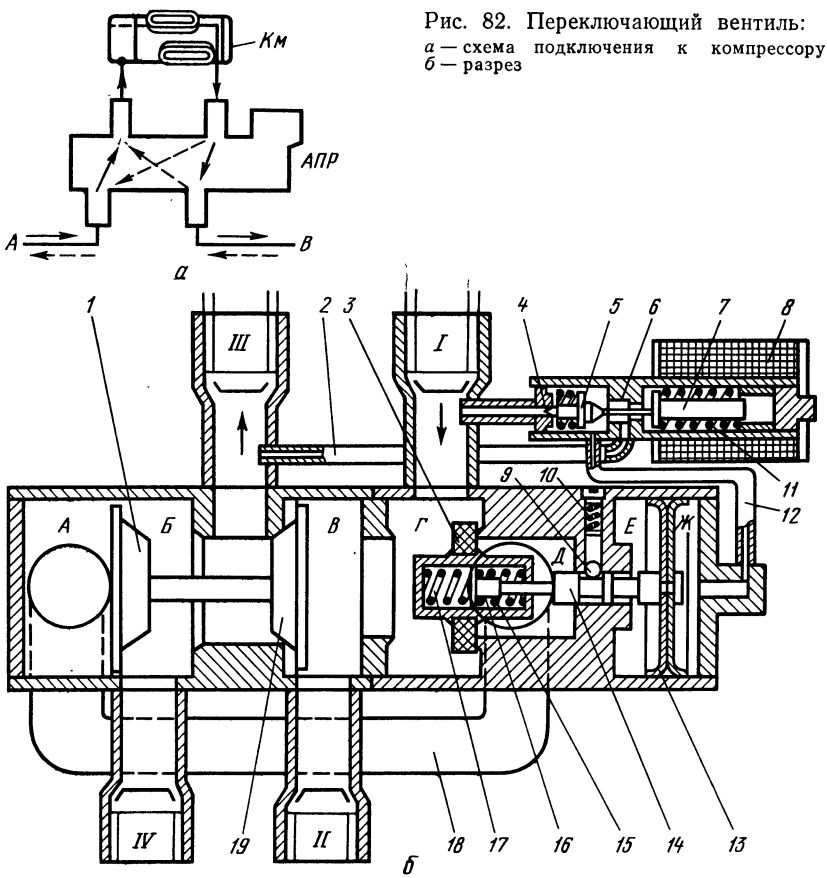


Рис. 82. Переключающий вентиль:
а — схема подключения к компрессору;
б — разрез

тили), служат для изменения направления потока жидкости или газа.

В холодильных машинах получили распространение переключающие вентили, известные под названием автоматических переключателей режимов (АПР). Эти устройства применяют в холодильных машинах и автономных кондиционерах, работающих на хладонах, для перехода с режима холодильной машины в режим теплового насоса. Это необходимо для оттаивания поверхности испарителя либо для обогревания в холодное время года.

Таблица 6

Код электромагнитного вентиля	D_y, мм	Исполнение	Максимальное давление, МПа	Разность давлений на закрытом клапане, МПа	Диапазон температур рабочей среды, °С			
					R12		R22	
					жидкость	пар	жидкость	пар
ПЗ26227	10	Общепромышленное, транспортное, судовое	2,3	0—2	—2 ÷ +45	—	—20 ÷ +50	
	15	То же	2,3	0—2	—2 ÷ +45	—	—20 ÷ +50	
ПЗ26237	10	»	2,3	0—2	—	10÷100	—	20÷60
	15	»	2,3	0—2	—	10÷100	—	20÷60
Т26264	10	Общепромышленное, судовое	2,3	0—2	—	—	—	—
	15	То же	2,3	0—2	—	—	—	
СЗ26239	25	Общепромышленное	1,6	1—1,6	—2 ÷ +45	—	—20 ÷ +45	
	40	»	1,6	1—1,6	—2 ÷ +45	—	—20 ÷ +45	
	50	»	1,6	1—1,6	—2 ÷ +45	—	—20 ÷ +45	—
	65	»	1,6	1—1,6	—	—	—20 ÷ +45	—

Продолжение табл.6

Код электромагнитного вентиля	Диапазон температур рабочей среды, °С				Напряжение питания, В		Наличие ручного дублера
	NH_3		вода	рассол	постоянного тока	переменного тока	
	жидкость	пар					
П326227	—	—	1—45	—	—	—	Есть
	—	—	1—45	—	—	—	»
П326237	—	—	—	—	12, 24, 110, 220	—	**Нет**
	—	—	—	—		—	»
Т26264	—40 ÷ +45	—20 ÷ +60	2—45	—		127, 220, 380, 400	Есть
	—40 ÷ +45	—20 ÷ +60	2—45	—	—	—	»
С326239	—30 ÷ +45	—	1—45	—40 ÷ +45	24, 110, 220	—	»
	—30 ÷ +45	—	1—45	—40 ÷ +45	—	—	»
	—30 ÷ +45	—	1—45	—40 ÷ +45	—	—	»
	—30 ÷ +45	—	1—45	—40 ÷ +45	—	—	»

Примечания: 1. Прочерки означают, что вентиль на данную рабочую среду не применяется.

2. Электромагнитные вентили могут обозначаться через таблицы фигуры: П326227—т/ф 13с803р, П326237—т/ф 13с804р. Т26264—т/ф 13с810р, С326239 — т/ф 15кч888р СВМ.

АПР представляет собой четырехходовой электромагнитный клапан непрямого действия. Схема подключения к компрессору показана на рис. 82, *а*. В режиме охлаждения пар из испарителя поступает по трубе *А*, через *АПР* засасывается компрессором *Км* и нагнетается в конденсатор по трубе *В*. Путь пара показан сплошными стрелками. При переключении (пунктирные стрелки) пар нагнетается в испаритель, который выполняет функции конденсатора, и, наоборот, конденсатор превращается в испаритель.

Схематический чертеж автоматического переключателя представлен на рис. 82, *б*. Если в катушке *8* ток отсутствует, то сердечник *7* под действием пружины *11* перемещается влево и вспомогательный клапан *5* перекрывает левое седло *4*. В результате давления в трубках *12* и *2* сравниваются и становятся равными давлению всасывания в компрессор. При этом давление в полостях *А, Б, Д, Е* и *Ж* равно давлению всасывания (уравнивание давления происходит через зазор вокруг клапана *1*, по трубе *18*, вдоль направляющей толкателя *14* и по трубкам *2* и *12*), а в полостях *В* и *Г* — давлению нагнетания компрессора.

Разностью давлений всасывания и нагнетания клапан *19* прижимается к седлу влево, а клапан *3* — к седлу вправо. Пар проходит через переключатель в направлениях *IV—III* и *I—II*.

При подаче тока в катушку электромагнита сердечник *7*, преодолевая сопротивление пружины *11*, переходит в крайнее правое положение. Клапан *5* открывает седло *4* и перекрывает седло *6*. В полости клапана *5*, трубке *12* и полости *Ж* давление повышается до давления нагнетания. Под действием разности давлений поршень *13* начинает двигаться влево, сжимая толкателем *14* пружину *17*. В конце хода буртик *16*, упираясь через пружину в тело клапана *3*, отжимает его от седла. Далее под действием сжатой пружины *17* клапан *3* перебрасывается к левому седлу. В полостях *Д* и *Е* устанавливается давление нагнетания. Движение поршня *13* прекращается. Пар высокого давления, подаваемый в полость *А* по трубе *18*, создает силу, действующую на клапан *1* слева направо. Сила, действующая на клапан *19* справа налево, меньше по величине из-за различных эффективных площадей давления. Равнодействующая перемещает клапаны *19* и *1* вправо. После открытия клапана *19* давление в полости *В* падает, в результате чего создается дополнительная сила, обеспечивающая резкое перекрытие седла клапаном *1*. По окончании переключения пар движется в направлениях *II—III* и *I—IV*.

При отключении электромагнита в полости *Ж* давление уменьшается и поршень, движущийся вправо, сжимает пружину *15*. Затем буртик *16*, упирающийся через пружину в тело клапана, отрывает его от левого седла. Давление в полости *В* повышается, и клапан *19* перемещается к седлу влево.

Шарик *9* и стопор *10* обеспечивают стабильное положение толкателя *14* в моменты, когда в полостях *Е* и *Ж* давления одинаковые.

Техническая характеристика АПР приведена ниже.

Диаметр условного прохода линии всасывания, мм	15, 25, 32
Рабочая среда	R12 и R22
Давление рабочей среды, МПа	Не более 2,4
Температура рабочей среды, °С	$-30 \div +120$
Разность давлений всасывания и нагнетания, обеспечивающая нормальную работу, МПа	Не менее 0,25
Величина перетечки хладона из линии нагнетания в линию всасывания при разности давлений 0,6—1,8 МПа, л/мин	Не более 1,5
Напряжение питания электромагнита, В	
постоянного тока	12
частотой 50 Гц	220
Потребляемая мощность, Вт	Не более 15

Исполнительные устройства пилотных регуляторов

В исполнительном устройстве данного типа регулирующий орган перемещается под действием перепада давления рабочей среды.

Принцип действия исполнительного устройства (рис. 83) поясняется на примере поршневого регулирующего вентиля. Собственно механизм заключен в корпус *1* с двумя крышками *4* и *11*. В корпусе находится цилиндр *13*, внутри которого перемещается поршень *14*. Пространство над поршнем через фильтр *2* сообщено с управляющим трубопроводом *15*, а пространство под поршнем соединено с выходом исполнительного устройства. Вентиль присоединяется к трубопроводам фланцами *6*. Проход вентиля перекрывается клапаном *12*, приводимым в движение поршнем через шток *7*. Перемещению клапана вниз препятствует пружина *10*. В днище поршня имеется небольшое калиброванное отверстие *5*, сообщающее полости над и под поршнем. Цилиндрический сетчатый фильтр *8* установлен перед клапаном. Дополнительный цилиндр *9* служит для направления движения клапана, а также для демпфирования возникающих колебаний. Клапан *12* можно открыть вручную винтом *3*.

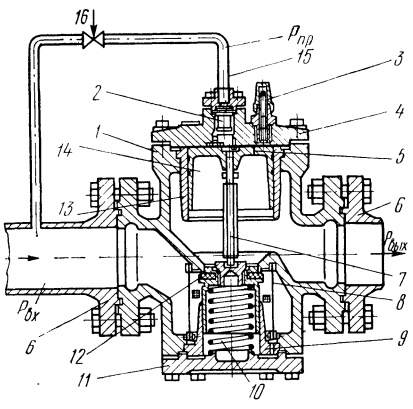


Рис. **83.** Исполнительное устройство пилотного регулятора

На управляющем трубопроводе, соединяющем вентиль с входным трубопроводом, установлен клапан пилота *16*.

Если клапан пилота закрыт, то давление после него $p_{пр}$ равно давлению $p_{вых}$ в выходном трубопроводе. Уравнивание давлений происходит через отверстие *5*.

Под действием пружины клапан, поднимаясь вверх, перекрывает проход. В закрытом состоянии клапан прижимается к седлу силой

$$P_к = (p_{вх} - p_{вых}) F_к + P_н,$$

где $F_к$ — площадь седла клапана; $P_н$ — начальный натяг пружины.

При открытии клапана пилота *16* давление $p_{пр}$ повышается и становится равным

$$p_{пр} = p_{вых} + \Delta p_п,$$

где $p_п$ — перепад давления на поршне.

Сверху на поршень действует сила

$$P_п = \Delta p_п F_п,$$

где $F_п$ — площадь поршня.

Клапан начнет открываться, когда $P_п > P_к$.

Полное открытие клапана произойдет при условии

$$P_п = P'_к + P_н + k\lambda,$$

где $P'_к$ — сила давления на клапан в открытом состоянии; k — жесткость пружины; λ — ход клапана.

В качестве пилота могут использоваться регуляторы прямого действия: давления, температуры, уровня и др. При этом в зависимости от характеристик пилота исполнительное устройство может работать как в плавном, так и в двухпозиционном режиме.

Статические характеристики исполнительных устройств, как правило, отдельно не задаются: используются характеристики исполнительного устройства и пилота.

Исполнительные устройства с мембранными пневматическими исполнительными механизмами

К таким устройствам относят в основном регулирующие клапаны, снабженные мембранными исполнительными механизмами. Клапаны бывают одно- и двухседельные. Односедельные клапаны применяют при небольших диаметрах проходов и малых перепадах давлений, а двухседельные — в остальных случаях, так как они требуют меньших усилий для их перестановки.

Клапаны разделяют также на нормально открытые и нормально закрытые. В первых при отсутствии управляющего давления клапан полностью открыт, а во вторых — полностью закрыт.

В качестве примера рассмотрим двухседельный нормально открытый регулирующий клапан (рис. 84). Он состоит из собственно клапана и мембранного исполнительного механизма (МИМ).

К корпусу *7* исполнительного механизма крепится мембранная коробка. Между нижней *6* и верхней *5* половинами коробки зажата мембрана *4* из резины. Верхняя половина коробки и мембрана образуют пневмокамеру со штуцером *3,* к которому присоединяется трубка от пневматического регулятора или устройств дистанционного управления.

Снизу на мембрану через тарелку *2* действует пружина *1*, нижний конец которой опирается на корпус. Центр мембраны воздействует на выходной шток *8* с концевым присоединением *9.*

С помощью этого присоединения усилие от механизма передается штоку *10*, на котором укреплен двойной плунжер *11.* Верхняя его часть взаимодействует с седлом *12,* а нижняя — с седлом *13.*

Уплотняющий сальник *17* отделяет внутреннюю полость клапана от окружающего пространства.

Клапан смонтирован в корпусе *15* с верхней *16* и нижней *14* крышками.

При повышении давления в пневмокамере исполнительного механизма мембрана, преодолевая сопротивление пружины и штока, перемещает последний вниз вместе с регулирующим органом. При понижении управляющего давления подъем штока происходит под действием пружины.

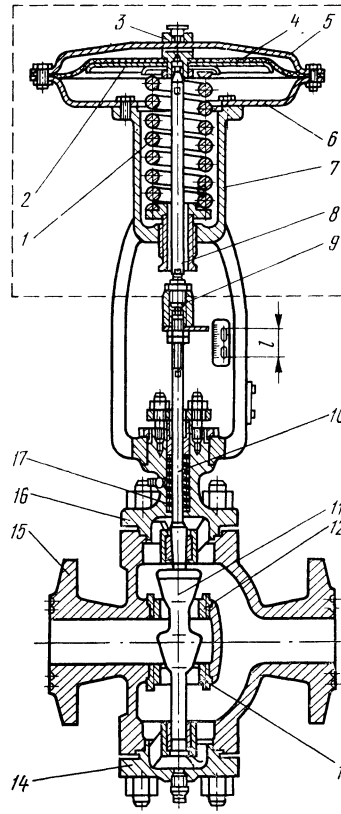


Рис. 84. Исполнительное устройство с пневматическим исполнительным механизмом

Если регулирующий клапан находится на значительном расстоянии от регулирующего прибора, то применяют специальные пневматические усилители, называемые позиционерами. К ним подводятся пневмосигнал от регулирующего прибора, а также питающий воздух непосредственно от источника, что позволяет усилить пневмосигнал и уменьшить запаздывание.

В табл. 7 приведены основные технические данные мембранных исполнительных механизмов (эффективная площадь заделки мембраны, полный ход штока и др.).

Полный ход штока происходит при изменении давления в пневмокамере от 0,02 до 0,1 МПа.

Таблица 7

Тип	Диаметр заделки мембраны, мм	Эффективная площадь заделки мембраны, см²	Полный ход штока, мм	Диаметр максимальный, мм
МИМ-200/16	200	250	16	250
МИМ-250/25	250	400	25	310
МИМ-320/40	320	630	40	380
МИМ-400/60	400	1000	60	460

Регулирующие клапаны с мембранными исполнительными механизмами выпускаются с различными диаметрами условных проходов (10—200 мм) и предназначены для работы в широком диапазоне давлений (0,6; 1; 1,6 и 2,5 МПа).

Регулирующие клапаны характеризуются коэффициентами пропускной способности K_V, а также видом расходной характеристики (линейная или равнопроцентная).

Глава IX. ПРИБОРЫ СИГНАЛИЗАЦИИ И РЕГУЛИРОВАНИЯ ДАВЛЕНИЯ И РАЗНОСТИ ДАВЛЕНИЙ

Приборы, используемые для сигнализации и регулирования давления и разности давлений, подразделяют на приборы с релейными и плавными характеристиками. Приборы с релейными характеристиками применяют для позиционного регулирования, подачи сигналов и защиты, а приборы с плавными характеристиками — только для регулирования.

Общим для всех приборов этого класса является использование упругих чувствительных элементов, преобразующих давление или разность давлений в механическое перемещение посредством упругой деформации.

ЧУВСТВИТЕЛЬНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ

В приборах, применяемых в холодильной технике, применяют два типа упругих чувствительных элементов: сильфоны и мембраны.

Сильфоны

Сильфон (рис. 85, *а*) представляет собой тонкостенную гофрированную трубку. Гофры выполнены в виде глубоких волнообразных складок.

При использовании сильфона в качестве чувствительного элемента он закрывается одним или двумя днищами. На рис. 85, *б* показана схема силь-

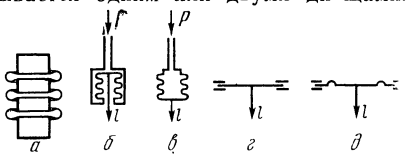


Рис. 85. Упругие чувствительные элементы:
а — сильфон в разрезе; *б, в* — схемы сильфонных чувствительных элементов; *г, д* — мембраны плоская и гофрированная

фонного чувствительного элемента для измерения давления p. Сильфон, помещаемый в коробку, имеет одно верхнее днище. Измеряемое давление подается в полость, образуемую сильфоном и коробкой. При повышении давления сильфон сжимается.

В чувствительном элементе с двумя днищами (рис. 85, *в*) сильфон работает на растяжение.

Сильфоны характеризуются относительно прямолинейной зависимостью деформации от давления в широком диапазоне его изменений. Удлинение сильфона под действием разности давлений, действующих изнутри и извне, можно определить по формуле

$$l = \frac{(p_1 - p_2) F_{эф}}{k},$$

где p_1 и p_2 — внутреннее и внешнее давления; $F_{эф}$ — эффективная площадь сильфона; k — жесткость сильфона.

Сильфоны изготовляют из медных сплавов (томпак, полутомпак, бронза) и нержавеющей стали.

Мембраны

Мембраны представляют собой круглые пластины, заделанные по периметру. Мембраны бывают плоские, гофрированные и хлопающие.

Плоские мембраны (рис. 85, *г*), предназначенные для малых прогибов, обычно используют в случаях, когда не требуется значительных перемещений. Плоские мембраны просты в изготовлении и обладают хорошими динамическими свойствами.

Гофрированные мембраны (рис. 85, *д*) применяют в случаях, когда необходимо получить большие перемещения. Для уменьшения жесткости на мембранах выдавливаются кольцевые гофры, которые бывают синусоидальной, круговой, трапецеидальной и треугольной формы. Иногда для повышения чувствительности применяют мембранные коробки и блоки, состоящие из нескольких коробок.

Хлопающие мембраны могут применяться в приборах двухпозиционного действия. Такая мембрана представляет собой металлическую куполообразную пластину, которая под действием давления теряет устойчивость, в результате чего скачкообразно перебрасывается из одного положения в другое.

Мембраны изготовляют из специальных сплавов (бериллиевой бронзы, марганцевого мельхиора, дисперсионно-твердеющего сплава и др.), обладающих хорошими упругими свойствами.

ПРИБОРЫ С РЕЛЕЙНЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

К приборам с релейными характеристиками относят двухпозиционные датчики-реле давления и разности давлений (далее просто реле) и трехпозиционные регулирующие приборы давления.

Реле давления воспринимает контролируемое давление и преобразует его в замыкание или размыкание выходного электрического устройства.

В зависимости от числа чувствительных элементов, действующих на выходное устройство, различают реле одинарные (однодатчиковые) и сдвоенные (двухдатчиковые). Одинарное реле воспринимает одно давление, в то время как сдвоенное контролирует два давления, действующих на общее выходное устройство.

Реле разности давлений представляет собой прибор, воспринимающий два давления и преобразующий их разность в замыкание или размыкание выходного электрического устройства.

Трехпозиционный регулирующий прибор давления — устройство, предназначенное для работы с исполнительными механизмами постоянной скорости. В зависимости от типа исполнительного механизма эти приборы могут входить в электрические, пневматические и гидравлические системы автоматического регулирования.

Реле давления

Одинарные реле давления[1]. В зависимости от связи между изменением контролируемого давления и состоянием выходных контактов различают одинарные реле низкого и высокого давления.

Введем понятия прямого и обратного срабатывания реле. Под прямым срабатыванием понимают переключение контакта, происходящее при давлении $p_{п.с}$. Давление соответствует уставке прибора, отсчитываемой по шкале настройки. Обратное срабатывание происходит при давлении $p_{о.с}$, отличающемся от $p_{п.с}$ величиной зоны возврата $\varkappa$. На схеме (рис. 86, *а*) показан переключающийся выходной контакт, который при изменении давления может замыкать пару *1—2* или пару *2—3*.

Если у реле с характеристикой (рис. 86, *б*) зона возврата направлена в сторону увеличения относительно $p_{п.с}$, то их называют реле низкого давления.

Реле с характеристикой (рис. 86, *в*), где зона возврата расположена ниже давления $p_{п.с}$, называют реле высокого давления.

Реле низкого давления. Чувствительным элементом реле низкого давления (рис. 87, *а*) является сильфон *1*, заключенный в коробку *2*. Последняя имеет штуцер, через который в полость между коробкой и сильфоном вводится контролируемое давление. Изменения этого давления преобразуются в перемещение днища сильфона, к которому прикреплен толкатель *5*. Кроме силы, развиваемой сильфоном, на толкатель снизу действует пружина *4*, опирающаяся на упор *3*. Сверху на толкатель воздействует рычаг *7*. Сила, развиваемая сильфоном, зависит от разности между контролируемым и атмосферным давлениями. Последнее действует на внутреннюю поверхность сильфона. В некоторых низкотемпературных установках контролируемое давление ниже атмосферного. Работоспособность реле обеспечивается пружиной *4*, которая при всех давлениях обеспечивает соприкосновение толкателя *5* и рычага *7*.

[1] Здесь и далее описываются реле с контактными выходами.

Сопротивление, испытываемое толкателем до начала движения вверх, определяется начальным натягом пружины *8*. Этот натяг, являющийся задающим воздействием, зависит от положения винта задатчика *14:* чем больше начальный натяг, тем выше давление, при котором начнет движение рычаг *7*. После начала движения рычага его левый конец входит в соприкосновение с верхним выступом вилки рычага *6*, поэтому далее к силам, действующим на рычаг *7*, добавляется сила ра-

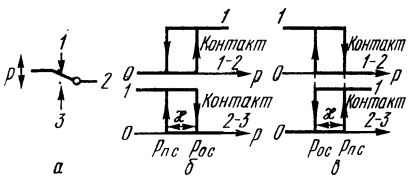


Рис. 86. Характеристики одинарных реле давления:
а — схема переключающего выходного контакта; *б* — характеристика реле низкого давления; *в* — характеристика реле высокого давления

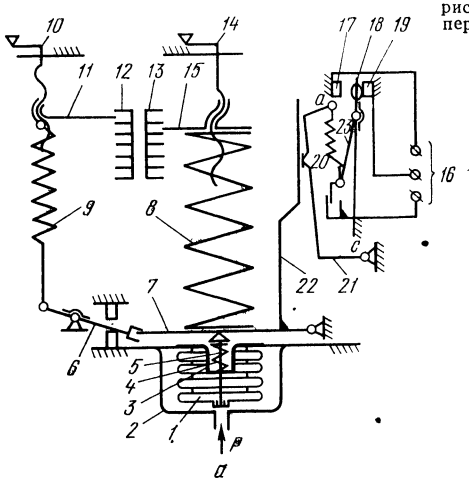
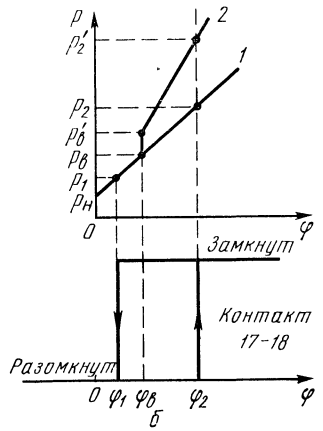


Рис. 87. Реле низкого давления:
а — принципиальная схема; *б* — характеристики механизма (верхний график) и переключателя (нижний график)



стяжения пружины *9*. Эта пружина определяет величину зоны возврата реле. Начальный натяг пружины зависит от положения винта *10* настройки зоны возврата.

Движение рычага *7* передается на его вертикальное плечо *22*, которое при повышении давления движется вправо. При этом оно давит на упор поворотного рычага *21*, который также отклоняется вправо. Место закрепления верхнего конца пружины *20* (точка *а*) описывает дугу вокруг центра *с* и перемещается вправо. До тех пор пока ось пружины *20* находится левее поводка *23*, сила натяжения пружины создает момент, отклоняющий рычаг с подвижной частью контакта *18* вправо. Как только ось пружины окажется параллельной поводку *23*, момент исчезнет, а затем при выходе пружины правее поводка появится момент, поворачивающий контактный рычаг влево.

Система теряет устойчивость, в результате чего контактный рычаг резко перебрасывается влево и контакт *17—18* замыкается, а контакт *18—19* размыкается.

При уменьшении давления механизм передвигает контактный рычаг в противоположном направлении и при некотором значении давления резко размыкается контакт *17—18* и замыкается контакт *18—19*.

Для настройки давления прямого срабатывания имеется шкала *13* с указателем *15*, связанным с задатчиком. Шкала *12* с указателем *11* показывает установленную зону возврата. Внешняя цепь управления присоединяется к выводным зажимам *16*.

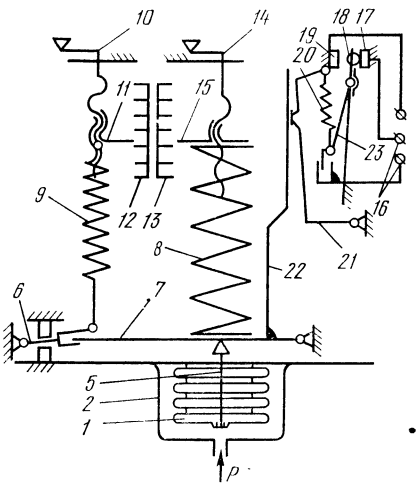


Рис. 88. Принципиальная схема реле высокого давления

Рассмотрим некоторые количественные зависимости. Заметим, что механизм переключения контакта обладает собственным ходом, необходимым для перевода контакта из разомкнутого положения в замкнутое, и наоборот. Требуемое для этого перевода изменение давления является минимальной зоной возврата реле давления $\varkappa_{min}$. Это значение имеет место при полностью отпущенной пружине *9*.

Условимся, что механизм реле отрегулирован так, что прямое срабатывание происходит при достижении рычагом *7* угла φ_1, а обратное — φ_2 (рис. 87, *б*). Отсчет угла осуществляется от положения, когда рычаг *7* упирается в нижний выступ вилки рычага *6*.

Если повышать давление, то движение рычага *7* начнется при давлении $p_н$. Сила сильфона уравновешивает силы пружин *8* и *4*. Приближенно можно считать, что угол поворота рычага φ пропорционален давлению:

$$\varphi = k_н (p - p_н),$$

где $k_н$ — жесткость системы при полностью отпущенной пружине *9*.

Совмещая характеристику переключателя с характеристикой механизма (линия *1*), находим, что в случае повышения давления контакт *17—18* замыкается при давлении p_2, а в случае понижения давления размыкается при p_1. Отсюда минимальная зона возврата $\varkappa_{min} = p_2 - p_1$.

Если теперь создать натяг пружины *9*, то при возрастании давления угол поворота рычага будет линейно изменяться

только до давления $p_в$, при котором $\varphi = \varphi_в$. С дальнейшим повышением давления угол поворота рычага не будет увеличиваться до того момента, пока сила, развиваемая сильфоном, вновь не уравновесит все остальные силы, и движение рычагов возобновится. Это произойдет при давлении $p_в'$. Далее угол поворота рычага будет увеличиваться по закону

$$\varphi = k_к (p - p_в') + \varphi_в,$$

где $k_к$ — жесткость системы при работающей пружине *9*.

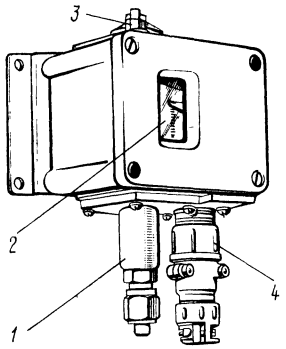


Рис. 89. Общий вид одинарного реле давления:
1 — сильфонный чувствительный элемент; *2* — шкала настройки; *3* — винты настройки; *4* — электрический штепсельный разъем

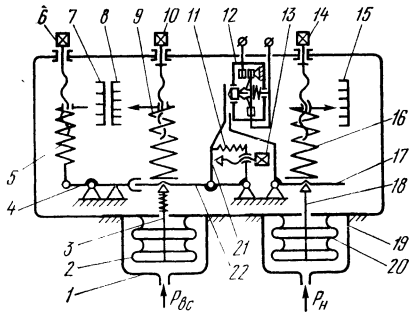


Рис. 90. Принципиальная схема сдвоенного реле давления

Линия *2* показывает эту зависимость. Угол поворота φ_2, при котором контакт замкнется, достигается при давлении p_2'. При этом зону возврата определяют по формуле

$$\varkappa = p_2' - p_1.$$

Видно, что $\varkappa > \varkappa_{min}$. Обратный процесс приводит к размыканию контакта при давлении p_1, т. е. давление размыкания не зависит от зоны возврата. Это позволяет нанести на шкалу *13* величины, соответствующие давлениям прямого срабатывания.

Реле высокого давления. Реле (рис. 88) состоит из тех же деталей, что и рассмотренное выше реле низкого давления (на рис. 88 сохранена нумерация рис. 87, *а*). Отличие состоит в отсутствии дополнительной пружины сильфона, ином присоединении пружины *9* к рычагу *6*, а также в обратном расположении неподвижной части контакта.

С повышением давления в сильфонной коробке контакт *17—18* размыкается, а контакт *18—19* замыкается.

Тип	Рабочая среда	Назначение	Исполнение	Диапазон настр давления прямого срабатывания
РД-1-01	Хладоны	РНД	Обыкновенное	0,03—0,4
РД-2-03	»	РВД	»	0,7—1,9
РД-1-ОМ5-01	Хладоны	РНД	Пылезащищенное П1, водозащищенное В1, исполненное ОМ, категория 5, ГОСТ 15150—69 (для помещений класса В1б, стационарных, транспортных и судовых установок)	—0,03 ÷ +0,4
РД-1-ОМ5-01А	Аммиак	РНД		—0,07 ÷ +0,4
РД-1-ОМ5-02	Хладоны	РНД		0,1 — 1,0
РД-1-ОМ5-03	»	РНД		0,7 — 1,9
РД-1-ОМ5-04	»	РНД		—0,09 ÷ +0,25
РД-1-ОМ5-05	»	РНД		1 — 3
РД-1-ОМ5-05А	Аммиак	РНД		1 — 3
РД-2-ОМ5-01	Хладоны	РВД		—0,03 ÷ +0,4
РД-2-ОМ5-01А	Аммиак	РВД		—0,07 ÷ +0,4
РД-2-ОМ5-02	Хладоны	РВД		0,1—1,0
РД-2-ОМ5-03	»	РВД		0,7—1,9
РД-2-ОМ5-05	»	РВД		1—3
РД-2-ОМ5-05А	Аммиак	РВД		1—3
Д211В-11	Хладоны	РНД	Рудничное взрывозащищенное (РВ-1В) и взрывозащищенное для смесей ВЗТ4-В	0,03—0,5
Д212В-15	»	РВД		1,0—3,0

* Зона возврата нерегулируемая не более указанной величины.

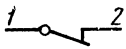
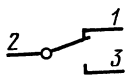
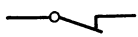
Рассмотренным выше путем можно построить график работы реле. Нетрудно установить, что уставка реле по шкале *13* также соответствует точке прямого срабатывания (размыкания контакта *17—18*).

Технические характеристики отечественных одинарных реле давления приведены в табл. 8. В качестве примера на рис. 89 приведен общий вид одинарного реле давления.

Сдвоенные реле давления. Принципиальная схема сдвоенного реле представлена на рис. 90.

Низкое давление (например, давление всасывания компрессора $p_{вс}$) подается в сильфонную коробку *1* с сильфоном *2*. При понижении давления изменяется сила воздействия толкателя *3* на рычаг *22*. Этот рычаг плечом *21* воздействует на переключатель *12* так, что при понижении давления контакт размыкается. Назначение рычага *4* с пружиной *5* и задатчиком

Таблица 8

ойки, МПа		Максимально допустимое давление, МПа	Разрывная мощность контактов		Схема контактов	Габаритные размеры, мм	Масса, кг
	зоны возврата		постоянного тока при напряжении 220 В, Вт	переменного тока при напряжении 220 В, В·А			
	0,04—0,25	1,2	—	150		135×85×61	0,85
	0,2—0,5	2,1	—	150		135×85×61	0,85
	0,04—0,25	2,2	60	300		180×104×68	1,2
	0,04—0,25	2,5	60	300		180×104×68	1,2
	0,1—0,6	2,5	60	300		180×104×68	1,2
	0,2—0,5	2,5	60	300		180×104×68	1,2
	0,04—0,1	2,2	60	300		180×104×68	1,2
	0,3—0,6	3,4	60	300		180×104×68	1,2
	0,3—0,6	3,4	60	300		180×104×68	1,2
	0,04 *	2,2	60	300		180×104×68	1,2
	0,04 *	2,2	60	300		180×104×68	1,2
	0,1 *	2,5	60	300		180×104×68	1,2
	0,2 *	2,5	60	300		180×104×68	1,2
	0,3 *	3,4	60	300		180×104×68	1,2
	0,3 *	3,4	60	300		180×104×68	1,2
	0,05—0,25 (нерегулируемая)	2,5	60	300		250×160×105	3,5
	0,2—0,6 (нерегулируемая)	3,8	60	300		250×160×105	3,5

зоны возврата *6*, а также пружины *9* и задатчика *10* аналогично назначению этих элементов в одинарном реле давления. Пружина *11* и винт *13* предназначены для заводской регулировки. Таким образом, работа той части реле, которая контролирует низкое давление, не отличается от работы соответствующего одинарного реле.

В сильфонную коробку *19* с сильфоном *20* подводится высокое давление (например, давление нагнетания компрессора $p_н$). Механизм этой части реле состоит из толкателя *18* и двуплечего рычага *17*. На горизонтальное плечо этого рычага действует сила натяжения пружины *16*, определяемая положением задатчика *14*.

При повышении давления рычаг *17* поворачивается против часовой стрелки и своим левым концом нажимает на плечо рычага *21*. Преодолевая сопротивление пружины *11*, рычаг *17*

Тип	Рабочая среда	Исполнение	Диапазон настройки давления прямого срабатывания, МПа	
			вход низкого давления	вход высокого давления
Д220-11	Хладоны	Исполнение У, категория 3, ГОСТ 15150—69	—0,03 ÷ +0,4	0,7—1,9
Д220-12	То же		—0,02 ÷ +0,7	0,8—2,5
Д220Р-11	»	Исполнение ОМ, категория 5, ГОСТ 15150—69, судовое	—0,07 ÷ +0,4	0,7—1,9
Д220А-12	Аммиак	Исполнение У, категория 3, ГОСТ 15150—69 (для помещений класса В1-б)	—0,09 ÷ +0,15	0,05—1,0
Д220А-13	»		—0,07 ÷ +0,4	0,8—3,0
Д220АР-12	»	Исполнение ОМ, категория 5, ГОСТ 15150—69 (помещения класса В1-б, судовое)	0,09 ÷ +0,15	0,05—1,0
Д220АР-13	»		—0,07 ÷ +0,4	0,8—3,0

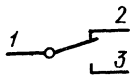
отводит рычаг *21* от переключателя и тем самым размыкает контакт.

Реле имеет три шкалы: две из них (*8* и *15*) указывают давление размыкания контакта соответственно от низкого и высокого давлений, третья (*7*) — зону возврата по низкому давлению. Зона возврата по высокому давлению неизменяемая. Технические характеристики приведены в табл. 9, а общий вид сдвоенного реле — на рис. 91.

Реле разности давлений

Принципиальная схема реле разности давлений представлена на рис. 92. Контролируемые давления (например, давление на выходе масляного насоса и давление в картере компрессора) подводятся к коробкам *2* и *9*, в которых находятся сильфоны *1* и *8*. Сильфоны, соединенные штоком *7*, передают усилие на рычаг *16* через пружину *3* и толкатель *17*. Сверху на рычаг *16* действует усилие от задающей пружины *10*, начальный натяг которой определяется положением задатчика *6*. При увеличении разности ($\Delta p = p_1 - p_2$) рычаг поворачивается по часовой стрелке. Его плечо *11* через рычаг *12* действует на

Таблица 9

Зона возврата, МПа		Максимальное давление, МПа		Разрывная мощность контактов		Схема контактов	Габаритные размеры, мм	Масса, кг
вход низкого давления	вход высокого давления (нерегулируемая), не более	вход низкого давления	вход высокого давления	постоянного тока при напряжении 220 В, Вт	переменного тока при напряжении 220 В, В·А			
0,04—0,25	0,2	1,6	2,5	30	300		150×125×68	1,2
0,04—0,25	0,25	2,5	3,2	30	300		155×125×68	1,2
0,04—0,25	0,3	1,6	2,5	30	300		195×155×82	1,9
0,03—0,1	0,2	2,2	2,5	30	300		200×155×85	1,9
0,04—0,25	0,3	2,5	3,2	30	300		195×155×85	1,9
0,03—0,1	0,2	2,2	2,5	30	300		200×155×82	1,9
0,04—0,25	0,3	2,5	3,2	30	300		195×155×85	1,9

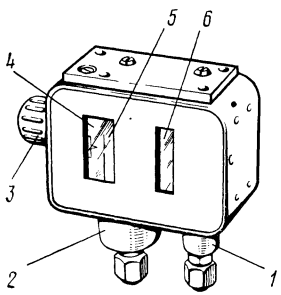


Рис. 91. Общий вид сдвоенного реле давления:

1, 2 — сильфонные коробки высокого и низкого давления, *3* — ввод проводов; *4* — шкала настройки зоны возврата; *5, 6* — шкалы настройки давления размыкания контакта

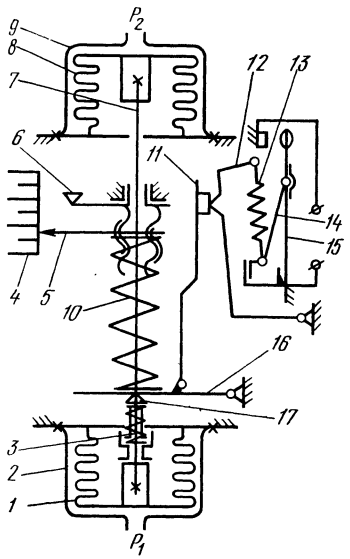


Рис. 92. Принципиальная схема реле разности давлений

переключатель, состоящий из пружины *13,* поводка *14* и контактного рычага *15.* Работа переключателя не отличается от работы рассмотренного ранее реле давления.

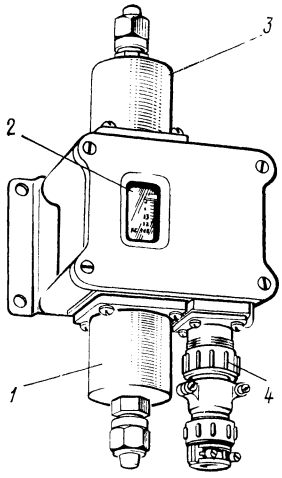


Рис. 93. Общий вид реле разности давлений:

1, 3 — сильфонные коробки (плюсовая и минусовая); *2* — шкала настройки разности давлений; *4* — ввод проводов

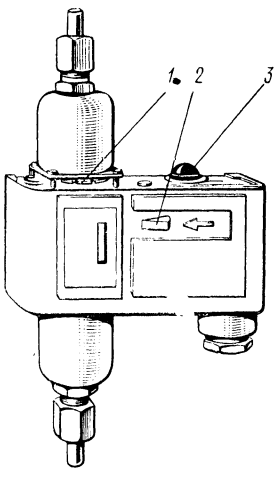


Рис. 94. Общий вид реле разности давлений со встроенным реле времени:

1 — задатчик; *2* — кнопка возврата; *3* — кнопка проверки

Настройка разности давлений срабатывания осуществляется по шкале *4* и указателю *5*. При этом на шкале указывается разность давлений размыкания контакта.

Данный прибор не имеет приспособления для регулировки зоны возврата: она определяется характеристиками механизма и переключателя.

Технические характеристики реле разности давлений приведены в табл. 10, а внешний вид — на рис. 93.

Некоторые зарубежные фирмы выпускают реле разности давлений со встроенным реле времени, а также с кнопками возврата и проверки (рис. 94). Устройство этого реле в основном аналогично устройству реле рассмотренных выше отечественных приборов. Отличие состоит в расположении задатчика *1;* для настройки реле не требуется снимать крышку.

Электрическая схема этого реле представлена на рис. 95. Контакт собственно реле разности давления действует от двух сильфонов с давлениями p_1 и p_2, причем $p_1 > p_2$. В изображенном положении контакт κ_2 находится при разности давлений, больше заданной. Через контакт на клемму *4* подается напряжение для сигнала о нормальной работе.

При понижении разности давлений ниже заданной контакт κ_2 переключается. Цепь питания нагревателя *Н* биметаллического реле времени замыкается. Контакт κ_1 биметаллического реле времени в холодном состоянии замыкает цепь управления компрессора через клеммы *2* и *3*.

По истечении заданного времени после включения нагревателя контакт $к_1$ переключается, в результате чего размыкается цепь управления и замыкается цепь аварийной сигнализации через клемму *1*. При этом контакт фиксируется в верхнем положении защелкой *3*. Для возврата контакта в нижнее положение необходимо отключить от реле питание и после остывания биметалла нажать кнопку возврата $Кн_1$, вследствие чего защелка отводится. При нормальной работе кнопка проверки $Кн_2$ позволяет проверить исправность схемы. Нажатие этой кнопки вызывает искусственное переключение контакта $к_2$ и после выдержки времени переключение контакта $к_1$.

Встроенное реле времени, которое обычно имеет уставку 60 с (могут быть также уставки 45 и 90 с), позволяет осуществить автоматический пуск компрессора. В момент пуска контакт $к_1$ замыкает цепь управления, что приводит к включению компрессора. Если по истечении выдержки времени давление в системе смазки поднимется выше заданного, то контакт $к_2$, переходя в верхнее положение, прекращает питание нагревателя. В результате цепь управления остается замкнутой.

Если до срабатывания реле времени давление в системе смазки не повышается до заданного, то цепь управления будет разомкнута.

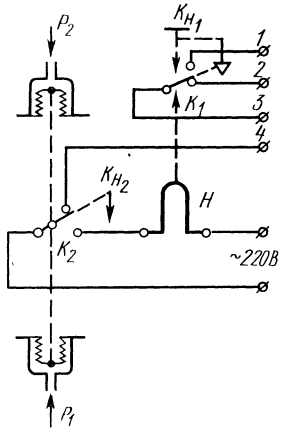


Рис. 95. Электрическая схема реле разности давлений со встроенным реле времени.

Следует иметь в виду, что при уменьшении давления в системе смазки при работе компрессора размыкание контакта $к_1$ также происходит не сразу, а через заданное время. Такую схему можно применять для случаев, когда не требуется немедленная остановка компрессора при падении давления смазки.

Трехпозиционные регулирующие приборы давления

Приборы этого типа используют в тех случаях, когда регулирование давления осуществляется реверсивными исполнительными механизмами постоянной скорости. Наиболее распространены приборы с электронными усилителями и механоэлектрическими первичными преобразователями.

Частным случаем применения таких приборов является изменение холодопроизводительности винтовых и центробежных компрессоров.

Функциональная схема соединения регулирующего прибора с первичным преобразователем представлена на рис. 96, *а*.

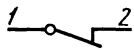
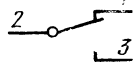
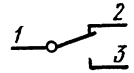
Тип	Рабочая среда	Исполнение	Диапазон настроек, МПа	
			разности давлений прямого срабатывания	зоны возврата
РКС-1	Хладоны	Обыкновенное	0,02—0,18	0,03 *
РКС-1-ОМ5-01	Хладоны	Пылезащищенное $П_1$, водозащищенное $В_1$, ОМ категории 5, ГОСТ 15150—69	0,02—0,25	0,05 *
РКС-1-ОМ5-01А	Аммиак		0,02—0,25	0,06 *
РКС-1-ОМ5-02А	»	Для помещений класса В1б стационарных, транспортных и судовых установок	0,05—0,4	0,04 *
РКС-1-ОМ5-03	Хладоны		0,05—0,4	0,07 *
РКС-1-ОМ5-03А	Аммиак		0,06—0,6	0,1 *
Д-231В-11	Хладоны	Комбинированное: рудничное взрывозащищенное (РВ-1В) взрывозащищенное (для смесей ВЗТ4-В по ПИВРЭ)	0,02—0,25	0,04—0,12

* Зона возврата нерегулируемая не более указанной величины.

Регулирующий прибор *РП* работает совместно с первичным преобразователем давления *ППр,* который воспринимает регулируемое давление p и преобразует его в промежуточный сигнал $y(p)$. В Государственной системе приборов (ГСП) промежуточные сигналы представляют собой чаще всего стандартные величины тока (например, 0—5 мА) или напряжения (например, 0—5 В).

Регулирующий прибор обладает релейной трехпозиционной характеристикой с зоной нечувствительности λ и двумя зонами возврата $\varkappa$. Выходной сигнал Δ равен нулю при соответствии фактического и заданного давлений ($y(p)=y_3$). При отклонении сигнала $y(p)$ от y_3 на величину $(\lambda+\varkappa)/2$ появляется выходной сигнал $\Delta=1$, вызывающий вращение вала исполнительного механизма по часовой стрелке. Наоборот, при отклонении на $-(\lambda+\varkappa)/2$ появляется сигнал $\Delta=-1$ и вращение происходит против часовой стрелки.

Таблица 10

Максимально допустимое давление, МПа	Разрывная мощность контактов		Схема контактов	Габаритные размеры, мм	Масса, кг
	постоянного тока при напряжении 220 В, Вт	переменного тока при напряжении 220 В, В·А			
1,2	30	150		232×85×61	1,1
2,2	60	300		268×104×68	1,6
	60	300		268×104×68	1,6
1,6	60	300		268×104×68	1,6
3,0	60	300		268×104×68	1,6
3,0	60	300		268×104×68	1,6
2,5	—	300		250×160×105	3,1

Первичный преобразователь обладает плавной характеристикой, в частном случае — линейной, как показано на левом графике.

При использовании трехпозиционного регулирующего прибора и исполнительного механизма постоянной скорости можно реализовать пропорциональный и интегральный законы регулирования. Для осуществления пропорционального закона в состав исполнительного механизма должен входить элемент обратной связи, который включается в цепь, охватывающую весь регулятор (более подробно см. в главе X). Интегральный закон (И-регулирование) можно реализовать в чистом виде, а также в виде пропорционально-интегрального закона (ПИ-регулирование).

Наиболее просто И-регулирование реализуется при соединении исполнительного механизма непосредственно с выходом регулирующего прибора. Однако для удовлетворительного

функционирования такой системы требуется заранее задать скорость исполнительного механизма. Это существенный недостаток системы, так как обычно исполнительный механизм изготовляется с заданной скоростью и в процессе наладки и эксплуатации изменение скорости невозможно.

Более гибко И-регулирование осуществляется, если между регулирующим прибором и исполнительным механизмом (рис. 96, *б*) включить импульсный элемент *ИЭ* (импульсный прерыватель). Под воздействием времязадающего устройства импульсный элемент разрывает и замыкает цепь регулирования

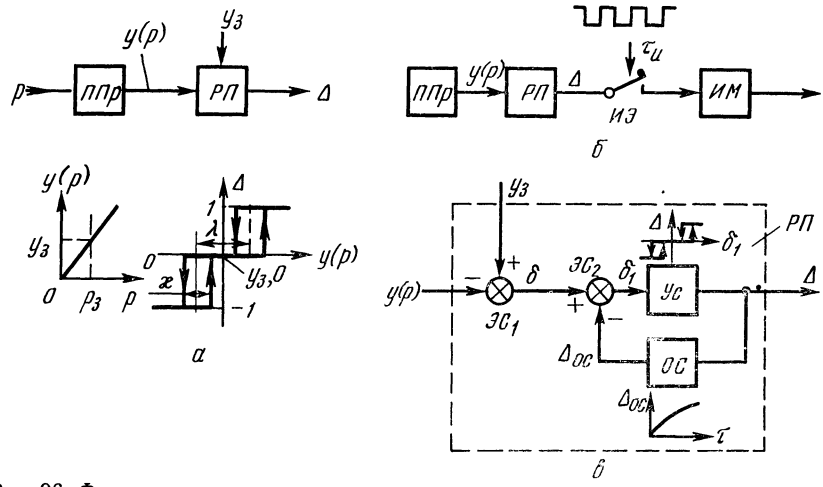


Рис. 96. Функциональная схема:

а — соединение регулирующего прибора с первичным преобразователем; *б* — включение импульсного элемента; *в* — включение регулирующего прибора с внутренней обратной связью

через интервалы времени $\tau_и$, причем период следования импульсов и их длительность можно настраивать в соответствии со свойствами объекта регулирования. Импульсный элемент уменьшает среднюю скорость работы исполнительного механизма. Система с импульсным элементом может удовлетворительно функционировать при постоянных свойствах объекта регулирования.

На практике часто встречаются случаи, когда свойства объекта изменяются с изменением режимов работы. В этих случаях качество регулирования может существенно ухудшаться.

Более универсальным является ПИ-регулирование, которое реализуется с помощью специальных элементов внутренней обратной связи, включаемых в регулирующий прибор *РП* (рис. 96, *в*).

Кроме обычного элемента сравнения $ЭС_1$, на выходе которого формируется отклонение δ, и трехпозиционного усилителя

Ус, в схему включены элемент обратной связи *ОС* и дополнительный элемент сравнения $ЭС_2$.

Элемент обратной связи имеет временную характеристику типа апериодического звена. Это означает, что сигнал Δ проходит через него с некоторым инерционным запаздыванием и в виде сигнала $\Delta_{ос}$ подается на дополнительный элемент сравнения.

Если произошло отклонение регулируемой величины от заданной, то сигнал δ через дополнительный элемент сравнения без изменения попадает на вход усилителя и в виде сигнала Δ ($\Delta=1$) — на исполнительный механизм. Последний начинает вращаться в соответствующую сторону. Одновременно Δ попадает на вход элемента обратной связи. Выходная его величина $\Delta_{ос}$ начинает постепенно увеличиваться. Сигнал $\delta_1=\delta-\Delta_{ос}$ уменьшается и в некоторый момент станет меньше порога обратного срабатывания, в результате чего сигнал на выходе станет равным нулю ($\Delta=0$). С заданной скоростью начинает изменяться в обратную сторону сигнал $\Delta_{ос}$, пока разность δ_1 вновь не достигнет порога прямого срабатывания и т. д.

Таким образом, исполнительный механизм получает сигнал Δ в виде импульсов, средняя продолжительность которых автоматически зависит от отклонения δ: чем больше это отклонение, тем больше средняя продолжительность импульсов, а следовательно, и средняя скорость работы исполнительного механизма.

С помощью простых средств настройки динамические свойства элемента обратной связи легко изменяются, что позволяет приспосабливать регулирующий прибор к различным по свойствам объектам.

На рис. 97 приведены габаритные размеры регулирующего прибора РП1, предназначенного для ПИ-регулирования.

В некоторых случаях трехпозиционный регулирующий прибор дополняют устройствами, исключающими перегрузку электродвигателя компрессора.

В качестве примера на рис. 98 приведена функциональная схема регулирующего прибора *РП* с дополнительным каналом.

Основной канал $РП_р$ работает от первичного преобразователя *ППр,* воспринимающего регулируемое давление *р,* и настроен на поддержание заданного давления $p_з$, а дополнительный канал $РП_i$ — от трансформатора тока *ТТ,* включенного в цепь электродвигателя компрессора, и настроен на поддержание тока $i_з$.

Выходные сигналы каналов $\Delta_д$ и $\Delta_т$ объединяются в переключателе каналов *ПК,* с выхода которого сигнал Δ направляется к исполнительному механизму *ИМ.*

Оба канала регулирующего прибора имеют внутренние обратные связи, обеспечивающие ПИ-регулирование обоих параметров.

Если величина тока в цепи электродвигателя меньше $i_з$, что свидетельствует о нормальной его нагрузке, то переключатель подключает к выходу основной канал. В системе происходит нормальное поддержание давления путем изменения холодопроизводительности компрессора. Появление перегрузки электродвигателя компрессора сигнализируется первым прямым срабатыванием дополнительного канала. Это вызывает срабатывание переключателя и перевод управления исполнительным механизмом на дополнительный канал, который должен обеспечить работу компрессора на предельно допустимой нагрузке $i=i_з$, т. е. с максимально возможной холодопроизводительностью.

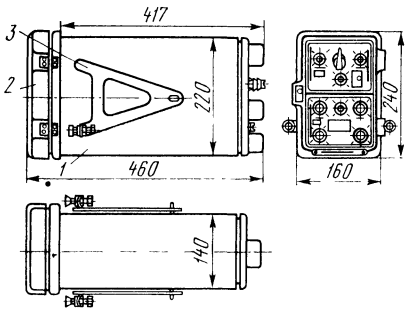


Рис. 97. Габаритный чертеж регулирующего прибора РП1, в котором реализуется ПИ-регулирование:
1 — корпус; *2* — крышка; *3* — кронштейн

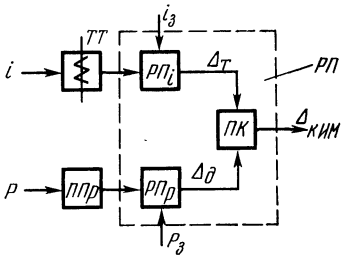


Рис. 98. Функциональная схема регулирующего прибора давления РД-ПИ с дополнительным каналом по току

Обратное переключение дополнительного канала на основной произойдет по сигналу из основного канала, когда давление опустится ниже заданного на величину $(\lambda+\varkappa)/2$, что свидетельствует о прекращении режима перегрузки.

РЕГУЛЯТОРЫ ДАВЛЕНИЯ ПРЯМОГО И НЕПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ БЕЗ ПОДВОДА ВНЕШНЕЙ ЭНЕРГИИ

Регуляторы этого типа выполняют самые различные функции: поддержание давления кипения в испарителе и давления конденсации, разгрузка компрессора при пуске и т. д.

Встречаются регуляторы с общей рабочей средой, воздействующей на чувствительный элемент и проходящей через клапан, и с различными рабочими средами.

К регуляторам с общей рабочей средой относят в частности регуляторы давления, в которых чувствительный элемент и регулирующий орган находятся в среде холодильного агента (дроссельные регуляторы). Эти регуляторы разделяют на регуляторы «до себя», поддерживающие давление перед регули-

рующим органом, и регуляторы «после себя», поддерживающие давление за регулирующим органом. Как те, так и другие могут быть предназначены для пропуска жидкой либо паровой фазы, а также для дросселирования с фазовым превращением.

Регуляторы с различными рабочими средами на входе и выходе чаще всего воспринимают давление холодильного агента, а пропускают через себя охлаждающую среду (воду или воздух). Регуляторы, поддерживающие давление холодильного агента изменением расхода охлаждающей воды, называют водорегуляторáми. В зависимости от размера регулятора, а также от перепада давлений на регулирующем органе регулятор можно выполнить прямого либо непрямого действия без подвода внешней энергии (пилотный регулятор).

Дроссельные регуляторы давления

Дроссельные регуляторы давления «до себя» применяют в качестве регуляторов давления кипения и конденсации. Регулирующий орган устанавливается соответственно на паровой линии от испарителя или на сливе жидкости из конденсатора. Дроссельные регуляторы «после себя» используют как регуляторы давления всасывания компрессора и давления в ресивере. Регулирующие органы монтируют на всасывающих и байпасных линиях либо на обводной линии в ресивер.

Дроссельные регуляторы давления прямого действия. Устройство дроссельного регулятора «до себя» с мембранным чувствительным элементом показано на рис. 99, *а*. Чувствительным элементом является стальная мембрана *6*, зажатая между стаканом *11* и крышкой *13*. Сверху на мембрану воздействуют атмосферное давление и сила натяжения настроечной пружины *8*, передаваемая через тарелку *12*. Снизу на мембрану действует регулируемое давление $p_{вх}$, которое подается в подмембранную полость через отверстие в клапане *1*, внутреннюю полость уплотнительного сильфона *2*, отверстия в крышке *4* сильфона. Снизу на клапан действует пружина *16*. Это усилие передается на шток *3*, жестко соединенный с клапаном, и далее через наконечник *5* и направляющую тарелку *7* на мембрану. Действующая на клапан разность давлений $\Delta p = p_{вх} - p_{вых}$ создает силу, направленную вверх. При повышении давления $p_{вх}$ мембрана прогибается вверх. Под действием пружины *16* шток *3* также поднимается. Клапан, отрываясь от седла *15*, открывает проход пару хладагента.

Механизм регулятора смонтирован в корпусе *17*, который присоединяется к трубопроводам фланцами *14*. Настройка требуемого давления осуществляется вращением болта *9*, усилие от которого через упор *10* передается пружине.

Разновидностью дроссельных регуляторов прямого действия является регулятор с комбинированным чувствительным элементом (рис. 99, *б*). Особенность такого регулятора состоит

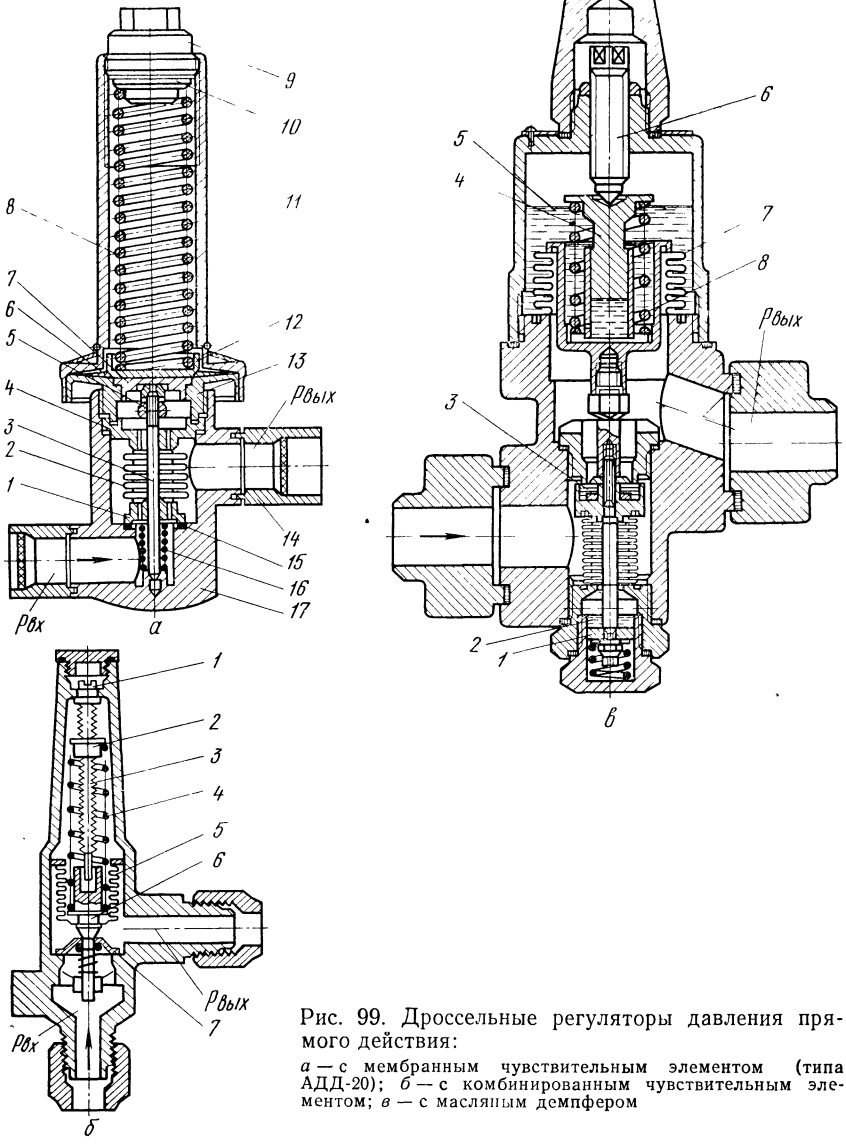


Рис. 99. Дроссельные регуляторы давления прямого действия:

а — с мембранным чувствительным элементом (типа АДД-20); *б* — с комбинированным чувствительным элементом; *в* — с масляным демпфером

в том, что функцию чувствительного элемента выполняет не только сильфон *5*, но и тарелка клапана *7*. Эффективные площади сильфона $F_с$ и клапана $F_к$ приблизительно равны.

Рассмотрим баланс сил, действующих на шток *6*. Направленную вверх силу получают из выражения $P_В = p_{вх}F_к + p_{вых}F_с$, а направленную вниз силу — из выражения $P_Н = -(p_а F_с +$

$+p_{вых}F_к+P_{пр}$) ($p_а$ — атмосферное давление; $P_{пр}$ — усилие, развиваемое настроечной пружиной *4*).

По условию $F_к=F_с=F$.

После суммирования сил находим результирующее усилие

$$P=F(p_{вх}-p_а)+P_{пр}.$$

Видно, что действующая на шток сила пропорциональна избыточному давлению $p_{вх}$—$p_а$, причем с увеличением давления $p_{вх}$ клапан открывается.

Регулятор настраивается вращением головки *1* винта *3*. При этом нажимная гайка *2*, перемещаясь, изменяет начальный натяг пружины.

Конструкции дроссельных регуляторов давления «после себя» мало отличаются от конструкции рассмотренных регуляторов «до себя». Отличиями являются подвод регулируемого давления к чувствительному элементу, а также работа регулирующего органа. Клапан такого регулятора открывается при понижении регулируемого давления.

Регуляторы давления «после себя» часто применяют для ограничения давления всасывания перед компрессорами, которое поддерживается во всасывающем трубопроводе между регулятором и компрессором. Даже незначительные запаздывания регулятора приводят к потере устойчивости и возникновению колебаний. Во избежание этого применяют регуляторы давления с масляными демпферами (рис. 99, *в*).

В данном регуляторе чувствительным элементом является сильфон *7*, на который снизу действует регулируемое давление $p_{вых}$, а сверху — атмосферное давление и пружина *8*, начальный натяг которой зависит от положения винта *6* задатчика. Движение сильфона передается клапану *3*, который открывается при понижении давления $p_{вых}$.

Главной особенностью данного регулятора является наличие двух масляных демпферов. Нижний демпфер, состоящий из поршня *1* и цилиндра с маслом *2*, устраняет колебания клапанной системы, включающей в себя клапан, сильфон и шток. Верхний демпфер с поршнем *4* и маслозаполненной полостью *5* противодействует возникновению колебаний подвижной системы регулятора при изменениях регулируемого выходного давления. Оба цилиндра с маслом отделены от рабочей среды (хладона) сильфонами, вследствие чего исключается возможность взаимного растворения масла и хладагента.

Техническая характеристика дроссельного регулятора давления «до себя» типа АДД-20 приведена ниже.

Диаметр условного прохода, мм	20
Диапазон настройки, кПа	90—330
Неравномерность, кПа	20
Максимальное давление, кПа	1600
Габаритные размеры, мм	250×127×75
Масса, кг, не более	2,7
Хладагент	Хладон-12[1]

Дроссельные регуляторы давления непрямого действия (пилотные регуляторы). Эти регуляторы выполняют те же функции, что и регуляторы давления прямого действия, но имеют бóльшую пропускную способность.

В зависимости от конструктивного исполнения пилотные регуляторы давления бывают с отдельным или со встроенным пилотом.

На рис. 100, *а* представлена схема регулятора «до себя» с отдельным пилотом. Исполнительное устройство пилотного регулятора подробно описано в главе VIII.

Пилот *П* представляет собой регулятор давления прямого действия небольшого размера, собранный в корпусе *1* с ввертным седлом *9*. Металлическая мембрана *2*, зажатая между корпусом и стаканом *6*, выполняет функции чувствительного элемента и регулирующего органа. Снизу на нее воздействует регулируемое давление $p_{вх}$, сверху—атмосферное давление и нажатие настроечной пружины *8*. Начальный, определяющий настройку регулятора натяг пружины осуществляется вращением задатчика *5*, который с помощью винта *7* изменяет положение нажимной гайки *4*. Усилие пружины передается на мембрану через направляющую тарелку *3*. Вспомогательная пружина *10* обеспечивает прилегание мембраны к направляющей тарелке.

Если регулируемое давление, подаваемое под мембрану пилота, меньше заданного, то оно не в состоянии преодолеть натяг пружины. При этом проход пилота закрыт и промежуточное давление $p_{пр}$ равно выходному $p_{вых}$: уравнивание происходит через калиброванное отверстие в поршне исполнительного устройства. В этом положении клапан исполнительного устройства закрыт. При повышении давления наступает момент, когда клапан пилота начинает открываться. Дальнейшее увеличение давления $p_{вх}$ вызывает приблизительно пропорциональный прирост давления $p_{пр}$ и, следовательно, пропорциональный ход поршня и клапана исполнительного механизма.

Имея набор исполнительных механизмов для различных диаметров трубопроводов, можно собрать ряд регуляторов, используя один тип пилота.

На рис. 100, *б* показан дроссельный регулятор «после себя» со встроенным пилотом. Этот регулятор, устанавливаемый на всасывающей линии перед компрессором, ограничивает давление всасывания и предотвращает перегрузку электродвигателя.

Пилот регулятора содержит стальную мембрану *6*, являющуюся чувствительным элементом и зажатую между стаканом *9* и крышкой *11*. Подмембранное пространство сообщено каналом с выходным патрубком регулятора (давление $p_{вых}$). Сверху на мембрану воздействуют атмосферное давление и усилие настроечной пружины *7*. Начальный натяг пружины достигается вращением винта *8* задатчика. Шток *10* с клапаном пилота перемещается вместе с центром мембраны. Через канал

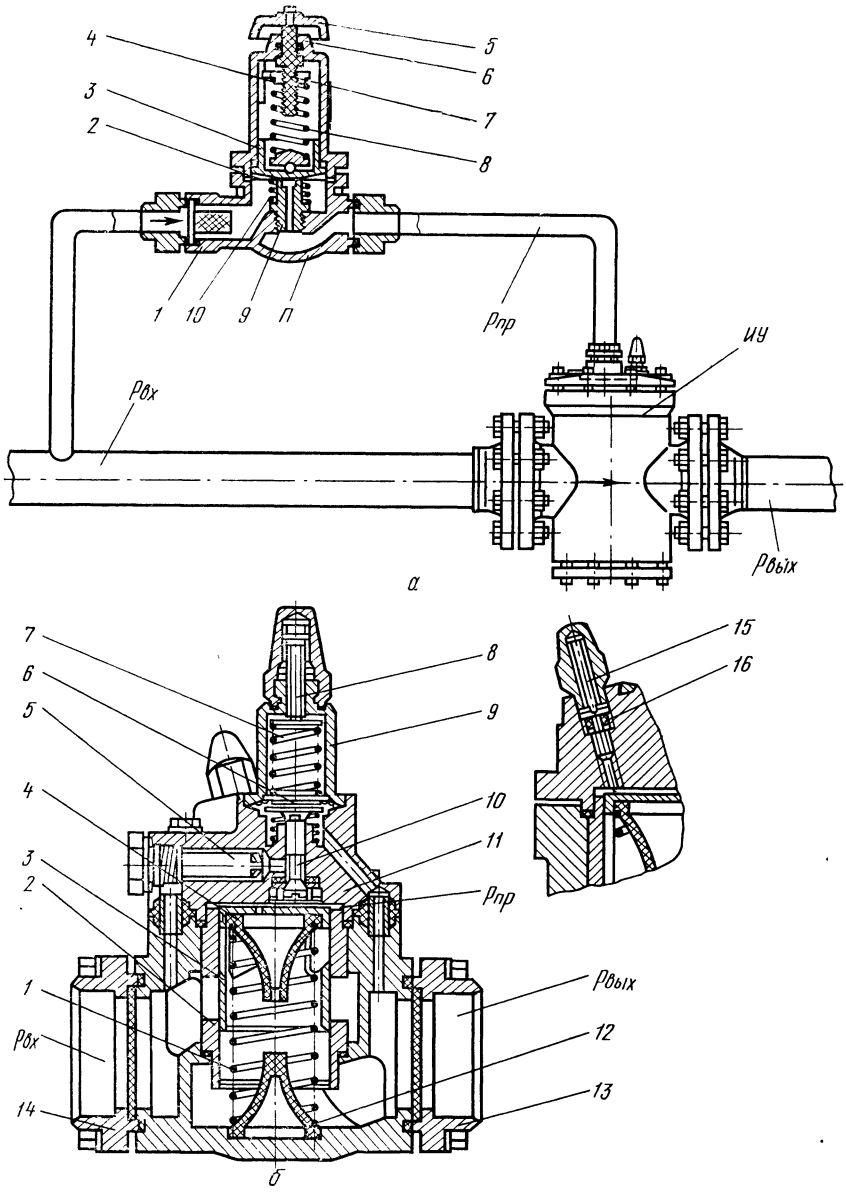


Рис. 100. Дроссельные регуляторы давления непрямого действия:
а — регулятор «до себя» с отдельным пилотом; *б* — регулятор «после себя» со встроенным пилотом (типа АДД-40М)

и фильтр *5* к клапану пилота подводится давление $p_{вх}$, которое является оперативным и служит для перемещения регулирующего органа.

Регулирующим органом является поршень-золотник *3*, перемещающийся в цилиндре *2*. В золотнике и цилиндре имеются окна, при совмещении которых открывается проход пара через регулятор. Площадь прохода увеличивается с перемещением золотника вниз.

Сверху на поршень действует давление $p_{пр}$, величина которого зависит от соотношения сопротивлений клапана пилота и калиброванного отверстия в днище поршня: чем больше степень открытия клапана пилота, тем больше давление $p_{пр}$. Снизу на поршень действует усилие пружины *1*.

При повышении давления $p_{вых}$ мембрана пилота прогибается вверх. В этом же направлении передвигается клапан пилота, вследствие чего уменьшается проходное сечение. Разность давлений $\Delta p = p_{пр} - p_{вых}$ уменьшается, и поршень поднимается, в результате чего уменьшается свободное сечение окон. При понижении давления $p_{вых}$ клапан пилота, опускаясь под действием мембраны, увеличивает давление $p_{пр}$ и вместе с ним разность давлений, действующую на поршень. Последний, опускаясь, увеличивает свободное сечение окон. Конус *4* на поршне и *12* на корпусе уменьшают гидравлическое сопротивление клапана в открытом положении.

Для ручного открытия клапана имеется винт *15*, уплотненный сальником *16*. Винт, упираясь непосредственно в поршень, отжимает его вниз.

Регулятор присоединяется к трубопроводам фланцами *14* и *13*.

Техническая характеристика пилотного регулятора давления «после себя» АДД-40М приведена ниже.

Диаметр условного прохода, мм	40
Диапазон настройки, кПа	30—200
Неравномерность, кПа	20
Максимальное давление, кПа	1600
Габаритные размеры, мм	200×146×92
Масса, кг	5,0
Хладагент	Хладон-12

Водорегуляторы

Водорегуляторы бывают прямого и непрямого действия, причем последние, как правило, являются пилотными регуляторами.

Водорегулятор прямого действия. Регулируемое давление (например, давление конденсации) подводится к водорегулятору (рис. 101, *а*) через штуцер *14* и подается в полость между сильфонной коробкой *12* и сильфоном *13*. Изменение контролируемого давления приводит к изменению длины сильфона,

к днищу которого прикреплен толкатель *11*. Движение от толкателя передается штоку *9*, на верхний конец которого через тарелку *5* воздействует настроечная пружина *7*. Начальное ее натяжение устанавливается вращающимся стаканом *6*, выполняющим функции задатчика. Усилие от стакана к пружине передается через опору *8*. Узел клапана *2* монтируется на штоке, на котором также крепятся две мембраны *3* и *10*. Края мембран зажаты между корпусом *1*, крышкой *4* и сильфонной коробкой *12*. Мембраны выполняют функции элементов, отделяющих

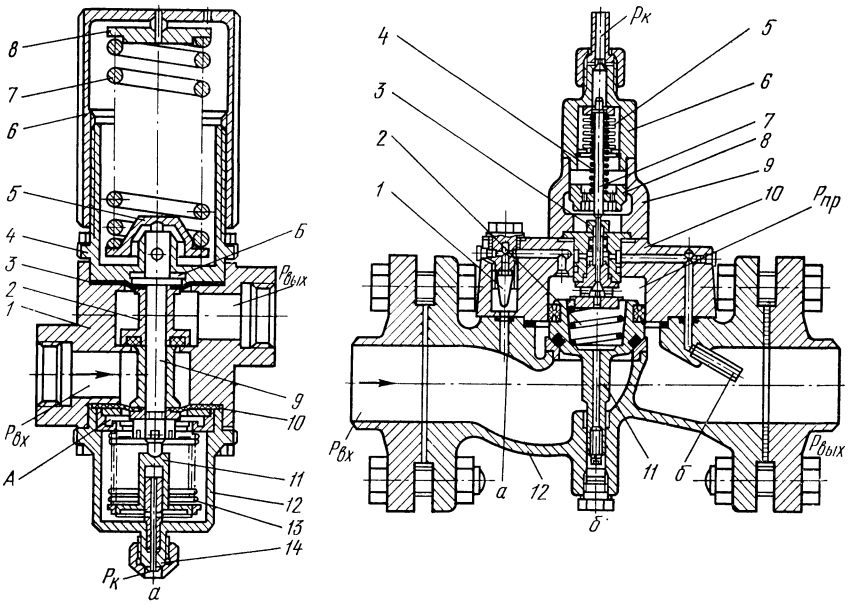


Рис. 101. Водорегуляторы прямого *(а)* и непрямого *(б)* действия

внутренние полости прибора от внешней среды. При этом в полостях *А* и *Б* имеет место атмосферное давление $p_а$. Если эффективные площади мембран равны $F_{м_1}$ и $F_{м_2}$, то можно написать условие равновесия подвижной системы:

$$p_{вх}F_{м_2} + p_{вых}F_к + p_аF_{м_1} + P_{пр} = p_{вх}F_к + p_{вых}F_{м_1} + p_аF_{м_2} + p_кF_с,$$

где $F_к$ и $F_с$ — эффективные площади клапана и сильфона; $p_{пр}$ — упругое усилие, развиваемое пружиной и сильфоном; $p_к$ — давление конденсации.

Полагая, что $F_{м_1} = F_{м_2} = F_м$, упрощают уравнение.

Тогда получают

$$(p_{вх} - p_{вых})(F_м - F_к) + P_{пр} - p_кF_с = 0. \qquad (51)$$

Из выражения (51) видно, что если эффективные площади мембран и клапана сделать равными, т. е. $F_м - F_к = 0$, то уравнение примет вид

$$P_{пр} - p_кF_с = 0.$$

Если усилие $P_{пр}$ заменить зависимостью силы пружины от хода

$$P_{пр} = P_{нач} + k\lambda,$$

где $P_{нач}$ — начальное натяжение пружины и сильфона: k — суммарная жесткость пружины и сильфона; λ — ход клапана,

то $P_{нач} + k\lambda - p_к F_с = 0$,
откуда ход клапана

$$\lambda = (p_к F_с - P_{нач})/k. \qquad (52)$$

Из выражения (52) следует, что при оговоренных условиях степень открытия клапана зависит от контролируемого давления $p_к$ и начального натяга пружины. В действительности условия равенства эффективных площадей выполняются только приближенно, и в реальных регуляторах величины давлений $p_{вх}$ и $p_{вых}$ влияют на работу регулятора.

Техническая характеристика водорегулятора прямого действия приведена ниже.

Диапазон настроек, кПа	500—1800
Неравномерность, кПа	200—400
Давление воды, кПа	50—800
Температура воды, °С	2—35

Коэффициент пропускной способности полностью открытого клапана:

$D_у$, мм	10	15	20	25	32	40	50
$K_{v\,max}$	0,65	1,6	2,5	4,1	6,7	10,3	16,6

Водорегулятор непрямого действия. Водорегулятор со встроенным пилотом показан на рис. 101, *б*.

Чувствительным элементом пилота является сильфон *5*, расположенный в коробке *6* и воспринимающий контролируемое давление конденсации. Перемещение днища сильфона через толкатель *7* передается штоку *3* клапана пилота. При увеличении давления клапан открывается.

На толкатель воздействует также настроечная пружина *4*, начальный натяг которой осуществляется гайкой *8*, выполняющей функции задатчика.

В зависимости от положения клапана пилота изменяется разность давлений, действующих на поршень *11* исполнительного механизма. Если этот клапан закрыт, то в полости над поршнем устанавливается давление $p_{вх}$. Это достигается потому, что полость над поршнем связана через канал *а* с входным патрубком регулятора. При открытии клапана пилота давление в полости над поршнем падает. Через канал *а*, клапан пилота и канал *б* устанавливается поток воды, давление которой уменьшается от $p_{вх}$ до $p_{вых}$. На выходе фильтра *1* находится калиброванная втулка, на которой возникает падение давления. Величина этого падения тем больше, чем больше расход, т. е. чем больше степень открытия клапана пилота. Следовательно,

при открытом клапане пилота на поршень действует разность давлений $\Delta p = p_{вх} - p_{пр}$ тем бо́льшая, чем больше давление конденсации отклоняется от заданного значения.

При $\Delta p = 0$ пружина *2* должна плотно перекрыть проход главного клапана. Нетрудно видеть, что при закрытом клапане пилота разность $\Delta p = 0$ независимо от $p_{вх}$.

Пилот является неотъемлемой частью регулятора и крепится к нему кронштейном *9*. Проточная часть регулятора смонтирована в корпусе *12* с крышкой *10*.

Пилотные регуляторы имеют неравномерность меньшую, чем регуляторы прямого действия. При этом коэффициенты пропускной способности для условных диаметров 65, 80 и 100 мм составляют соответственно 50, 80 и 120.

Глава X. ПРИБОРЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ И СИГНАЛИЗАЦИИ ТЕМПЕРАТУРЫ И РАЗНОСТИ ТЕМПЕРАТУР

Эти приборы представляют собой самый распространенный класс приборов автоматики. Он объединяет в себе приборы, различные по принципу действия и устройству. Эти приборы принято классифицировать по способам преобразования температуры, усиления сигналов и передачи воздействия на объект.

В технике известно большое количество способов преобразования температуры. В холодильных установках применяют приборы с первичными преобразователями температуры в виде манометрических термосистем и термопреобразователей электрического сопротивления.

В качестве усилителей используют механоэлектрические контактные системы, электронные и электромеханические релейные элементы, а также гидравлические или пневматические усилители, работающие от перепада давления рабочей среды.

Выходные устройства и регулирующие органы предназначены для позиционного или плавного воздействия на объекты.

В соответствии с этим в данной главе рассматриваются манометрические термореле, электронные регулирующие и сигнализирующие приборы, а также регуляторы температуры прямого и непрямого действия без подвода внешней энергии.

Кроме того, рассматриваются терморегулирующие вентили, представляющие собой регуляторы перегрева прямого и непрямого действия.

ПЕРВИЧНЫЕ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛИ ТЕМПЕРАТУРЫ

Манометрические термосистемы

Манометрической термосистемой называют преобразователь, в котором воспринимаемые изменения температуры последовательно преобразуются сначала в изменения давления, а затем в механические перемещения. Манометрические термосистемы бывают дистанционные и местные.

Дистанционная манометрическая термосистема состоит из чувствительного, упругого элементов и соединяющей их капиллярной трубки. В термосистеме (рис. 102, *а*) функции чувствительного элемента выполняет термобаллон *Тб*, воспринимающий окружающую его температуру $t_{окр}$.

Вещество, находящееся в термобаллоне, преобразует его температуру в давление $p_т$. Термобаллон с помощью капиллярной трубки $K_п$ сообщен с полостью упругого элемента *УЭ* (в данной схеме сильфона). С другой стороны на упругий элемент действует давление в термосистеме, а с другой — атмосферное давление $p_а$.

При изменении давления изменяется положение l толкателя, связанного с упругим элементом.

В местных манометрических термосистемах отсутствуют термобаллон и капиллярная трубка (рис. 102, *б*). В отличие от дистанционной в данной термосистеме функции чувствительного элемента выполняет сильфонная (или мембранная) коробка *СК*, которая вместе с упругим элементом образует полость. В эту полость помещают заполнитель, давление которого зависит от температуры.

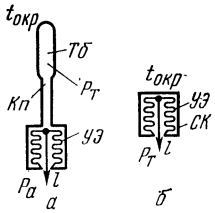


Рис. 102. Принципиальные схемы манометрических термосистем:
а — дистанционной; *б* — местной

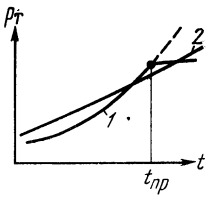


Рис. 103. Характеристики системы с паровым заполнением и дистанционной термосистемы

В зависимости от типа применяемого упругого элемента манометрические термосистемы делят на мембранные и сильфонные. Мембранные термосистемы более просты в изготовлении, имеют меньшую стоимость и позволяют получить более компактную конструкцию. Сильфонные термосистемы имеют зависимость величины перемещения от давления, близкую к линейной в широком диапазоне, обладают незначительным гистерезисом. Применение того или иного упругого элемента зависит от требований к прибору и технико-экономических соображений.

В зависимости от типа заполнителя различают системы с паровым, парожидкостным и адсорбционным заполнением.

В термосистему с паровым заполнением вводится насыщенный пар заполнителя (чаще всего одного из хладонов) при определенной температуре термобаллона, называемой предельной Работоспособность термосистемы обеспечивается при температурах ниже предельной, когда в ней конденсируется жидкость, и пар находится в насыщенном состоянии. Предельную температуру $t_{пр}$ выбирают так, чтобы она была выше наибольшей температуры пара. На рис. 103 (кривая *1*) показан вид зависимости давления $p_т$ в термосистеме от температуры t термобаллона. Температуры ниже $t_{пр}$ соответствуют области насыщенного пара, а температуры выше $t_{пр}$ — области перегретого пара. Преимуществами системы с паровым заполнением являются сравнительно малые размеры термобаллона, малая инерционность и ограничение давления в области высоких температур, что снижает требования к прочности упругого чувствительного элемента (сильфона или мембраны).

Недостаток дистанционной термосистемы с паровым заполнением состоит в том, что она работоспособна только при условии, что термобаллон (см.

рис. 102, *а*) имеет более низкую температуру, чем остальные части термосистемы. Между тем температура упругого элемента может оказаться ниже температуры термобаллона. Это приводит к конденсации заполнителя на упругом элементе и, как следствие, к потере чувствительности термосистемы к температуре $t_{окр}$. Несмотря на указанный недостаток, системы с паровым заполнением находят широкое распространение.

Система с парожидкостным заполнением отличается от системы с паровым заполнением увеличенным объемом термобаллона, составляющим не менее половины всего объема термосистемы. При этом в термосистему вводится жидкость, занимающая $^2/_3$ объема термобаллона. Такой способ заполнения обеспечивает работу термосистемы при любых соотношениях температур термобаллона и других частей термосистемы. Граница раздела жидкость — пар находится в термобаллоне, и, следовательно, давление в системе определяется температурой термобаллона. Основной недостаток термосистемы — повышенные требования к прочности упругого элемента, так как давление повышается с температурой практически неограниченно (см. пунктирный участок кривой *1* на рис. 103).

Система с адсорбционным заполнением характеризуется тем, что термобаллон заполняется твердым адсорбентом (активированным углем), а весь остальной объем — адсорбатом (углекислым газом).

Давление в ограниченном диапазоне приблизительно линейно зависит от температуры термобаллона.

На графике (см. рис. 103, кривая *2*) показан примерный вид зависимости давления от температуры для системы с адсорбционным заполнением. Расположение и наклон характеристики зависят от свободного объема системы и начального давления адсорбата (свободным объемом термосистемы является объем, не заполненный адсорбентом).

Чем больше отношение свободного объема к объему термосистемы, тем характеристика идет положе. Отсюда следует, что чем больше требуемая чувствительность термосистемы, тем больше по размерам термобаллон.

Увеличение начального давления газа при зарядке приводит к сдвигу характеристики влево.

Основные недостатки систем с адсорбционным заполнением — технологические трудности при их изготовлении и повышенная инерционность.

В настоящее время большое распространение получили термосистемы, заполненные смесями различных веществ. При изменении соотношения между содержанием отдельных компонентов добиваются требуемых статических характеристик термосистем.

Особую роль термосистемы этого типа играют в терморегулирующих вентилях.

Термопреобразователи электрического сопротивления

Термопреобразователем сопротивления (ТС) называют первичный преобразователь, электрическое сопротивление которого зависит от температуры. Различают термопреобразователи металлические и полупроводниковые.

Металлические ТС изготовляют из тонкой металлической проволоки, наматываемой на каркас и помещаемой в защитный кожух. Материалами для изготовления термопреобразователей сопротивления выбирают металлы с достаточно большими и стабильными температурными коэффициентами сопротивления (платину и медь). В соответствии с этим термопреобразователи сопротивления бывают платиновыми и медными (сокращенно ТСП и ТСМ).

Сопротивление термопреобразователя в первом приближении можно выразить уравнением

$$R_t = R_0(1 + \alpha t),$$

где R_t — сопротивление термопреобразователя при температуре t; R_0 — сопротивление при $t=0$ °С; α — температурный коэффициент сопротивления (для металлов $\alpha>0$).

Значения α для платины и меди составляют соответственно 3,97 и 4,26 1/°С.

Платиновые и медные термопреобразователи сопротивления выпускают в нескольких модификациях, называемых градуировками, которые различаются значением R_0. Наиболее распространенными являются следующие градуировки:

Платина	гр. 100П	$R_0 = 100$ Ом
Медь	гр. 100М	$R_0 = 100$ Ом

Точные значения сопротивления термопреобразователей при различных температурах приводятся в стандартных градуировочных таблицах.

Метрологические характеристики определяются классом термопреобразователя сопротивления. Платиновые термопреобразователи выпускаются I и II классов, медные — II и III классов. Классы различаются величинами допускаемых отклонений параметров от номинальных значений.

В табл. 11 приведены данные по допустимым отклонениям некоторых параметров.

Таблица 11

Допустимое отклонение	Класс I	Класс II	Класс III
R_0, %	±0,05	±0,1	±0,1
R_{100}/R_0	±0,0007	±0,001	±0,002

Примечание. R_{100} — номинальное сопротивление при $t = 100$ °С.

Динамические свойства термопреобразователей сопротивления выражаются показателем тепловой инерции (постоянной времени), в зависимости от которого различают термопреобразователи сопротивления с большой (БИ), средней (СИ) и малой (МИ) тепловой инерцией.

Показатель тепловой инерции не должен превышать следующих значений: БИ — 240 с, СИ — 80 с и МИ — 9 с.

Конструктивно термопреобразователи сопротивления выпускаются в погружном либо в воздушном исполнении. Термопреобразователи в погружном исполнении имеют кожух и присоединительные устройства, которые позволяют ввести чувствительный элемент термометра внутрь сосуда или трубы, находящихся под давлением. Термопреобразователи в воздушном исполнении приспособлены для размещения в помещениях либо на открытом воздухе.

Техническая характеристика термопреобразователей сопротивления типов ТСП 5071 и ТСМ 5071 приведена ниже.

Пределы измерений, °С	
ТСП	—20 ÷ +600
ТСМ	50 ÷ +150
Длина погружаемой части, мм	120—2000
Давление рабочей среды, МПа	0,4 и 6,4
Инерционность, с, не более	40
Материал защитной арматуры	08Х13 и 12Х18Н10Т

Термопреобразователь сопротивления представлен на рис. 104.

Полупроводниковые термопреобразователи сопротивления могут обладать отрицательным и положительным температурным коэффициентом сопротивления. Термопреобразователи с отрицательным температурным коэффициентом называют термисторами, а с положительным — позисторами.

Термисторы изготовляют двух типов: медно-марганцевые (ММТ) и кобальто-марганцевые (КМТ).

В зависимости от температуры сопротивление термистора, изменяемое экспоненциальному закону, можно вычислить по формуле

$$R_T = R_{20} e^{(B/T)-(B/293)},$$

где R_T — сопротивление термистора при данной температуре, Ом; R_{20} — номинальное сопротивление термистора при $t=20$ °С (293 К), Ом; B — постоянная величина для данного термистора; T — температура, К.

Постоянную величину B можно найти на основании экспериментальных данных по формуле

$$B = \frac{T_1 - T_2}{T_2 - T_1} \ln \frac{R_1}{R_2},$$

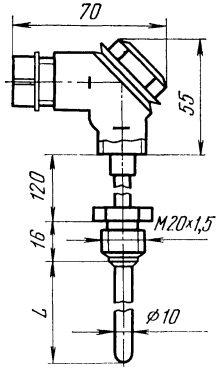


Рис. 104. Термопреобразователь сопротивления ТСП5071 и ТСМ5071

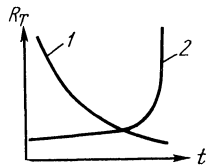


Рис. 105. Зависимость сопротивления от температуры

где величины с индексами 1 и 2 соответствуют двум температурным режимам. Для случая $T_1=293$ К, $T_2=373$ К

$$B = 1365 \ln R_{20}/R_{100}.$$

Термисторы обладают относительно высоким отрицательным температурным коэффициентом сопротивления (3—6 %/град), что позволяет получать на их базе приборы с высокой чувствительностью. Однако термисторы характеризуются нелинейной зависимостью сопротивления от температуры, вследствие чего шкалы приборов получаются неравномерными (рис. 105, кривая *1*). Кроме того, имеет место значительный разброс параметров по отношению к номинальным (допуск по номинальному сопротивлению до ±20 %, по величине B до ±17 %), затрудняющий взаимозаменяемость датчиков.

Иногда для спрямления характеристик, а также для получения взаимозаменяемых датчиков термисторы соединяют с постоянными сопротивлениями. При этом спрямление характеристик приводит к уменьшению чувствительности датчиков.

Позисторы также имеют существенно нелинейную зависимость сопротивления от температуры (рис. 105, кривая *2*), характеризующуюся резким увеличением сопротивления при некотором значении температуры. Такая характеристика позволяет получать релейный эффект как при использовании одного позистора, так и при последовательном включении нескольких. Приборы, в основе построения которых лежит этот принцип, можно применять, например, для подачи сигнала о повышении температуры в одном или нескольких местах контролируемого объекта.

МАНОМЕТРИЧЕСКИЕ ТЕРМОРЕЛЕ

Манометрическое термореле — это прибор, преобразующий изменение температуры в замыкание и размыкание электрической цепи. В качестве первичного преобразователя используется манометрическая термосистема. Термореле разделяют на дистанционные и местные.

В зависимости от назначения и конструкции чувствительные элементы реле бывают погружными и воздушными. Погружной чувствительный элемент позволяет контролировать температуру в трубопроводах или сосудах, находящихся под давлением. Воздушный чувствительный элемент устанавливается в помещениях. В некоторых случаях он имеет увеличенную поверхность (например, путем оребрения), обеспечивающую необходимое быстродействие реле.

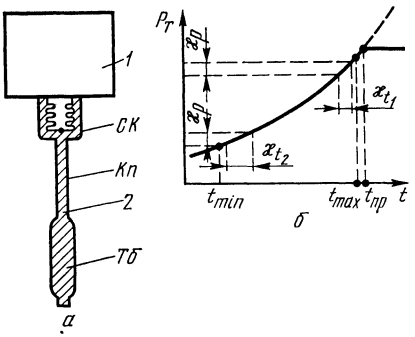


Рис. 106. Дистанционное манометрическое термореле:
а — принципиальная схема; *б* — зависимость давления в термосистеме

Основными параметрами термореле являются диапазон настроек, зона возврата и инерционность. Диапазон настроек обозначает область температур, в которой реле может выполнять свои функции. Диапазон ограничивается крайними значениями температур, указанными на шкале прибора. По зоне возврата, которая может быть регулируемой и нерегулируемой, можно определить разность температур, при которых происходит прямое и обратное срабатывание. Инерционность характеризует запаздывания, которые могут иметь место в работе реле. Эти запаздывания зависят от свойств чувствительного элемента и условий его работы. Инерционность принято оценивать показателем тепловой инерции (постоянной времени).

Дистанционное манометрическое термореле (рис. 106, *а*) представляет собой комбинацию одноблочного реле давления *1* и манометрической термосистемы *2*, состоящей из термобаллона *Тб*, капилляра *Кп* и сильфонной коробки *СК*.

Принципиальные схемы термореле и реле давления аналогичны. При этом в зависимости от требований могут применяться схемы реле низкого или высокого давления.

В холодильной технике наиболее часто применяют термореле с паровой и адсорбционной термосистемами.

Особенность реле с паровой термосистемой вытекает из характеристики термосистемы (рис. 106, *б*). Из-за нелинейности

кривой $p_т = f(t)$ шкала настройки реле неравномерная. По мере снижения контролируемой температуры зона возврата реле увеличивается. Это происходит из-за того, что с понижением температуры уменьшается чувствительность термосистемы, а следовательно, и всего реле. Если принять, что зона возврата реле давления, входящего в состав реле температуры, равна $\varkappa_p$, то в области высоких температур (t_{max}) она соответствует зоне $\varkappa_{t_1}$, а в области низких температур (t_{min}) — $\varkappa_{t_2}$. Видно, что $\varkappa_{t_1} < \varkappa_{t_2}$. Температура $t_{пр}$ соответствует предельной, при которой весь заполнитель превращается в пар.

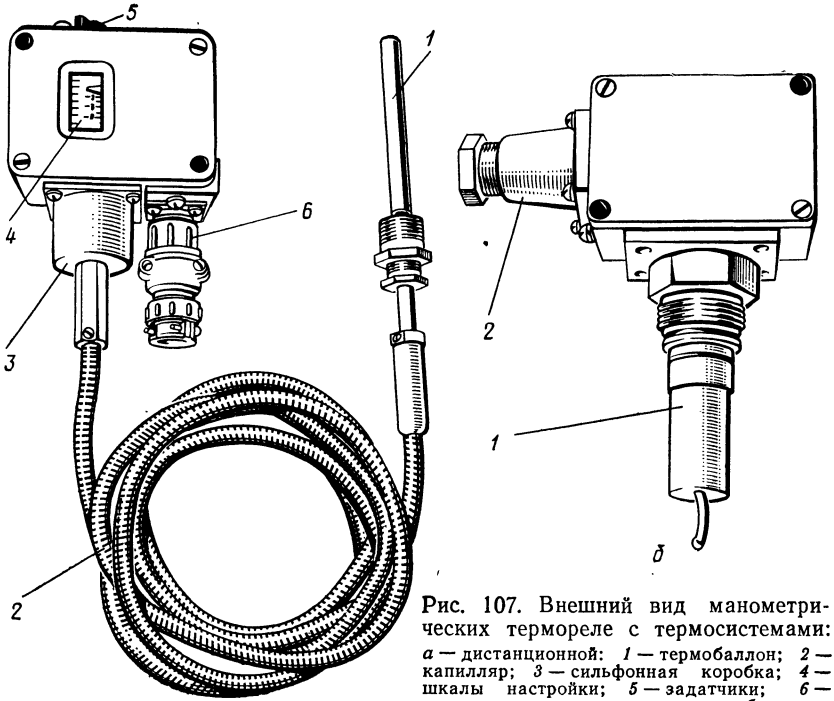


Рис. 107. Внешний вид манометрических термореле с термосистемами: *а* — дистанционной: *1* — термобаллон; *2* — капилляр; *3* — сильфонная коробка; *4* — шкалы настройки; *5* — задатчики; *6* — ввод электрических проводов; *б* — местной: *1* — термобаллон; *2* — ввод электрических проводов

Шкала настройки реле с адсорбционной термосистемой более равномерная.

Реле с адсорбционной термосистемой допускают работу при любом соотношении температур термобаллона и корпуса, в то время как реле с паровой термосистемой работают только при условии, что термобаллон холоднее корпуса. Следует также иметь в виду, что реле с адсорбционной термосистемой имеют бо́льшую инерционность, чем с паровой.

Местные термореле отличаются от дистанционных отсутствием капилляра: термобаллон жестко соединен с корпусом прибора.

Тип	Исполнение	Диапазон настройки, °С	
		температуры срабатывания	зоны возврата
ТР-1-02Х	Обыкновенное	—20 ÷ +10	2,5÷6 *
ТР-ОМ5-00	Исполнение ОМ, категория 5, ГОСТ 15150—69 Пригоден для помещений класса В1-б	—60 ÷ —30	2,5÷6 *
ТР-ОМ5-01		—35 ÷ —5	2,5÷6 *
ТР-ОМ5-02		—20 ÷ +10	2,5÷6 *
ТР-ОМ5-03		5÷35	2,5÷6 *
ТР-ОМ5-04		30÷60	2,5÷6 *
ТР-ОМ5-06		55÷85	3,0 **
ТР-ОМ5-08		75÷100	3,0 **
ТР-ОМ5-09		60÷160	16 **
ТР-1ВМ-02	Взрывозащищенные для категорий РВ и В2Т1	—20 ÷ +10	2,5÷8 *
ТР-1ВМ-03		5÷35	2,5÷6 *
Т35В-2-011-1	Исполнение B_1, категории 2 и 5, ГОСТ 15150—69	—50 ÷ +50	6 *
Т35В-2-011-2		—50 ÷ +50	6 **
Т35В-2-021-1		—50 ÷ +70	6 *
Т35В-2-021-2		—30 ÷ +70	6 **
Т35В-2-031-1		0÷100	6 *
Т35В-2-031-2		0÷100	6 **
Т35В-2-041-1		70÷170	6 *
Т35В-2-041-2		70÷170	6 **

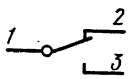
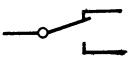
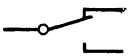
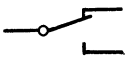
* Зона возврата направлена в сторону повышения температуры.
** Зона возврата направлена в сторону понижения температуры.

В табл. 12 приведены основные технические данные манометрических термореле, а на рис. 107 — их внешний вид.

ЭЛЕКТРОННЫЕ РЕГУЛИРУЮЩИЕ И СИГНАЛИЗИРУЮЩИЕ ПРИБОРЫ

В приборах этого класса используют первичные термопреобразователи сопротивления и электронные усилители. Все приборы имеют двух- или трехпозиционное выходное устройство. Однако вследствие внешних или внутренних обратных связей

Таблица 12

Дистанционность (длина капилляра), м	Разрывная мощность контактов: постоянный ток напряжением 220 В, Вт	Разрывная мощность контактов: переменный ток напряжением 220 В, В·А	Схема контакта	Габаритные размеры, мм	Масса, кг
0,6 или 3	30	300		117×85×61	0,8
1,5; 2,5; 4,0	60	300		160×104×68	2,2
1,5; 2,5; 4 0	60	300		160×104×68	2,2
1,5; 2,5; 4,0	60	300		160×104×68	2,2
1,5; 2,5; 4,0	60	300		160×104×68	2,2
1,5; 2,5; 4,0	60	300		160×104×68	2,2
1,5; 2,5; 4,0	60	300		160×104×68	2,2
1,5; 2,5; 4,0	60	300		160×104×68	2,2
1,5; 2,5; 4,0	60	300		160×104×68	2,2
3,0	60	300		250×160×105	3,2
3,0	60	300		250×160×105	3,2
0	30	500		155×130×36 (в том числе высота термобаллона 65 мм)	0,5
0	30	500		То же	0,5
0	30	500		»	0,5
0	30	500		»	0,5
0	30	500		»	0,5
0	30	500		»	0,5
0	30	500		»	0,5
0	30	500		»	0,5

некоторые из приборов приспособлены для работы с исполнительными механизмами постоянной скорости и могут реализовать П- или ПИ-закон регулирования.

Все приборы построены на полупроводниковых элементах и современных элементах микроэлектроники.

Электронные приборы можно разделить на одноканальные, одноканальные с дополнительным каналом по току и многоканальные.

Одноканальные приборы типа РТ. Их подразделяют в зависимости от входной величины на приборы регулирования и сигнализации температуры и разности температур; в зависимости

от вида выходных сигналов на приборы с двух- и трехпозиционным выходным устройством; в зависимости от реализуемого закона регулирования на позиционные и пропорциональные.

Приборам присвоены следующие обозначения:

	Прибор регулирования и сигнализации температуры	Прибор регулирования и сигнализации разности температур
Двухпозиционные	РТ-2	РРТ-2
Трехпозиционные	РТ-3	РРТ-3
Пропорциональные	РТ-П	РРТ-П

Схемы (рис. 108) иллюстрируют принцип построения электронных приборов типа РТ. Общим для всех приборов ЭП является применение мостовой схемы преобразования. Так, в измерительный мост (рис. 108, *а*) входят четыре резистора: $R_т$ — термопреобразователь сопротивления, $R_з$ — задатчик, R_1 и R_2 — балластные резисторы.

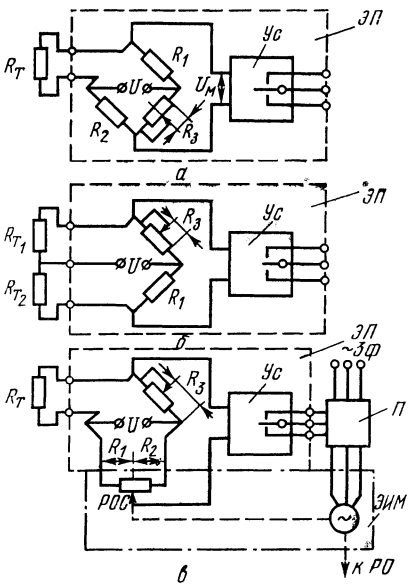


Рис. 108. Упрощенные принципиальные схемы электронных приборов:
а — двух- и трехпозиционный прибор; *б* — двух- и трехпозиционный прибор для регулирования и сигнализации разности температур; *в* — пропорциональный регулятор температуры

Известно, что при условии $R_1R_2=R_тR_з$ измерительный мост находится в равновесии, т. е. независимо от величины питающего напряжения U напряжение на выходе этого моста $U_м=0$.

Если величина сопротивления резистора $R_т$ отклоняется от равновесной величины, на выходе измерительного моста появляется напряжение, причем его фаза (или знак при постоянном напряжении) зависит от направления рассогласования. Это напряжение подается в усилитель *Ус*, и при условии превышения порога срабатывания одна из выходных цепей замыкается. При отклонении величины сопротивления резистора $R_т$ в обратную сторону замыкается другая цепь (в приборах с двухпозиционным выходным устройством имеется цепь только одного направления). Из условия равновесия моста видно, что при изменении положения движка задатчика изменяется равновесная температура резистора $R_т$, т. е. изменяется уставка прибора.

Выходное устройство показано условно в виде контакта. Реальные приборы выпускаются с контактным и бесконтактным выходами. В последнем случае управление выходными цепями

осуществляется выходным устройством на полупроводниковых элементах.

На схеме (рис. 108, *б*) показан прибор для регулирования и сигнализации разности температур. Чувствительными элементами являются два термопреобразователя сопротивления $R_{т1}$ и $R_{т2}$. Условие равновесия моста: $R_{т1}R_1 = R_{т2}R_3$. Если представить $R_{т2} = R_{т1} + \Delta R_т$, то условие равновесия можно записать в следующем виде: $R_{т1}(R_1 - R_3) = \Delta R_т R_3$, откуда следует, что условие равновесия моста зависит от разности сопротивлений, а следовательно, и от разности температур, воспринимаемых термопреобразователями сопротивления.

Прибор, в котором реализуется пропорциональный закон регулирования (рис. 108, *в*), предназначен для работы с исполнительным механизмом постоянной скорости *ЭИМ*, снабженным реостатом обратной связи *РОС*. Этот реостат включен в измерительный мост. Условие равновесия запишется в виде

$$R_1 R_3 = R_т R_2, \text{ или } R_т/R_3 = R_1/R_2.$$

Это значит, что каждому значению температуры соответствует определенное соотношение между сопротивлениями правой и левой частей реостата обратной связи, т. е. определенное положение исполнительного механизма постоянной скорости, а следовательно, и регулирующего органа *РО*. При линейной зависимости угла поворота исполнительного механизма постоянной скорости от отклонения температуры реализуется пропорциональный закон регулирования.

В табл. 13 и 14 приводится техническая характеристика приборов типа РТ, а внешний вид — на рис. 109.

К одноканальным относят также электронный прибор ТРЭ-2 для защиты обмоток электродвигателя от перегрева. В основном его применяют для встроенных электродвигателей герметичных и бессальниковых компрессоров.

Принципиальная схема защиты с применением прибора ТРЭ-2 показана на рис. 110, *а*. В обмотки *1*, *2* и *3* статора при его изготовлении встраиваются позисторы $Пт_1$, $Пт_2$ и $Пт_3$, которые соединяются последовательно. Два провода от позисторов выводятся из электродвигателя *Д* и присоединяются к прибору *ЭП*, который имеет двухпозиционный выход, размыкающий цепь защиты *АЗ* при повышении температуры.

Температуру срабатывания определяют по графику (рис. 110, *б*). Кривая $R_{пт}$ показывает зависимость сопротивления одного позистора от температуры. Примем, что t_1 — предельная температура срабатывания. Могут быть три случая.

Первый случай — разогрев обмотки одной фазы. Температуры двух позисторов находятся в нормальных пределах, и их сопротивления равны $R_н$, а одного — повышена. Суммарное сопротивление трех последовательно соединенных позисторов должно вызвать срабатывание прибора, т. е. $R_{ср} = R_{t_1} + 2R_н$.

Тип	Зона нечувствительности, °С	Зона возврата		Зона пропорциональности, °С	Гистерезис, % от зоны пропорциональности	Цена деления задатчика, °С
		°С	% от зоны нечувствительности			
РТ-2	—	0,5÷10	—	—	—	2
РРТ-2	—	0,2÷2	—	—	—	1
РТ-3	0,5÷10	—	15—35	—	—	2
РРТ-3	0,5÷10	—	15—35	—	—	1
РТ-П	—	—	—	1,5—5	Не более 30	2
РРТ-П	—	—	—	2	То же	1

Это сопротивление и вводится в прибор как заданная величина.

Второй случай — прибор настроен на величину $R_{ср}$, и при этом две фазы перегреваются, а одна находится при нормальной температуре. Рабочую точку следует искать на удвоенной кривой $2R_{пт}$, она расположена на величину $R_н$ ниже, чем $R_{ср}$. Следовательно, в этом случае срабатывание произойдет при t_2.

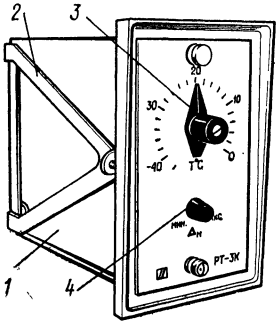


Рис. 109. Внешний вид электронного прибора типа РТ:

1 — корпус; *2* — кронштейн для крепления; *3* — ручка задатчика температуры; *4* — ручка регулирования зоны нечувствительности либо зоны возврата

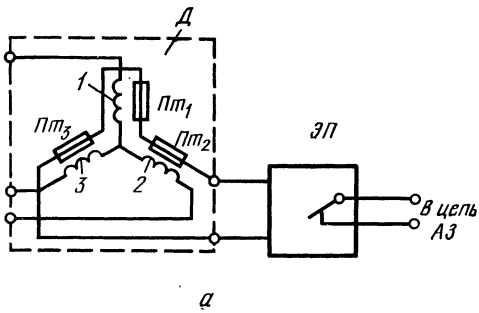
Таблица 14

Прибор регулирования и сигнализации	Диапазоны настройки, °С
Температуры	—100 ÷ 0
	—50 ÷ +50
	+50 ÷ +150
	+100 ÷ +200
	—20 ÷ +20
	+20 ÷ +60
	—40 ÷ 0
	—40 ÷ +180
	60—100
	80—120
	0—40
Разности температур	0—10

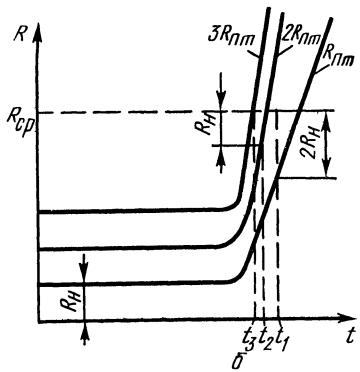
Третий случай — при той же настройке перегреваются все три фазы статора. Тогда рабочую точку находят на суммарной утроенной кривой $3R_{пт}$, причем точка срабатывания лежит на пересечении ее с линией $R=R_{ср}$, что соответствует температуре t_3.

Таблица 13

Коммутируемый переменный ток 50 Гц, 220 В, А		Коммутируемый постоянный ток в контактном варианте, А	Напряжение питания от сети 50 Гц, В	Габаритные размеры, мм
контактный вариант	бесконтактный вариант			
Не более 2,5	Не более 2	Не более 0,2	127 и 220	120×160×295
То же	То же	То же	127 и 220	120×160×295
»	»	»	127 и 220	120×160×295
»	»	«	127 и 220	120×160×295
»	»	»	127 и 220	120×160×295
»	»	»	127 и 220	120×160×295



а



б

Рис. 110. Электронный прибор ТРЭ-2 для защиты обмоток электродвигателя от перегрева:

а — схема включения позистора; *б* — график для определения температуры срабатывания

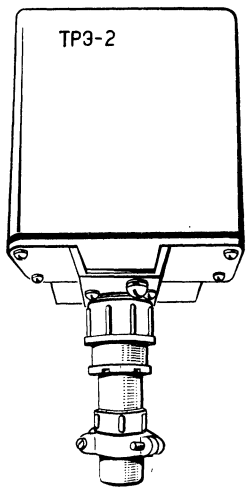


Рис. 111. Общий вид электронного прибора ТРЭ-2

Таким образом, если выдержано условие $3R_н < R_{ср}$, то при любом сочетании нагретых и нормальных фаз прибор обеспечивает срабатывание защиты в зоне температур $t_1 \geqslant t_{ср} \geqslant t_з$.

Техническая характеристика электронного прибора ТРЭ-2 приведена ниже, а внешний вид — на рис. 111.

Тип применяемого позистора	СТ14-1
Температура срабатывания, °С	105 или 130
Мощность коммутируемой цепи с напряжением 50 Гц, 220 В, В·А	300
Длина линии от датчиков до прибора, м	Не более 10
Потребляемая мощность от сети 220 В, В·А	8
Габаритные размеры, мм	92×180×65
Масса, кг	0,85

Приборы с дополнительным каналом по току типа РТ-ПИ. Эти приборы предназначены для управления регулирующими органами винтовых и центробежных компрессоров. Основной канал действует от термопреобразователя сопротивления, воспринимающего регулируемую температуру, а дополнительный — от трансформатора тока, включенного в цепь питания электродвигателя компрессора. Оба канала реализуют ПИ-закон регулирования при использовании исполнительного механизма постоянной скорости. По устройству, внешнему виду и размерам этот прибор аналогичен прибору РД-ПИ с тем отличием, что вместо первичного преобразователя давления и блока измерений давления применены соответственно термопреобразователь сопротивления и блок измерения температур. Техническая характеристика прибора РТ-ПИ приведена ниже.

Диапазон настройки температуры, °С	
РТ-ПИ-01, РТ-ПИ-03	—40 ÷ 0
РТ-ПИ-02, РТ-ПИ-04	—20 ÷ +20
Тип термообразователя сопротивления	
РТ-ПИ-01, РТ-ПИ-02	ТСП
РТ-ПИ-03, РТ-ПИ-04	ТСМ
Зона нечувствительности основного канала, °С	0,5
Цена деления шкалы установок, °С	2
Линия присоединения термопреобразователя сопротивления	Трехпроводная, длина до 300 м, сопротивление провода до 5 Ом

Многоканальные приборы. Их применяют для регулирования и сигнализации температуры в установках с большим числом объектов.

К многоканальным устройствам относят машину централизованного контроля и регулирования типа М-4, которая предназначена для двухпозиционного регулирования, сигнализации, измерения и регистрации температуры в установках с числом точек до 240.

Принцип действия машины поясняется функциональной схемой (рис. 112). Первичные преобразователи температуры — термопреобразователи сопротивления (их количество n) присоединяются к машине через узел согласования входных сигналов *УВС*. В нем каждому термопреобразователю сопротивления соответствует мостовая схема с постоянным набором балластных резисторов. С помощью узла согласования входных сигналов отклонения контролируемых значений температуры

преобразуются в напряжения небаланса соответствующих мостов. Таким образом, на выходе узла согласования входных сигналов имеют место небольшие напряжения постоянного тока. Эти напряжения подводятся к коммутатору сигналов низкого уровня *КНУ*. С его помощью происходит последовательное обегание точек контроля и присоединение их к той части машины, где формируются воздействия на объекты регулирования.

Режим работы коммутатора сигналов низкого уровня определяется системой управления, состоящей из синхронизатора *Сх* и релейного распределителя *РР*. Синхронизатор генерирует последовательность импульсов, задающих темп работы машины, а релейный распределитель обеспечивает последовательный переход с точки на точку под управлением этих импульсов.

К выходу коммутатора сигналов низкого уровня присоединяется блок задания уставок *БЗ*, работающий совместно с наборным полем *НП*.

Блок задания уставок создает некоторое напряжение, которое включается последовательно и навстречу напряжению от узла согласования входных сигналов. Если напряжение в блоке задания уставок равно напряжению от узла согласования входных сигналов, то напряжение на выходе блока равно нулю. Если эти напряжения различаются, то на выходе блока задания уставок появляется напряжение отклонения, величина которого пропорциональна отклонению температуры от заданной, а знак указывает на направление отклонения.

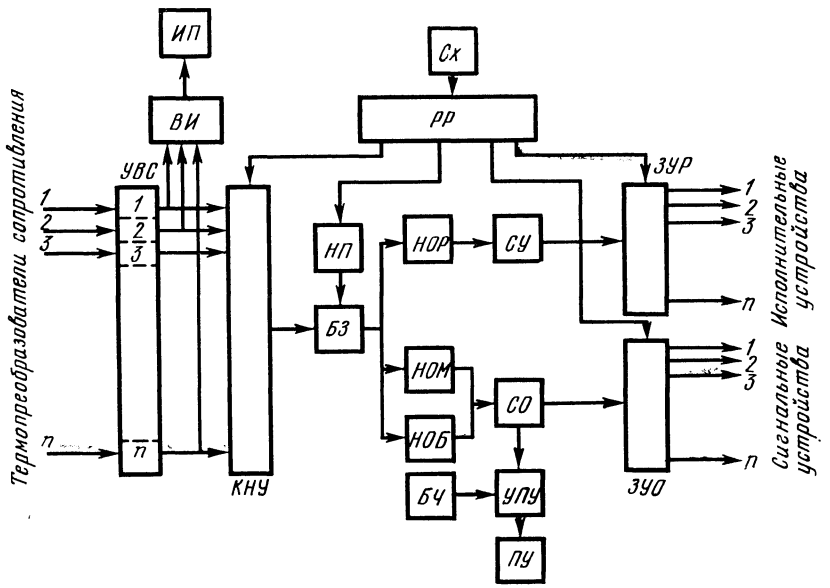


Рис. 112. Функциональная схема машины централизованного контроля и регулирования типа М-4

С помощью наборного поля оператор вводит в машину заданные значения температур (уставки) для каждой точки индивидуально. Подключение соответствующей ячейки наборного поля к блоку задания уставок происходит с помощью релейного распределителя, что обеспечивает соответствие между положением коммутатора сигналов низкого уровня и подключенной ячейкой наборного поля.

Таким образом, при подключении к одному из входов блока задания уставок k-го термометра сопротивления к другому входу этого блока подключается k-я ячейка наборного поля.

Сигнал отклонения с выхода блока задания уставок подводится к нуль-органу регулирования *НОР*, предназначенному для усиления напряжения небаланса и выдачи сигнала соответствующих величины и знака.

Усиленный сигнал от нуль-органа регулирования воздействует на схему управления регулированием *СУ* и преобразуется в двухпозиционный сигнал. Этот сигнал подается в запоминающие устройства регулирования *ЗУР*, введение которых обусловлено необходимостью удержания регулирующего органа в необходимом положении на время, пока машина обегает остальные точки. Так, если речь идет о регулировании температур в камерах холодильника, то управление передается на соответствующие электромагнитные вентили. Если машина обнаруживает в одной из камер отклонение температуры вверх, то при очередном цикле обегания вентиль этой камеры будет открыт и должен оставаться открытым и далее, когда машина будет работать с другими точками. Вентиль закрывается в один из циклов обегания, когда нуль-орган регулирования зафиксирует отклонение температуры вниз.

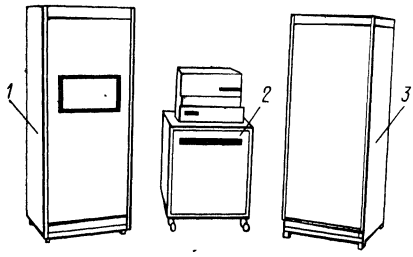


Рис. 113. Внешний вид машины централизованного контроля и регулирования типа М-4:
1 — шкаф с центральными устройствами; *2* — тумба с печатающим устройством; *3* — шкаф с устройствами ввода и вывода

В запоминающем устройстве регулирования имеются ячейки для каждой точки регулирования. Подключение необходимой ячейки к схемам управления осуществляет релейный распределитель.

Сигналы в двухпозиционном коде: больше — меньше или открыт — закрыт, от запоминающего устройства регулирования направляются непосредственно к двухпозиционным исполнительным устройствам.

Рассмотренное прохождение сигнала имеет место в основной ветви — ветви регулирования. Кроме того, предусмотрена до-

полнительная ветвь для сигнализации и регистрации отклонений температур от заданных значений. В нее входят два нуль-органа: *НОМ* (меньше) и *НОБ* (больше), схема отклонений *СО* и запоминающие устройства регулирования. Если при очередном цикле будет обнаружено отклонение температуры за установленные пределы, то один из нуль-органов регулирования выдает соответствующий сигнал, который будет найден схемой отклонения и передан через запоминающее устройство регулирования к внешним сигнальным устройствам. В этой же ветви предусмотрена автоматическая регистрация отклонений на бумаге с помощью печатающего устройства *ПУ*. При обнаружении отклонения схема управления печатающим устройством *УПУ* запускает печатающее устройство, которое воспроизводит на бумаге номер точки, время регистрации (от блока часов *БЧ*) и характер отклонения (больше или меньше).

Машина позволяет измерять температуры в любой точке регулирования по вызову оператора без нарушения работы. Напряжения с выхода узла согласования входных сигналов подводятся к схеме вызова *ВИ*. С ее помощью оператор может подключить любую точку к измерительному прибору *ИП*, отградуированному непосредственно в градусах.

Техническая характеристика машины М-4 приведена ниже.

Тип термопреобразователя сопротивления	ТСП, ТСМ
Диапазоны регулирования и измерения, °С	$-50 \div +50$ $-50 \div +100$ $0 \div 100$
Продолжительность обегания, с на точку	0,2
Количество уставок на одну точку	3
Число точек регулирования	60, 120, 180 и 240
Погрешность срабатывания, % от диапазона	$\pm 1{,}5$
Дискретность уставок, %	
регулирования	1
отклонения	2
Питание машины от однофазной сети 50 Гц с напряжением, В	220
Потребляемая мощность, кВ·А	1

Конструктивно машина выполняется в виде шкафов и тумбы с печатающим устройством (рис. 113). Машины на 60 и 120 точек состоят из одного шкафа с центральными устройствами, тумбы с печатающим устройством и одного шкафа с устройствами ввода и вывода сигнала. Машины на 180 и 240 точек имеют дополнительный шкаф ввода и вывода (три шкафа и тумба).

Габаритные размеры и масса приведены ниже.

	Габаритные размеры, мм	Масса, кг
Шкаф с центральными устройствами	700×650×1600	315
Тумба с печатающим устройством	615×650×980	100
Шкаф с устройствами ввода и вывода	615×650×1600	160

РЕГУЛЯТОРЫ ТЕМПЕРАТУРЫ ПРЯМОГО И НЕПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ БЕЗ ПОДВОДА ВНЕШНЕЙ ЭНЕРГИИ

Такие регуляторы предназначены для пропорционального регулирования температуры путем изменения расхода рабочей среды, протекающей через регулирующий орган (клапан). Регуляторы выполняются в виде единого изделия, включающего в себя все элементы, либо в виде двух отдельных частей — пилота и исполнительного устройства.

В качестве первичных преобразователей регуляторов применяют манометрические термосистемы, различающиеся лишь конструктивным исполнением и видом заполнителя.

В зависимости от назначения регуляторы подразделяют на дроссельные, через регулирующий орган которых протекает жидкий или парообразный хладагент, и регуляторы общего назначения, через клапаны которых проходят другие рабочие среды (вода, рассол, водяной пар и т. д.).

Дроссельные регуляторы температуры

Их назначение — поддержание температуры в месте размещения термочувствительного элемента путем изменения расхода холодильного агента (жидкого или парообразного).

По конструкции эти регуляторы могут быть прямого и непрямого действия (пилотные).

Термосистема регулятора температуры прямого действия (рис. 114, *а*) состоит из термобаллона *11*, сильфонной коробки *5* и соединительного капилляра *6*. Снаружи на сильфон *7* действует давление заполнителя, а изнутри — атмосферное давление.

Поток рабочей среды через фильтр подводится к седлу *2* клапана *8* и далее через канал отводится к выходу из регулятора. Сверху к штоку *3* клапана приложена сила, развиваемая сильфоном, а снизу — сила сжатия настроечной пружины *9*, начальный натяг которой осуществляется винтом *10* задатчика. Внутренняя полость регулятора изолируется от окружающей среды сильфонами *1* и *4*, имеющими приблизительно одинаковую эффективную площадь, в результате чего уменьшается влияние давления на настройку регулятора. В зависимости от условий работы регулятора заполнение термосистемы аналогично заполнению рассмотренных выше манометрических термореле.

Давление в термосистеме зависит от температуры термобаллона. При ее повышении сильфон, сжимаясь, преодолевает сопротивление пружины. Его днище, перемещаясь вниз, через шток воздействует на клапан, который увеличивает проход в седле. Наоборот, при понижении температуры клапан прикрывается.

В регуляторе непрямого действия (пилотном) в качестве управляющего устройства (пилота) может использоваться регу-

лятор температуры прямого действия. Исполнительное устройство пилотного регулятора рассмотрено ранее (см. рис. 83).

На рис. 114, *б* показан вариант пилотного регулятора, состоящего из исполнительного устройства *ИУ* и пилота *П*.

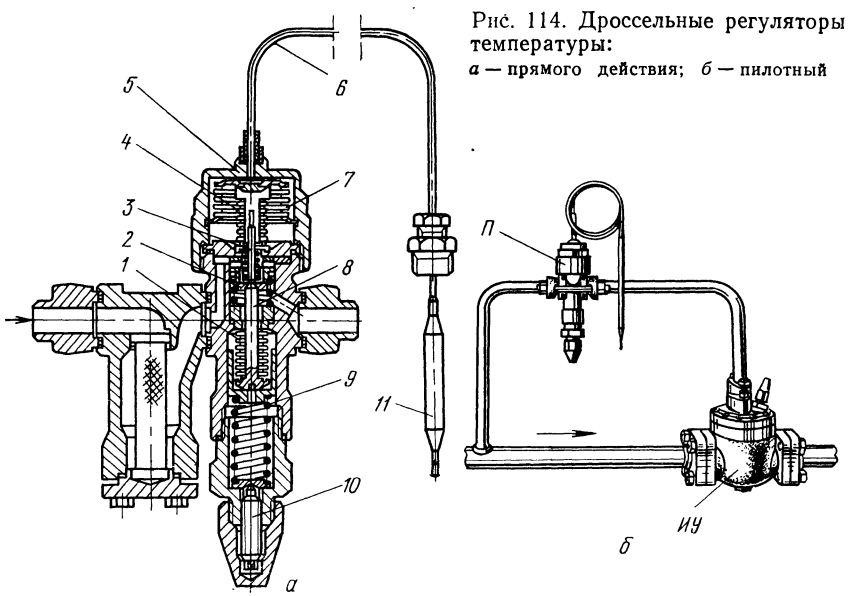


Рис. 114. Дроссельные регуляторы температуры:
а — прямого действия; *б* — пилотный

Техническая характеристика дроссельных регуляторов температуры типа РТ-ДЗ приведена ниже.

Диаметр условного прохода регулятора, мм	
прямого действия	15, 20, 25
пилотного	32, 40, 50, 65
Диапазон настроек, °С	−10 ÷ +20
Неравномерность, °С, не более	3
Длина капилляра, м	3
Рабочие среды	Хладоны, аммиак
Закон регулирования	Пропорциональный

Регуляторы температуры общего назначения

Регуляторы температуры общего назначения бывают прямого и непрямого действия.

На рис. 115, *а* приведен габаритный чертеж регулятора прямого действия типа РТ.

Главной особенностью этих регуляторов является жидкостная термосистема, состоящая из термобаллона *1*, капилляра *5* и исполнительной части *4*. Термосистема герметична и полно-

стью заполнена рабочей жидкостью. В результате изменения температуры термобаллона изменяется объем жидкости, заполняющей упругий элемент исполнительной части. Так, при повышении температуры общий объем жидкости увеличивается, что приводит к увеличению объема жидкости в исполнительной части, удлинению упругого элемента и перемещению штока клапана вниз.

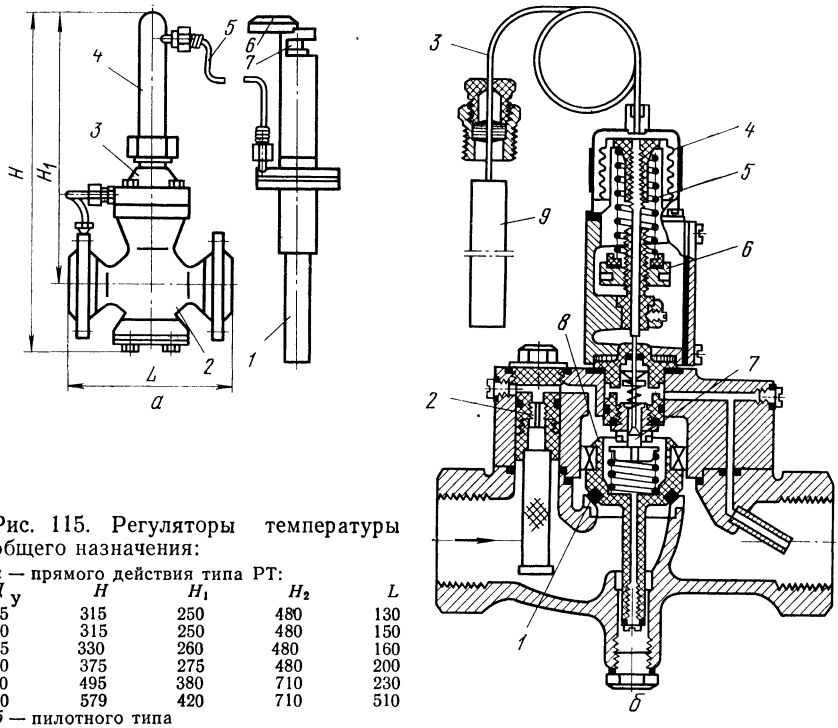


Рис. 115. Регуляторы температуры общего назначения:

а — прямого действия типа РТ:

$Д_у$	H	H_1	H_2	L
15	315	250	480	130
20	315	250	480	150
25	330	260	480	160
40	375	275	480	200
50	495	380	710	230
80	579	420	710	510

б — пилотного типа

В верхней части термобаллона размещен задатчик регулятора *7*. При вращении задатчика изменяется натяг пружины, действующей на упругий элемент термобаллона. Задатчик снабжен шкалой настройки *6*.

Исполнительная часть термосистемы закрепляется на крышке *3*, которая в свою очередь соединяется с корпусом *2* регулирующего органа.

Регуляторы выпускаются с прямым или обратным клапаном. В первом случае клапан открывается при понижении температуры, т. е. регулятор предназначен для нагревающей системы. Во втором случае клапан открывается при повышении температуры, такой регулятор применяют для системы охлаждения.

Техническая характеристика регуляторов приведена ниже.

Предел настройки, °С	20÷60, 40÷80; 60÷100, 80÷120, 100÷140, 120÷160, 140÷180
Зона пропорциональности, °С	10
Погрешность уставки, °С, не более	±3
Нечувствительность, °С, не более	1
Условное давление регулирующего органа, МПа	
D_y 15, 20, 25, 40, 50 мм	1,0
D_y 80 мм	0,6
Максимальный перепад давления на регулирующем органе, МПа	
D_y 15, 20, 25, 40, 50 мм	0,6
D_y 80 мм	0,4

Коэффициент пропускной способности регуляторов типа РТ:

D_y, мм	15	20	25	40	50	80
K_V	2,5	4,0	6,0	16,0	25,0	60,0

На рис. 115, *б* в качестве примера показано устройство регулятора температуры непрямого действия (пилотного типа), предназначенного для пропуска охлаждающей среды, т. е. его клапан открывается при повышении регулируемой температуры.

Термосистема, состоящая из баллона *9*, капилляра *3* и сильфона *4*, приводит в действие вспомогательный клапан *7*. При открытии этого клапана давление в полости над поршнем *8* уменьшается вследствие падения давления во входном дросселе *2* (рабочая среда через этот дроссель, вспомогательный клапан и сверления в крышке регулятора сбрасывается в выходной патрубок). В результате действия разности давлений к поршню прикладывается сила, направленная вверх и вызывающая перемещение поршня, а вместе с ним и главного клапана *1*. Ход этого клапана и расход через него приблизительно пропорциональны изменению температуры и ходу вспомогательного клапана.

Для настройки регулятора используют задатчик *6*, положение которого определяет натяжение пружины *5*.

Регуляторы такого типа могут изготовляться практически любого диаметра условного прохода (до 100—200 мм). При этом может быть достигнута неравномерность порядка 2—4 °С.

ТЕРМОРЕГУЛИРУЮЩИЕ ВЕНТИЛИ (РЕГУЛЯТОРЫ ПЕРЕГРЕВА)

Терморегулирующий вентиль (ТРВ) представляет собой регулятор разности температур с манометрической термосистемой. Автоматическое питание испарителя с помощью ТРВ рассмотрено в главе IV. Клапан ТРВ изменяет расход хладагента

в зависимости от перегрева пара: подача увеличивается с повышением перегрева и уменьшается с его понижением. Перегрев воспринимается регулятором как разность температур кипения хладагента и выходящего из испарителя пара. При этом температура кипения измеряется косвенно по соответствующему давлению, а температура пара преобразовывается в давление внутри манометрической термосистемы.

ТРВ бывают прямого и непрямого действия (пилотные). ТРВ прямого действия обеспечивают холодопроизводительность (пропускная способность) по хладону до 100—150 кВт, а пилотные — бóльшую холодопроизводительность.

Кроме того, вентили подразделяют по виду манометрической термосистемы и способу отбора давления кипения. По виду манометрической термосистемы ТРВ разделяют в зависимости от типа чувствительного элемента (на ТРВ с дистанционной и со встроенной термосистемой), от вида упругого элемента (на мембранные и сильфонные), от типа заполнителя (на ТРВ с паровым, парожидкостным и адсорбционным заполнением). По способу отбора давления кипения ТРВ бывают с внутренним и внешним отбором.

ТРВ с дистанционной термосистемой применяют в большинстве случаев. Чувствительный элемент термосистемы представляет собой термобаллон, соединенный с корпусом прибора капиллярной трубкой длиной до 5 м. Это позволяет крепить термобаллон к паровому трубопроводу на некотором расстоянии от места размещения самого ТРВ.

ТРВ со встроенной термосистемой не имеет термобаллона. Функции чувствительного элемента выполняет сильфон, обтекаемый выходящим из испарителя паром. В связи с этим ТРВ должен монтироваться так, чтобы к нему подходили не только жидкостные, но и паровые трубопроводы.

От вида упругого элемента термосистемы зависят масса, габаритные размеры и стоимость ТРВ. Более экономичным является мембранный элемент.

Тип заполнителя термосистемы в значительной степени определяет характеристику ТРВ как автоматического регулятора. Основные вопросы, касающиеся заполнителей, рассмотрены в начале главы X.

Применительно к ТРВ заполнители подразделяют на прямые (параллельные) и перекрестные. При прямом заполнении в термосистему вводят хладагент, на котором работает машина, либо вещество с аналогичной зависимостью давления от температуры. При перекрестном заполнении в термосистему вводят вещество, характеристика которого пересекается в одной или двух точках с характеристикой хладагента.

Парожидкостные перекрестные заполнители не имеют тех недостатков, которые свойственны паровым и парожидкостным системам с прямым заполнением.

Выбор способа отбора давления кипения зависит от гидравлического сопротивления испарителя и подводящих трубопроводов. ТРВ с внутренним отбором давления кипения применяют в тех случаях, когда падение давления между прибором и выходом из испарителя невелико и не вызывает заметных погрешностей при измерении перегрева. Во всех остальных случаях применяют приборы с внешним отбором давления.

Работа ТРВ с внутренним и внешним отбором поясняется схемами (рис. 116).

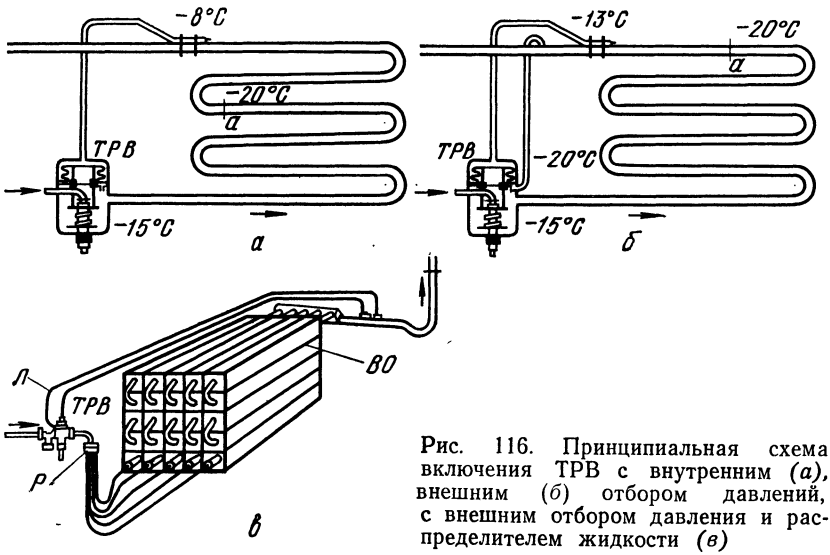


Рис. 116. Принципиальная схема включения ТРВ с внутренним (*а*), внешним (*б*) отбором давлений, с внешним отбором давления и распределителем жидкости (*в*)

В ТРВ с внутренним отбором внутрь сильфона подводится давление непосредственно после клапана (рис. 116, *а*). Снаружи на сильфон действует давление термосистемы. Если ТРВ настроен на перегрев 7 °С и давление соответствует температуре −15 °С, то при заданной настройке температура на выходе из испарителя будет −15+7=−8 °С. В результате гидравлического сопротивления испарителя давление по ходу жидкости понижается, и в точке *а*, где находится условная граница раздела жидкость — пар, давление соответствует температуре −20 °С, а действительный перегрев пара в испарителе составляет

$$\vartheta = -8-(-20) = 12\ ^\circ\text{C}.$$

В ТРВ с внешним отбором (рис. 116, *б*) давление внутрь сильфона подается через специальную линию непосредственно с выхода испарителя. Вследствие применения специальных сальников давление после клапана ТРВ на сильфон не влияет.

Если принять давление на выходе ТРВ соответствующим температуре — 15°С, то при настройке 7 °С и температуре кипения —20 °С температура пара на выходе из испарителя будет —13 °С. Точка *а*, где находится условная граница раздела жидкость — пар, приблизится к выходу, и, следовательно, эффективность работы испарителя повысится.

Внешний отбор давления приобретает большое значение в случае питания многошланговых воздухоохладителей через распределители жидкости (рис. 116, *в*). Воздухоохладитель *ВО* получает питание от *ТРВ* через распределитель жидкости *Р* типа «паук». Для равномерной подачи хладона во все шланги воздухоохладителя необходимо, чтобы в трубках распределителя был значительный перепад давления (до 0,1—0,2 МПа). Линию внешнего отбора *Л* присоединяют к выходной трубке воздухоохладителя. При использовании распределителя жидкости внутренний отбор давления привел бы к значительным потерям охлаждающей поверхности.

В настоящее время основными типами ТРВ являются регуляторы с дистанционным термобаллоном и мембранным упругим элементом.

Весь диапазон пропускных способностей перекрывается четырьмя базовыми конструкциями ТРВ. Базовая конструкция

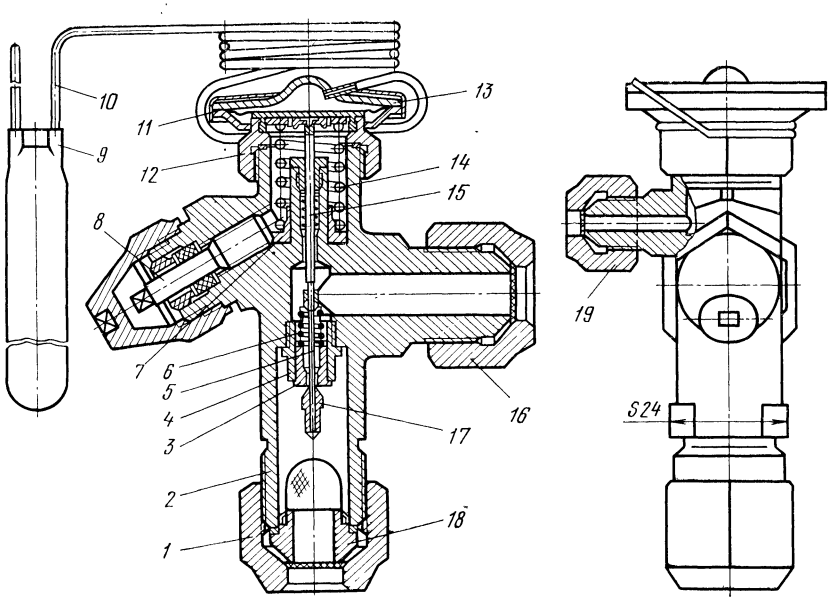


Рис. 117. Терморегулирующий вентиль прямого действия первой базы

Таблица 15

Хладагент	Диапазон температур кипения, °С	Характеристика ТРВ по базам			
		первая	вторая	третья	четвертая
R12	—30 ÷ +10	12ТРВ-1 12ТРВ-1,6 12ТРВ-2,5 12ТРВ-4 12ТРВ-6,3 12ТРВ-10	12ТРВ-16 12ТРВ-25 12ТРВ-40 12ТРВ-63	12ТРВ-100	12ТРВ-160
R22	—20 ÷ +20	22ТРВ-1 22ТРВ-1,6 22ТРВ-2,5 22ТРВ-4 22ТРВ-6,3 22ТРВ-10	22ТРВ-16 22ТРВ-25 22ТРВ-40 22ТРВ-63	22ТРВ-100 22ТРВ-160	22ТРВ-250 22ТРВ-400 22ТРВ-630 22ТРВ-1000 22ТРВ-1600
	—50 ÷ —10	22ТРВВ-1 22ТРВВ-1,6 22ТРВВ-2,5 22ТРВВ-4,0 22ТРВВ-6,3 22ТРВВ-10	22ТРВВ-16 22ТРВВ-25 22ТРВВ-40 22ТРВВ-63	22ТРВВ-100 22ТРВВ-160	22ТРВВ-250 22ТРВВ-400 22ТРВВ-630
	—80 ÷ —50	22ТРВН-1 22ТРВН-1,6 22ТРВН-2,5 22ТРВН-4,0 22ТРВН-6,3	22ТРВН-16 22ТРВН-25 22ТРВН-40 22ТРВН-63	22ТРВН-100 22ТРВН-160	
R502	—60 ÷ —20	502ТРВВ-1 502ТРВВ-1,6 502ТРВВ-2,5 502ТРВВ-4 502ТРВВ-6,3 502ТРВВ-10	502ТРВВ-16 502ТРВВ-25 502ТРВВ-40 502ТРВВ-63	502ТРВВ-100 502ТРВВ-160	

Примечание. Число в обозначении ТРВ указывает на номинальную пропускную способность в тыс. ккал/ч.

характеризуется общим корпусом и соответствующим внутренним устройством. В табл. 15 приведены основные данные по четырем базам.

Устройство ТРВ первой базы приведено на рис. 117. В корпусе *2* регулятора имеются два резьбовых патрубка: входной с накидной гайкой *1* и выходной с гайкой *16*. Во входной патрубок встроен фильтр *18* с конической втулкой. Патрубки предназначены для соединения с медными трубами методом конической развальцовки.

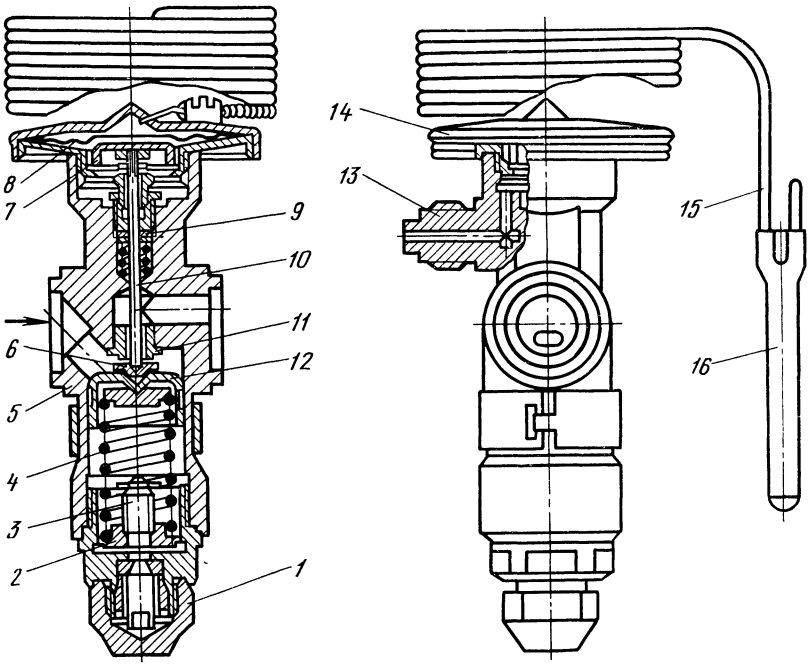


Рис. 118. Терморегулирующий вентиль прямого действия второй базы

К верхней части корпуса на резьбе присоединена термосистема *12*, состоящая из мембранной коробки *13* с мембраной *11*, термобаллона *9* и капилляра *10*.

Усилие от мембраны передается на настроечную пружину *14* и шток *15*.

Начальное натяжение пружины устанавливается наклонным винтом *8* задатчика, воздействующим на скользящую втулку *7*. Винт, упираясь в нижний корпус втулки, при вворачивании перемещает ее вверх.

Шток *15* проходит через уплотняющую втулку и передает усилие штоку *5*, на нижнем конце которого укреплен клапан *17*. При работе клапан изменяет рабочее сечение седла *3*.

Узел клапана собран в корпусе *4*, внутри которого имеется пружина *6*, обеспечивающая контакт между обоими штоками.

Подмембранная полость присоединяется через штуцер с накидной гайкой *19* к линии внешнего отбора давления (уравнительной линии).

При увеличении давления в термосистеме или уменьшении давления кипения, что соответствует увеличению перегрева пара в испарителе, мембрана прогибается вниз, в результате чего приоткрывается клапан и увеличивается расход хладагента в испаритель.

Таким образом, данный ТРВ относят к регуляторам прямого действия. Основной особенностью данной конструктивной базы ТРВ является наличие сменного узла клапана (вставки). Поэтому все типоразмеры ТРВ данной базы имеют одинаковые корпус, термосистему и элементы присоединения. Отличие состоит лишь во вставках, которые имеют различные размеры седел и клапанов.

Конструкция ТРВ второй базы показана на рис. 118. Это также регулятор прямого действия. Мембрана *8* находится под воздействием двух давлений: сверху на нее воздействует давление в термосистеме, состоящей из термобаллона *16*, соединительного капилляра *15* и мембранной коробки *14*, а снизу — давление кипения, подводимое через штуцер *13* (внешний отбор давления кипения). Усилие от мембраны через упор *7* передается штоку *10* и далее клапану *6*. Снизу через стакан *12* к клапану прикладывается сила, развиваемая пружиной *4*. Начальный натяг пружины создается гайкой *2* при вращении винта *3* задатчика.

При изменении воспринимаемого ТРВ перегрева клапан *6* перемещается вверх или вниз, в результате чего изменяется поток хладагента, проходящего через сопло *11*. Сальник *9*, уплотняющий шток, предотвращает попадание хладагента из выходного отверстия в полость под мембраной. Детали ТРВ смонтированы в корпусе *5*. Головка винта задатчика закрыта крышкой *1*.

Терморегулирующие вентили третьей базы (рис. 119) выполнены также по принципу регуляторов прямого действия. Однако для уменьшения сил, передаваемых от клапана к упругому элементу, в данной конструкции применена частично разгруженная клапанная группа, представляющая собой сдвоенный клапан.

Принцип действия и основные элементы конструкции ТРВ второй и третьей баз аналогичны.

Клапан имеет верхний и нижний конуса. Верхний конус перекрывает отверстие *а* седла, нижний — отверстие *б*. Оба конуса открывают отверстия при движении клапана вниз. К ним подводится жидкость высокого давления. После дросселирования парожидкостная смесь из отверстия *б* направляется

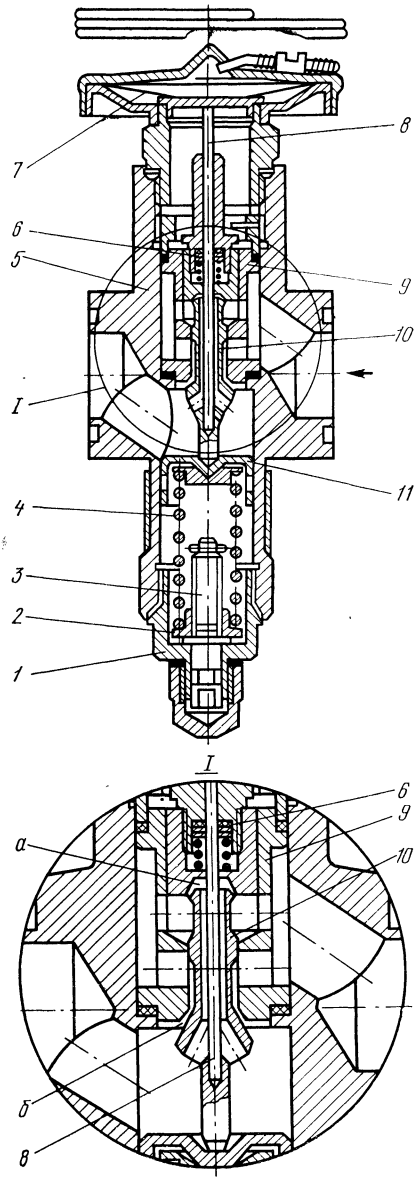


Рис. 119. Терморегулирующий вентиль третьей базы:

1 — штуцер; *2* — гайка ходовая; *3* — винт настройки; *4* — пружина; *5* — корпус; *6* — сальник; *7* — мембрана; *8* — толкатель; *9* — седло; *10* — клапан; *11* — стакан

непосредственно к выходному патрубку вентиля, а из отверстия *а* — через кольцевой зазор между толкателем *8* и клапаном *10* и далее к выходу.

Нетрудно видеть, что силы, возникающие в результате действия давления жидкости на клапан, в верхнем и нижнем конусах направлены в противоположные стороны, что обеспечивает частичную разгрузку клапана и уменьшение нагрузки на термосистему. В результате этого в ТРВ второй и третьей баз используют одну и ту же термосистему.

Терморегулирующие вентили четвертой базы — это регуляторы непрямого действия без подвода внешней энергии (пилотные). Такой ТРВ состоит из управляющего устройства, или пилота, и исполнительного устройства.

В качестве пилота используют небольшой ТРВ прямого действия, например, первой базы. Устройство ТРВ четвертой базы показано на рис. 120, *а*.

В верхней части регулятора установлен пилот *5*, который присоединен к крышке *7* исполнительного устройства с помощью гайки *6*. В корпусе *8* смонтирован механизм исполнительного устройства, состоящий из стакана *10*, поршня *3*, клапана *1* и седла *11*.

Схема присоединения пилотного ТРВ к испарителю показана на рис. 120, *б*. Жидкий хладагент от конденсатора поступает по линии *I* к входу ТРВ. Пар из испари-

теля *И* отсасывается компрессором по линии *II*. Термобаллон *Тб* и линия отбора давления *III* присоединяются к выходу испарителя таким же образом, как и в других типах ТРВ. Дополнительно вводится линия *IV* сброса хладагента из пилота. При

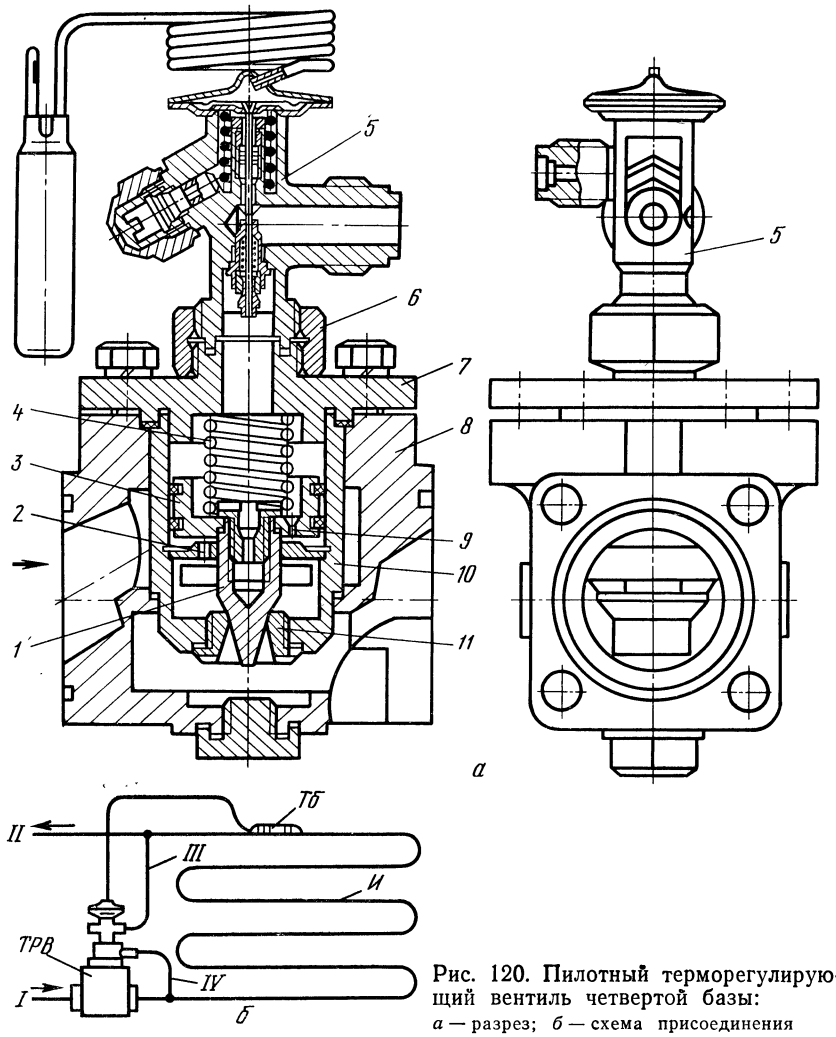


Рис. 120. Пилотный терморегулирующий вентиль четвертой базы:
а — разрез; *б* — схема присоединения

малом перегреве пара в испарителе клапан пилота закрыт (см. рис. 120, *а*). Хладагент с входа ТРВ через окна в стакане, отверстие *2* в направляющей и калиброванное отверстие *9* заполняет полость над поршнем *3*. При этом разность давлений над и под поршнем равна нулю. Под действием пружины *4* поршень

опускается вниз. Клапан, прижимаясь к седлу разностью давлений конденсации и кипения, перекрывает его.

С увеличением перегрева клапан пилота открывается и хладагент из надпоршневой полости сбрасывается в испаритель. В результате устанавливается некоторый расход хладагента через калиброванное отверстие *9* и клапан пилота. Из-за падения давления на калиброванном отверстии давление над поршнем понижается, причем тем больше, чем больше открыт клапан пилота. Сила, образующаяся вследствие разности давлений, преодолевает усилие на клапане и сопротивление пружины *4* и открывает проход в седле. Ход основного клапана приблизительно пропорционален перегреву, воспринимаемому термосистемой.

Рассмотренная конструкция предусматривает комплектование различных по размерам исполнительных устройств одним типоразмером пилота.

Техническая характеристика ТРВ (относится ко всем базам) приведена ниже.

Диапазон настроек перегрева, °С	2—8
Номинальная неравномерность, °С	4—6
Гистерезис, °С	1—1,5
Отношение максимальной пропускной способности к номинальной [1]	1,1—1,5
Масса ТРВ баз, кг	
первой	0,7
второй	2,3
третьей	3,6
четвертой	3,8

[1] Номинальная пропускная способность измеряется при номинальной неравномерности.

Все ТРВ, предназначенные для хладонов, снабжаются термосистемами с перекрестным заполнителем, который представляет собой смесь легкокипящей жидкости с неконденсирующимся газом. Термосистемы для различных хладагентов отличаются друг от друга содержанием неконденсирующейся добавки.

Кроме рассмотренных выше ТРВ для хладонов выпускается ограниченное количество ТРВ для аммиака: ТРВА-10, ТРВА-20, ТРВА-40, ТРВА-80, ТРВА-100 (числа указывают на номинальную пропускную способность в тыс. ккал/ч). Вентили работают при температурах кипения от —40 до 0 °С.

Некоторые зарубежные фирмы кроме ТРВ с дистанционным термочувствительным элементом выпускают ТРВ с встроенным термочувствительным элементом. Такие ТРВ применяют чаще всего в низкотемпературных установках, в которых особенно ощущается вредное влияние окружающей среды на термобаллон.

Термосистема вентиля представляет собой сильфон *10* (рис. 121). Пар рабочего хладагента заполняет полость, обра-

зованную сильфоном и крышкой *9*. В нижнее днище сильфона встроен упор *7*, выполняющий функции толкателя при работе сильфона, а также ограничителя при сильном сжатии. Сильфон заполняется через запаиваемый отросток *8*.

Полость, в которой размещается сильфон, присоединяется к выходной линии из испарителя и всасывающей линии компрессора двумя штуцерами *6*. Таким образом, сильфон оказывается под воздействием температуры и давления проходящего

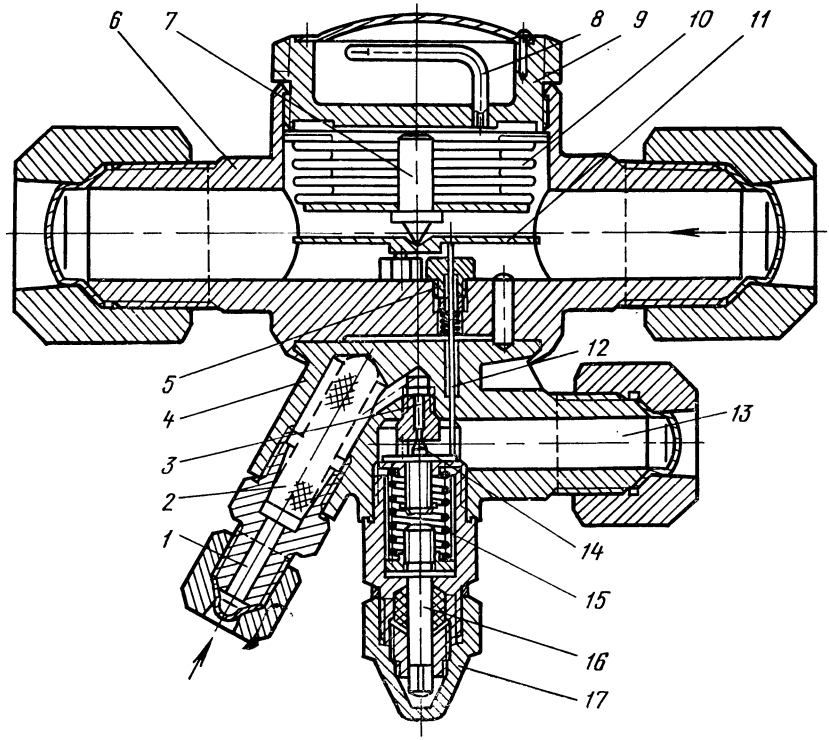


Рис. 121. Устройство ТРВ с встроенным термочувствительным элементом

пара, т. е. выполняет функции термобаллона и упругого элемента, причем эквивалентно вентилю с внешним отбором давления кипения.

Сила, развиваемая сильфоном, передается через упор *7*, тарелку *11*, штоки *12*, уплотненные сальником *5*, к клапану *14*, на который снизу действует пружина *15*. К штуцеру *1* подводится жидкий хладагент от конденсатора, штуцер *13* присоединяется к входу испарителя. Дросселирование происходит в отверстии седла *3*. В нижней части *4* корпуса находятся также фильтр *2* и уплотненный сальником *17* винт *16* задатчика.

Достоинствами рассмотренной конструктивной схемы являются следующие: отсутствие капилляра и термобаллона, которое приводит к повышению надежности прибора, уменьшению подогрева внешней средой и инерционности термосистемы, исключению конденсации заполнителя вне термочувствительного элемента, а также отсутствие линии внешнего отбора давлений, что упрощает монтаж.

К недостаткам относят некоторое усложнение монтажа данного ТРВ: его необходимо присоединять не только к входу, но и к выходу испарителя.

Глава XI. ПРИБОРЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ И СИГНАЛИЗАЦИИ УРОВНЯ

В некоторых сосудах и аппаратах холодильных установок имеет место граница между жидкой и паровой фазами хладагента, а также между другими жидкостями и воздухом.

В данной главе рассматриваются приборы и устройства, позволяющие регулировать и сигнализировать уровень жидкой фазы. Уровень жидкого хладагента можно использовать в качестве показателя заполнения некоторых типов испарителей. Поэтому регуляторы и сигнализаторы уровня в основном применяют для автоматического питания и защиты испарителей и других аппаратов с кипением хладагента.

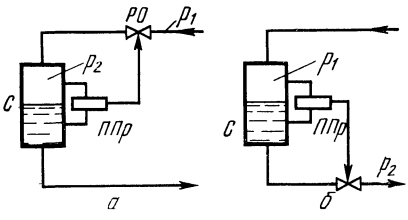


Рис. 122. Схема приточного (*а*) и отточного (*б*) регулятора уровня

К приборам регулирования и сигнализации уровня, применяемым в холодильной технике, относят реле уровня, т. е. приборы с позиционными (релейными) характеристиками (они используются в схемах двухпозиционного регулирования, сигнализации и защиты), регуляторы уровня прямого и непрямого действия без подвода внешней энергии (они могут иметь плавные и позиционные характеристики), а также регуляторы непрямого действия с подводом внешней энергии, в частности, пневматические.

Встречаются два основных вида регуляторов уровня: приточные и отточные. В приточном регуляторе, или регуляторе низкого давления (рис. 122, *а*), регулирующий орган *РО* устанавливают на линии притока жидкости в сосуд *С*, а первичный преобразователь *ППр* находится под давлением p_2 ($p_2 < p_1$). В отточном регуляторе, или регуляторе высокого давления (рис. 122, *б*), регулирующий орган расположен на линии оттока жидкости из сосуда, а первичный преобразователь работает под давлением p_1.

РЕЛЕ УРОВНЯ

Применяемые в холодильной технике реле уровня чаще всего выполняются на основе первичных электрических преобразователей и электронных усилителей. Первичные преобразователи могут строиться на различных принципах, однако наиболее распространены поплавковые индуктивные преобразователи. В качестве усилителей передающих преобразователей используют схемы на полупроводниковых и интегральных элементах с контактным или бесконтактным выходным устройством.

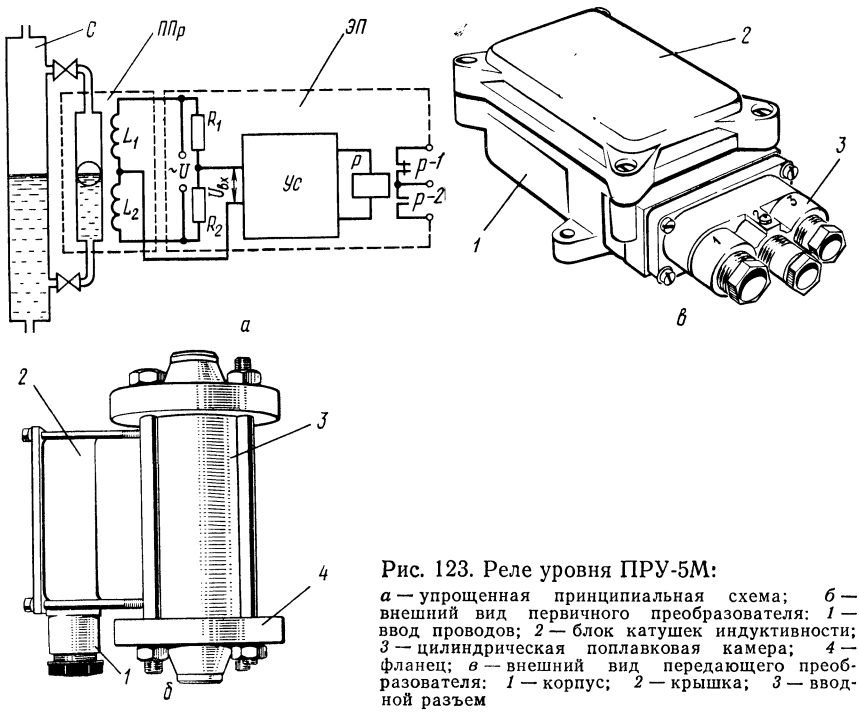


Рис. 123. Реле уровня ПРУ-5М:

а — упрощенная принципиальная схема; *б* — внешний вид первичного преобразователя: *1* — ввод проводов; *2* — блок катушек индуктивности; *3* — цилиндрическая поплавковая камера; *4* — фланец; *в* — внешний вид передающего преобразователя: *1* — корпус; *2* — крышка; *3* — вводной разъем

Устройство реле уровня рассмотрим на примере прибора ПРУ-5М (рис. 123, *а*).

Первичный преобразователь *ППр* представляет собой цилиндрическую поплавковую камеру с жидкостным и паровым патрубками. С помощью патрубков первичный преобразователь присоединяется к сосуду или аппарату *С*, в котором контролируется уровень жидкости.

В камере находится сферический поплавок из стали, который обладает необходимой плавучестью в рабочей среде. Положение поплавка точно соответствует уровню жидкости в сосуде.

Корпус цилиндрической поплавковой камеры выполнен из немагнитного материала, например нержавеющей стали, вследствие чего катушки индуктивности L_1 и L_2, помещенные на внешней поверхности камеры, оказываются магнитно связанными с поплавком. Это означает, что их индуктивность зависит от положения поплавка: при высоком положении поплавка увеличивается индуктивность катушки L_1, при низком — катушки L_2.

Катушки индуктивности включаются в четырехплечий мост с резисторами R_1 и R_2, питание которого осуществляется переменным током напряжением U порядка нескольких вольт. В среднем положении поплавка мост уравновешен и входное напряжение $U_{вх}$ усилителя *Ус* равно нулю. При любом отклонении поплавка от среднего положения к усилителю подводится напряжение небаланса.

Электронный усилитель устроен так, что выходное электромагнитное реле *Р* может срабатывать при повышении уровня (прямое включение первичного преобразователя) или при его понижении (инверсное включение).

На выходе имеются замыкающие и размыкающие контакты, которые используются для управления исполнительными и сигнальными устройствами.

Реле уровня состоит из первичного преобразователя *ППр*, включающего поплавковую камеру и катушки индуктивности (рис. 123, *б*), и передающего преобразователя (электронного прибора) *ЭП*, содержащего элементы моста, усилитель, выходное реле и устройство питания (рис. 123, *в*).

Техническая характеристика реле уровня ПРУ-5М приведена ниже.

Рабочие среды	Аммиак, хладоны, масло, вода
Максимальное давление рабочей среды, МПа	2,1
Рабочий диапазон температур рабочей среды, °С	
аммиак, хладоны	—50 ÷ +50
вода, масло	0—85
Зона возврата, мм	35±15
Погрешность срабатывания относительно номинального уровня, мм	±5
Напряжение питания от сети 50 Гц, В	220 и 380
Потребляемая мощность, Вт	10
Коммутационная способность выходных контактов в цепи постоянного тока индуктивностью 2 Гн	
ток, А	0,2—5
напряжение, В	10—220
мощность, Вт	Не более 50
в цепи переменного тока	
ток, А	0,2—5
напряжение, В	20—380
мощность, В·А	Не более 500

Габаритные размеры преобразователей, мм	
первичного	90×135×180
передающего	152×90×295
Масса преобразователя, кг	
первичного	2,7
передающего	2,5

РЕГУЛЯТОРЫ УРОВНЯ ПРЯМОГО И НЕПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ БЕЗ ПОДВОДА ВНЕШНЕЙ ЭНЕРГИИ

Эти регуляторы различают по типу первичного преобразователя. Наиболее распространены поплавковые регуляторы. Реже встречаются другие преобразователи, в частности температурного типа.

Простейший поплавковый регулятор уровня прямого действия показан на рис. 124. Это регулятор высокого давления (отточного типа) и предназначен для удаления жидкого хладагента из конденсатора, охлаждающих батарей при оттаивании и других аппаратов. Регулятор уровня дросселирует хладагент, разделяя стороны высокого и низкого давления и создавая надежный гидравлический затвор.

В поплавковой камере *10*, имеющей съемную крышку *4*, помещен поплавок *9*, который тягой *8* соединен с противовесом *5*, закрепленным шпилькой *6* на тяге *8*. В свою очередь тяга *8* соединена осью *7* со штоком *3* клапана *1*, закрывающего выход из поплавковой камеры. В обвод клапана установлена трубка *2* для отвода газа, которая препятствует образованию газового «мешка».

Сконденсировавшаяся жидкость подается к правому штуцеру и по мере накопления отводится через клапан в нижнюю трубу, соединенную с дренажным трубопроводом.

Поплавковые регуляторы уровня прямого действия обычно рассчитаны на сравнительно небольшую пропускную способность (до 500 л/ч).

Разновидностью регулятора уровня прямого действия является регулятор низкого давления с температурным преобразователем (рис. 125, *а*).

Регулятор состоит из первичного преобразователя *ППр* и терморегулирующего вентиля, который выполняет функцию исполнительного устройства. Первичный преобразователь содержит термобаллон *3*, заключенный в защитный чехол *4*, который предотвращает попадание на термобаллон капель кипящей жидкости. В термобаллоне смонтирован маломощный электронагреватель, провода *1* к которому вводятся через сальник *2*. Нагреватель питается постоянным или переменным током напряжением 24 В. Устройство терморегулирующего вентиля не отличается от устройства других ТРВ, рассмотренных в главе X.

Работа регулятора низкого давления с температурным преобразователем основана на различии коэффициентов теплоот-

дачи подогретого термобаллона при погружении его в пар или жидкость.

На схеме (рис. 125, *б*) показан вариант присоединения регулятора к кожухотрубному испарителю *И*. Сосуд *С*, в который вводят первичный преобразователь *ППр*, сообщается с испарителем через жидкостную и паровую линии *I* и *II*.

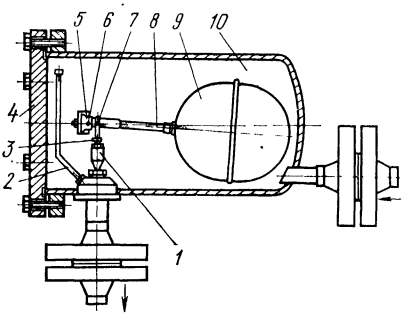


Рис. 124. Поплавковый регулятор уровня прямого действия

К входу регулятора *Р* подключается линия *III* от конденсатора. Линия внешнего отбора давления *IV* присоединяется к трубе после регулятора.

Прибор настраивают таким образом, что при отключенном нагревателе термобаллона и уровне жидкости ниже термобаллона вентиль закрывается. После этого включают нагреватель.

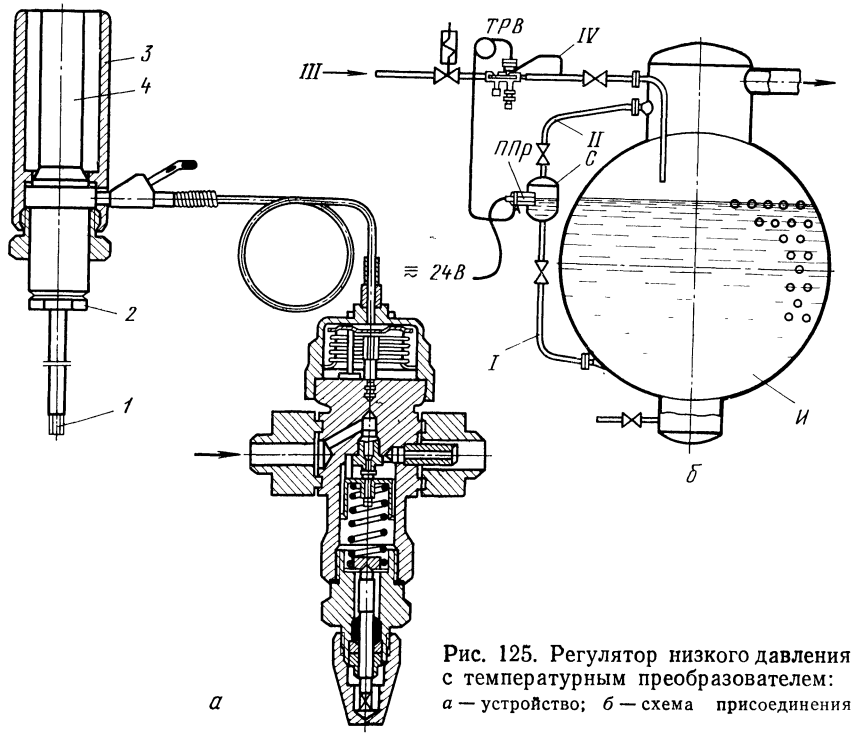


Рис. 125. Регулятор низкого давления с температурным преобразователем: *а* — устройство; *б* — схема присоединения

Температура термобаллона, а следовательно, и давление внутри термосистемы зависят от соотношения тепловых потоков (нагреватель — термобаллон и термобаллон — рабочая среда).

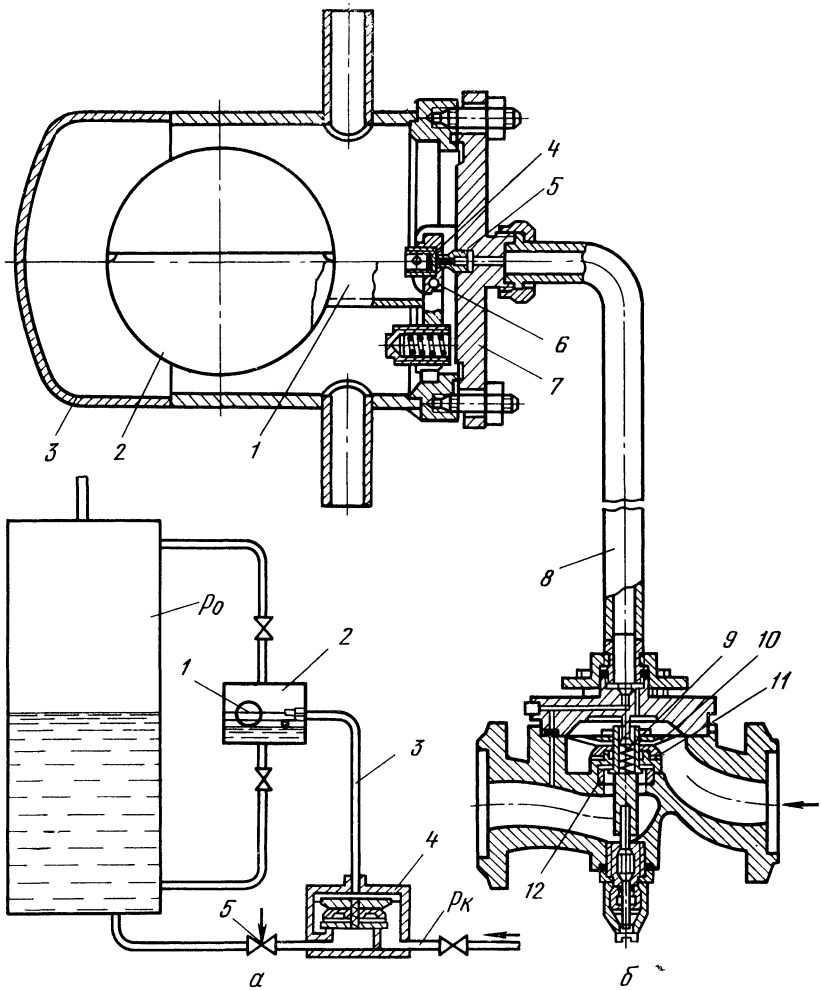


Рис. 126. Пилотный регулятор с двухпозиционной характеристикой типа ПРУД:
а — принципиальная схема; *б* — устройство

При полностью залитом датчике тепловой поток от термобаллона максимальный, а температура минимальная. При этом клапан регулятора закрыт, хладагент в испаритель не поступает. По мере выпаривания жидкости уровень понижается, поверхность термобаллона, которая омывается жидкостью,

уменьшается. В связи с этим средняя температура и давление заполнителя повышаются, клапан регулятора открывается, причем тем больше, чем ниже опускается уровень. Регулятор открывается полностью, когда уровень жидкости опускается до нижней образующей термобаллона.

Одним из преимуществ регулятора является принудительное закрытие вентиля отключением питания электронагревателя.

Пропускная способность регуляторов с температурным преобразователем зависит от размера применяемых ТРВ.

Регуляторы уровня непрямого действия без подвода внешней энергии, или пилотные регуляторы уровня, могут иметь двухпозиционные или плавные характеристики.

Примером пилотного регулятора с двухпозиционной характеристикой может служить регулятор типа ПРУД (рис. 126, *а*).

Регулятор состоит из датчика (пилота) *2* и исполнительного устройства *4*. Датчик представляет собой поплавковую камеру, которая двумя уравнительными трубками сообщается с контролируемым сосудом.

В камере поплавок *1* с вспомогательным клапаном перекрывает выход из трубки *3*. Эта трубка связывает датчик с исполнительным устройством, через нее осуществляется управление работой основного клапана.

Основной клапан устанавливают на линии подачи жидкого хладагента из конденсатора в испаритель или другой сосуд. Для увеличения надежности и долговечности клапана следует избегать пропуска жидкости через него с большими скоростями. Функции дросселирующего устройства выполняет ручной регулирующий вентиль *5*, устанавливаемый после клапана регулятора. Дросселирование можно осуществлять и через диафрагму постоянного сечения.

Устройство регулятора приведено на рис. 126, *б*. В цилиндрической поплавковой камере *3*, имеющей объемную крышку *7*, находится поплавок *2*, укрепленный на рычаге *1*. Последний может вращаться вокруг оси *6*. На конец рычага *1* надет вспомогательный резиновый клапан *4*, перекрывающий седло *5*. Выходной канал датчика соединен с трубкой *8*, связывающей датчик с исполнительным устройством.

По конструкции исполнительное устройство аналогично электромагнитному вентилю непрямого действия (см. главу VIII) с тем отличием, что вместо вспомогательного клапана, расположенного на сердечнике электромагнита имеется клапан на рычаге поплавка.

Когда контролируемый уровень выше заданного, поплавок поднят и вспомогательный резиновый клапан *4* перекрывает седло 5. Давления под мембраной *10* исполнительного устройства и над ней сравниваются, вследствие чего происходит перетекание среды через небольшое отверстие в узле клапана *9*.

В этом случае основной клапан *11* прижат к седлу *12* полным перепадом между давлениями на входе в исполнительное устройство и на выходе из него. Приток жидкости в сосуд отсутствует.

С понижением уровня поплавок, опускаясь, приоткрывает седло *5*, в результате чего полость над мембраной сообщается с системой низкого давления p_0. В этой полости давление понижается. Появляется равнодействующая сила, стремящаяся поднять основной клапан. При достаточном открытии вспомогательного клапана давление над мембраной падает настолько, что сила, развиваемая мембраной, становится больше силы, прижимающей клапан *11* к седлу. Происходит отрыв клапана от седла. Жидкость быстро заполняет участок трубопровода от клапана до регулирующего вентиля *5* (см. рис. 126, *а*). Давление под клапаном возрастает, исчезает сила, действующая на клапан вниз. Поэтому мембрана ускоренно подтягивает клапан вверх и надежно удерживает его в открытом состоянии.

С повышением уровня клапан вновь прикрывается, а затем закрывается полностью. Давления над и под мембраной сравниваются. Под действием собственного веса и возвратной пружины клапан *11* (рис. 126, *б*), опускаясь, перекрывает седло. На участке трубопровода до дросселя давление быстро падает до p_0, в результате чего клапан плотно прижимается к седлу.

Техническая характеристика регулятора типа ПРУД приведена ниже.

Диаметр условного прохода, мм	25	40
Перепад давлений на закрытом клапане, МПа	0,025—1,6	0,025—1,6
Пропускная способность при работе, кВт		
на аммиаке	400	1000
на хладоне-22	100	250
Габаритные размеры, мм		
датчика (диаметр×длина)	159×263	159×263
основного клапана (ширина×длина×высота)	95×160×163	110×170×185
Масса, кг	15	18

Пилотный регулятор приточного типа (рис. 127) обладает плавной характеристикой и состоит из поплавкового пилотного устройства и поршневого исполнительного устройства.

Поплавковое устройство (см. рис. 127, *а*) представляет собой камеру *4* с крышкой *5* и патрубками *1* и *11*. Крышка герметично соединяется с камерой через фланец *2* и прокладку *3*. К крышке подводится трубка *6* от исполнительного устройства. В камере расположен поплавок *13*, укрепленный на рычаге *12*. При изменении положения поплавка игольчатый клапан *10* изменяет проходное сечение через седло *7*. В обвод клапана предусмотрено дополнительное отверстие *8*, которое может перекрываться одним из трех дросселей, выполненных в настроечном диске *9*. С помощью этого устройства имеется возможность в небольших пределах корректировать неравномерность регулятора уровня.

Исполнительное устройство (см. рис. 127, б) состоит из поршневого механизма и регулирующего органа. Детали исполнительного устройства смонтированы в корпусе *1*, перекрытом крышкой *5* и имеющем входной и выходной патрубки с фланцами *2* и *9*. Трубка *3* соединяет исполнительное устройство с пилотным устройством. Регулирующий клапан *8* сочленен с поршнем *7*, внутрь которого помещена пружина *6*. Поршень имеет калиброванное отверстие, через которое жидкость заполняет полость над ним. С помощью винта *4* клапан можно принудительно закрыть.

Пилотное устройство присоединяется к сосуду или аппарату по принципу сообщающегося сосуда. Исполнительное устрой-

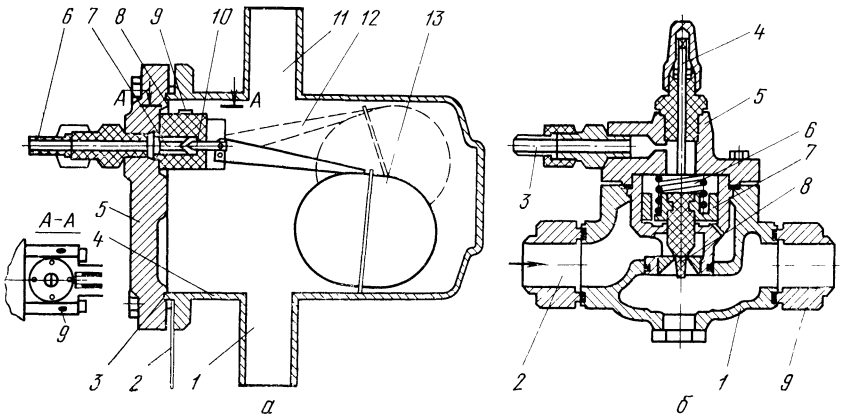


Рис. 127. Пилотный регулятор с плавной характеристикой:
а — поплавковое пилотное устройство; *б* — поршневое исполнительное устройство

ство устанавливается на линии подвода жидкого хладагента от конденсатора к испарителю.

Если уровень в аппарате и поплавковой камере низкий, то поплавок, опускаясь, увеличивает проход в седле игольчатого клапана. Его сопротивление уменьшается, в результате чего понижается давление в полости над поршнем. Сила, действующая на поршень снизу вследствие перепада давления под и над поршнем, увеличивается. В результате поршень, преодолевая сопротивление пружины, переходит в более высокое положение, и регулирующий клапан увеличивает расход поступающей жидкости.

На базе такого регулятора с помощью незначительных переделок можно получить регулятор отточного типа.

В зависимости от пропускной способности исполнительного устройства пилотные регуляторы могут обеспечивать питание испарителей холодопроизводительностью по аммиаку примерно от 100 до 7000 кВт.

РЕГУЛЯТОРЫ УРОВНЯ НЕПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ С ПОДВОДОМ ВНЕШНЕЙ ЭНЕРГИИ

Регуляторы этого класса отличаются от регуляторов уровня прямого и непрямого действия без подвода внешней энергии тем, что для перестановки регулирующего органа используется внешняя энергия. Принцип действия и устройство рассмотрим на примере пневматического регулятора уровня. Регулирующий орган, установленный на оттоке или на притоке в сосуд, переставляется пневматическим исполнительным механизмом (см. главу VIII).

Пневматические регуляторы уровня применяют в системах питания кожухотрубных испарителей большой производительности, а также в тех случаях, когда для удовлетворения спе-

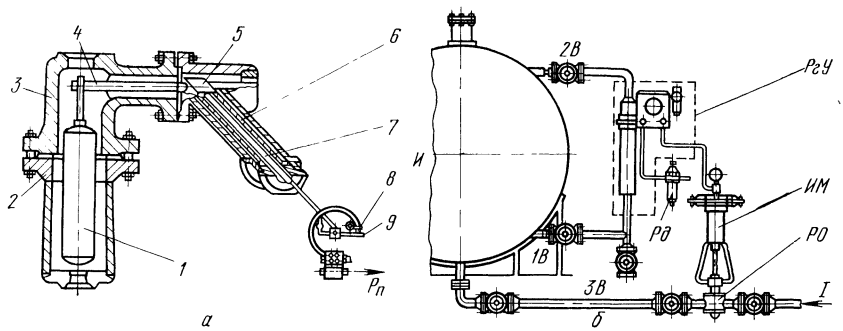


Рис. 128. Пневматический регулятор уровня:
а — схема первичного преобразователя; *б* — схема присоединения

циальных требований, например по обеспечению взрывобезопасности, использование электрических приборов нежелательно.

Чувствительным элементом первичного преобразователя (рис. 128, *а*) является тонущий буек *1*, размещенный в выносной камере. Камера *2* с крышкой *3* уравнительными линиями связывается с контролируемым сосудом. В зависимости от уровня жидкости в камере изменяется вес буйка. Рычаг *4*, на котором подвешен буек, незначительно перемещается. Через основание *5* и торсионную трубку *6* перемещения передаются стержню *7* и далее на подвижный элемент пневмосистемы — заслонку *8*, которая работает совместно с соплом *9*.

Пневмосистема преобразует механическое перемещение в изменения рабочего давления $p_п$ воздуха, управляющего пневматическим исполнительным механизмом. Схема присоединения пневматического регулятора для питания испарителя *И* представлена на рис. 128, *б*.

Регулятор *РгУ* присоединен к испарителю через вентили *1В* и *2В*. Вентиль *3В* используют для проверки регулятора и продувки камеры.

Питание пневмосистемы сжатым воздухом осуществляется через редуктор *Рд*.

При изменениях уровня жидкости пневматический сигнал передается в исполнительный механизм *ИМ*, с помощью которого переставляется клапан регулирующего органа *РО*.

В состав регулятора входят измерительное устройство и контрольные манометры, показывающие давление питающего воздуха и давление, которое подводится к исполнительному механизму.

Измерительное устройство указывает уровень по шкале, отградуированной в процентах. Кроме того, к регулятору можно присоединить вторичный пневматический прибор для дистанционного измерения уровня. В приборе предусмотрено специальное устройство для коррекции показаний в зависимости от плотности жидкости.

Техническая характеристика пневматического регулятора приведена ниже.

Плотность жидкости, кг/м^3	$(0{,}5 \div 1{,}2)\ 10^3$
Пределы измерения и регулирования уровня, мм	400 и 800
Рабочее давление, МПа	4,0 и 6,4
Температура контролируемой жидкости, °С	$-160 \div +400$
Основная погрешность, %	$\pm 2{,}5$
Давление питающего воздуха, МПа	0,2—1,0
Расход сжатого воздуха, м^3/ч	Около 1
Максимальная длина пневмотрассы до вторичного прибора и исполнительного механизма, м	До 300

Регулятор применяют для сред, не агрессивных к стали. Его устанавливают в помещении или на открытом воздухе.

РАЗДЕЛ В. СИСТЕМЫ АВТОМАТИЗАЦИИ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И УСТАНОВОК

Автоматизированные холодильные машины и установки применяют в различных областях техники и технологии. Этим определяется их значительное разнообразие как по назначению, так и по видам применяемого холодильного оборудования.

Все варианты систем полностью охватить не представляется возможным. В связи с этим в данном разделе рассматриваются лишь наиболее характерные и распространенные типы холодильных машин и установок. За основной классификационный признак принят тип хладагента: хладоны или аммиак. Другие, реже встречающиеся хладагенты (пропан, этан и др.) специально не рассматриваются.

На схемы автоматизации значительное влияние оказывает назначение установки: охлаждение воздуха в помещениях, охлаждение промежуточного холодоносителя (воды, рассола и др.) или других технологических жидкостей и т. д.

Специальная глава посвящена основам проектирования систем автоматизации холодильных машин и установок, а также вопросам надежности систем и их экономической эффективности.

Глава XII. КОМПРЕССИОННЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И УСТАНОВКИ, РАБОТАЮЩИЕ НА ХЛАДОНАХ

Машины и установки, работающие на хладонах, подразделяют на работающие по одноступенчатому циклу с температурами кипения не ниже —40÷—50 °С и низкотемпературные, в которых используют двухступенчатые и каскадные циклы. Эти машины и установки могут использоваться для охлаждения как жидких холодоносителей, так и воздуха и других газов.

Главная особенность машин, работающих на хладонах,— необходимость обеспечения циркуляции смазочного масла.

МАШИНЫ ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ЖИДКИХ ХОЛОДОНОСИТЕЛЕЙ

Схемы автоматизации таких машин различают в зависимости от типа компрессора (поршневой, винтовой или центробежный), а также от типа испарителя. Часто машины для охлаждения жидких холодоносителей выпускают в одноблочном исполнении с полной заводской готовностью.

Машины с поршневыми компрессорами

Машины этого класса могут включать в себя компрессоры с двухпозиционным, многопозиционным и плавным изменением холодопроизводительности. От способа изменения холодопроизводительности зависит решение основной задачи автоматизации.

Наиболее просто основная задача автоматизации — поддержание температуры холодоносителя — решается при двухпозиционной системе (способ «пуск — остановка»). В главе II рассматривались условия, при которых возможно использование этого способа. Главное условие — это достаточная тепловая емкость, уменьшающая частоту циклов, например аккумулирующие баки большой емкости с холодоносителем. Чувствительный элемент регулятора температуры следует устанавливать в самом баке или в трубопроводе от него к потребителю.

В случае, когда баки отсутствуют, но система потребителя сама обладает достаточной емкостью, чувствительный элемент можно установить на возврате холодоносителя перед входом в испаритель.

Учитывая, что схема автоматизации машины, работающей по способу «пуск — остановка», достаточно проста, она не приводится. Ниже рассмотрены схемы двух машин: с компрессором, имеющим встроенные устройства изменения холодопроизводительности, и с дроссельным регулятором температуры.

Водо- или рассолоохлаждающая машина с поршневым компрессором, снабженным встроенными устройствами для изменения холодопроизводительности, представлена на рис. 129. Компрессор, являющийся бессальниковым с электрическим подогревом масла в картере, имеет электромагнитные устройства отжима всасывающих клапанов.

Основными элементами машины являются компрессор *Км*, конденсатор водяного охлаждения *Кд*, испаритель с внутритрубным кипением *И*, регенеративный теплообменник *То* и жидкостный фильтр *Ф*.

Элементы автоматики расположены непосредственно на оборудовании, а также на щите приборов и в пульте управления (указано) в нижней части схемы. На щите приборов сосредоточены приборы регулирования защиты и необходимые

средства измерения. В пульте управления смонтированы схемы автоматической защиты и управления, некоторые дополнительные элементы системы регулирования, а также органы ручного управления и лампы сигнализации.

Основная задача автоматизации — выдача потребителю охлажденной воды или рассола с заданной температурой t_{s_2}.

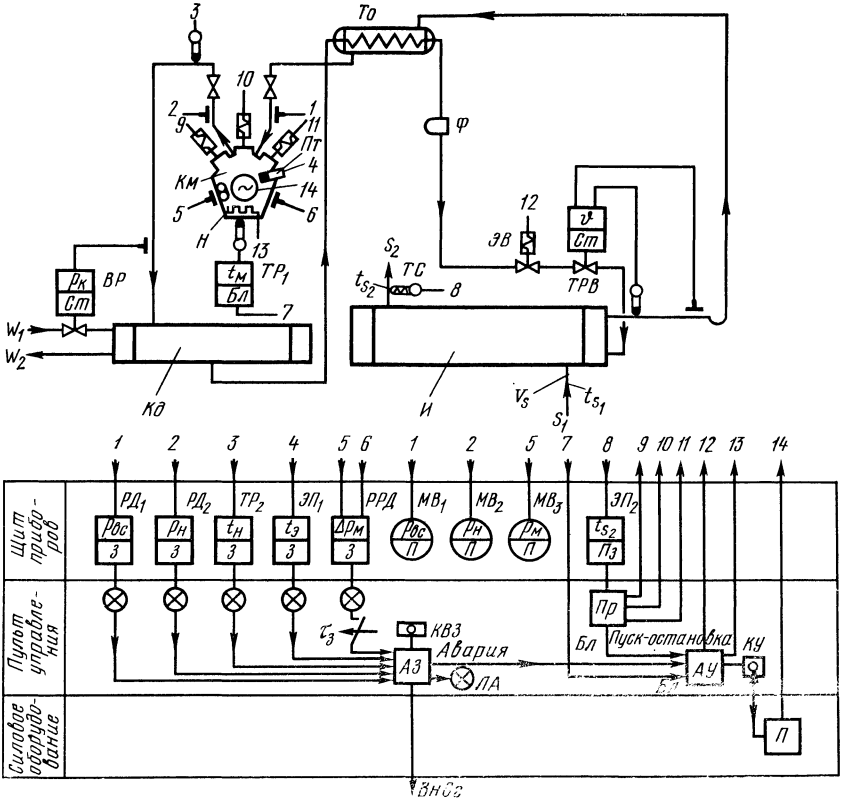
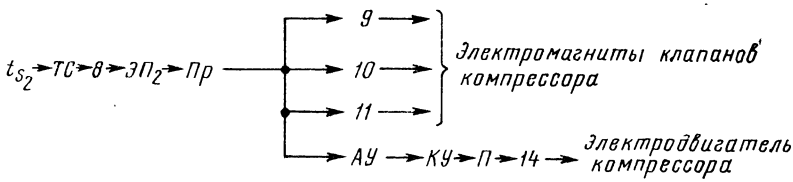


Рис. 129. Схема автоматизации машины с поршневым компрессором для охлаждения жидкости (испаритель кожухотрубный с внутритрубным кипением, компрессор с изменением числа работающих цилиндров)

Предполагается, что потребитель может создавать переменную тепловую нагрузку, изменение которой сопровождается изменением входной температуры t_{s_1} либо расхода теплоносителя V_s, или того и другого одновременно. В любом случае для компенсации колебаний тепловой нагрузки необходимо соответствующее изменение температуры кипения, что достигается изменением холодопроизводительности компрессора, в данном случае путем включения и выключения отдельных цилиндров

(как показано в главе II, применение для данной машины способа «пуск — остановка» затруднено, так как может привести к коротким циклам, длительность которых зависит в основном от времени прохождения холодоносителя через испаритель).

Для решения основной задачи применяют автоматический регулятор, состоящий из термопреобразователя сопротивления *ТС*, расположенного на выходном патрубке испарителя, вторичного электрического прибора $ЭП_2$, функционального преобразователя *Пр* и электромагнитов клапанов компрессора. Условно цепь регулирования можно записать в виде:



Нижняя ветвь цепи обеспечивает автоматический пуск компрессора при повышении температуры t_{s_2} и его остановку в случае, когда холодопроизводительность последней ступени регулирования больше, чем тепловая нагрузка. Это означает, что при очень малых нагрузках компрессор может перейти в режим «пуск — остановка». Если этот режим нежелателен, то соответствующая цепь исключается и предусматриваются необходимые меры, предотвращающие уменьшение нагрузки ниже заданного предела.

В рассматриваемой схеме прибор $ЭП_2$ имеет двух- или трехпозиционную релейную характеристику, а преобразователь с дополнительным устройством обеспечивает астатическое регулирование (подробно см. в главе II).

Питание испарителя жидким хладагентом осуществляется с помощью терморегулирующего вентиля ТРВ, термобаллон которого установлен непосредственно на выходе пара из испарителя. При выборе ТРВ исходят из рекомендованных выше правил (см. главу IV). Номинальная пропускная способность этого регулятора, выражаемая в единицах теплового потока, должна быть равна или больше полной холодопроизводительности компрессора при наивысшей расчетной температуре кипения. Для проверки работоспособности ТРВ во всех режимах следует определить минимальную холодопроизводительность компрессора, т. е. холодопроизводительность на низшей ступени при наименьшей температуре кипения. Если она не меньше 10 % от номинальной пропускной способности ТРВ, то приведенную систему можно считать работоспособной. Если это условие не выполняется или диапазон изменений темпера-

туры кипения шире диапазона работы ТРВ, то может потребоваться применение двух или нескольких ТРВ. Способ их автоматического включения в работу описан в главе IV.

Поддержание давления конденсации осуществляется водорегулятором давления *ВР*, установленным на входе в конденсатор и воспринимающим давление конденсации $p_к$.

Порядок выбора размера регулятора и его пропускной способности описан в главе V.

Если источник водоснабжения обеспечивает подачу воды с малоизменяющимися температурами (колебания в пределах не более 10 °С) либо если колебания носят только сезонный характер, можно отказаться от применения водорегулятора и ограничиться ручным регулирующим вентилем в сочетании с электромагнитным вентилем, закрывающимся при остановке компрессора.

Схема автоматического управления *АУ* предназначена для выполнения некоторой программы пуска и остановки машины. В частности после получения команды «Пуск» от преобразователя *Пр* либо вручную от ключа управления *КУ* включается в работу нагреватель масла (цепь *АУ*→*13*→*Н*). При этом компрессор не включается, если температура масла ниже заданной. Контроль за температурой масла осуществляется термореле $ТР_1$. По достижении заданной температуры это реле посылает сигнал в схему автоматического управления и снимает блокировку *Бл* запуска (цепь $t_м$→$ТР_1$→*7*→*АУ*). Электродвигатель компрессора запускается (цепь *АУ*→*КУ*→*П*→ →*14*→электродвигатель компрессора). Одновременно отключается нагреватель масла и включается электромагнитный вентиль *ЭВ* (цепь *АУ*→*12*→*ЭВ*), в результате чего жидкий хладагент подается к *ТРВ*.

Если подается команда «Остановка», то отключаются двигатель компрессора и электромагнитный вентиль.

Система автоматической защиты включает в себя приборы защиты и схему *АЗ*.

Приборы защиты контролируют следующие технологические величины:

реле низкого давления $РД_1$ — давление всасывания компрессора; сигнал защиты при понижении давления;

реле высокого давления $РД_2$ — давление нагнетания компрессора; сигнал защиты при повышении давления;

термореле $ТР_2$ — температуру нагнетания компрессора; сигнал защиты при повышении температуры;

позисторы *Пт* (их обычно три) и прибор $ЭП_1$ — температуру обмотки статора встроенного электродвигателя; сигнал защиты при повышении температуры;

реле разности давлений *РРД* — давление в системе смазки компрессора; сигнал защиты при снижении разности давлений между выходом маслонасоса и картером компрессора; в цепь

этой защиты вводится задержка $\tau_з$, позволяющая запустить компрессор до появления давления смазки.

Сигналы от всех приборов подаются в схему *АЗ*, которая является схемой однократного действия. После срабатывания сигнал «Авария» подается в схему автоматического управления, которая останавливает компрессор и препятствует автоматическому пуску до вмешательства персонала. После устранения неполадок необходимо нажать кнопку ввода защит *КВЗ*.

Срабатывание любого из приборов защиты сигнализируется соответствующей лампой. Кроме того, на пульте загорается

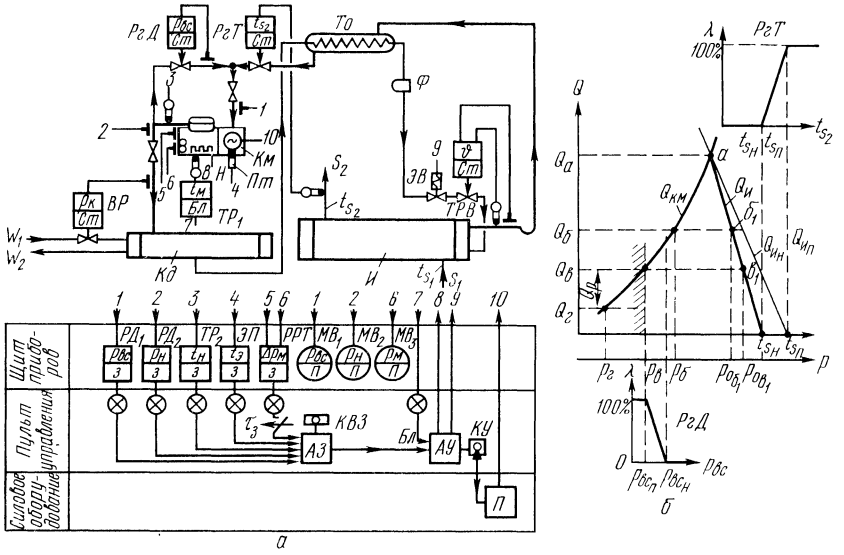


Рис. 130. Схема автоматизации машины с поршневым компрессором для охлаждения жидкости (испаритель кожухотрубный с внутритрубным кипением, компрессор с дроссельным регулятором):
а — схема; *б* — совмещенный график

лампа общей аварийной остановки *ЛА* и во внешние устройства сигнализации *ВнСг* посылается сигнал.

Для измерений давления всасывания, нагнетания и масла в процессе наладки и эксплуатации предназначены показывающие мановакуумметры $МВ_1$, $МВ_2$ и $МВ_3$.

Машина, схема которой представлена на рис. 130, *а*, по своему назначению и составу оборудования в основном не отличается от рассмотренной выше. Отличие состоит в том, что компрессор не имеет встроенных устройств для изменения холодопроизводительности. Эту функцию выполняет дроссельный регулятор температуры *РгТ*, установленный на всасывающей линии компрессора. Его термобаллон воспринимает температуру выходящего теплоносителя t_{s_2}. Дроссельный регулятор

температуры пропорционального типа, его клапан открывается с повышением регулируемой температуры. При высокой тепловой нагрузке клапан регулятора полностью открыт и машина работает с наивысшей холодопроизводительностью. При снижении нагрузки температура t_{s_2} несколько снижается. Это вызывает прикрытие клапана, падение давления на нем увеличивается, в результате чего устанавливается новый режим с меньшей холодопроизводительностью.

Работу машины с дроссельным регулятором температуры можно проиллюстрировать совмещенным графиком (рис. 130, *б*). В верхней части графика показана идеализированная статическая характеристика дроссельного регулятора температуры, настроенного так, что начало открытия клапана соответствует температуре $t_{s_н}$, а 100 %-ное открытие — $t_{s_п}$. Если для упрощения считать, что t_{s_2} близка по значению к средней температуре теплоносителя в испарителе, то по уравнению $Q_и = kF(t_s - t_0)$ можно построить две характеристики испарителя: $Q_{и_п}$, соответствующую $t_s = t_{s_п}$, и $Q_{и_н}$ с $t_s = t_{s_н}$. Очевидно, вторая вырождается в точку $t = t_{s_н}$.

На график нанесем максимальную тепловую нагрузку $Q_а$, которая равна холодопроизводительности машины в рабочей точке *а* на пересечении характеристик компрессора $Q_{км}$ и испарителя $Q_{и_п}$. В этой точке клапан регулятора полностью открыт. По мере прикрытия клапана характеристика испарителя смещается влево. Соединив линией точки *а* и $t_s = t_{s_н}$, получим приближенную рабочую характеристику испарителя с учетом влияния неравномерности регулятора.

Имея эту характеристику, можно найти давления кипения и всасывания при любой тепловой нагрузке на машину. Так, при нагрузке $Q_б$ давление кипения будет $p_{0_{б1}}$, а давление всасывания — $p_б$. Разность давлений $\Delta p_б = p_{0_{б1}} - p_б$ будет падать на клапане регулятора.

В большинстве случаев регулирование в широком диапазоне холодопроизводительностей ограничивается возможностями компрессора. Пусть давление всасывания $p_в$ является предельным и дальнейшее его уменьшение недопустимо. Тогда $Q_в$ — минимальная нагрузка, а отношение $(Q_в/Q_а)100$ % показывает допустимую глубину регулирования в процентах. Уменьшение давления ниже $p_в$ должно исключаться срабатыванием реле защиты $РД_1$.

Если все же требуется регулирование в более широком диапазоне холодопроизводительностей, то устанавливают дополнительно дроссельный регулятор давления «после себя» *РгД*. Задача этого регулятора — предотвратить снижение давления всасывания ниже допустимого предела путем перепуска части пара с нагнетательной стороны на всасывающую.

В нижней части графика (см. рис. 130, *б*) приведена статическая характеристика дроссельного регулятора давления «после себя», настроенного таким образом, чтобы его полное открытие завершилось при понижении давления до $p_{вс_п}$. В зависимости от свойств регулятора, в частности неравномерности, перепуск части пара начинается, когда давление опускается до $p_{вс_н}$.

Пропускная способность регуляторов выбирается исходя из требуемого диапазона изменения холодопроизводительностей. Так, если необходимо уменьшать холодопроизводительность машины до $Q_г$, то регулятор должен при 100 %-ном открытии и перепаде давления $\Delta p = p_н - p_г$ ($p_н$ — давление нагнетания) пропустить количество парообразного хладагента, соответствующее холодопроизводительности $Q_р = Q_в - Q_г$.

В заключение отметим, что в данном случае к дроссельному регулятору температуры предъявляется требование возможно малого сопротивления при полностью открытом клапане, в то время как к дроссельному регулятору давления — минимальной протечки хладагента при закрытом клапане.

Все другие задачи системы автоматизации, касающиеся питания испарителя, поддержания давления конденсации, автоматического управления и защиты, решаются так же, как и в предыдущем случае (см. рис. 129).

Рассмотренные выше схемы машин, в состав которых входят испарители с внутритрубным кипением, наиболее распространены. Реже встречаются машины с кожухотрубными испарителями межтрубного кипения. Схемы автоматизации этих машин в основном не отличаются от рассмотренных. Исключение составляют системы питания испарителей, которые могут выполняться двухпозиционными на основе реле разности температур, либо на основе ТРВ.

Подробно эти вопросы рассматривались в главе IV, в связи с чем описание схемы машины этого типа опускается.

Машины с винтовым компрессором

Основными элементами этой машины (рис. 131) являются винтовой компрессор *Км*, оборудованный золотником для изменения холодопроизводительности, с короткозамкнутым асинхронным электродвигателем $Д_к$, испаритель *И* внутритрубного кипения, водяной конденсатор *Кд* кожухотрубного типа, регенеративный теплообменник *То*, маслоотделитель *Мо* с маслосборником *Мс* с встроенным электронагревателем *Н* (последний используют для компрессоров с подшипниками скольжения), маслонасос *МН* с электродвигателем $Д_н$.

Парообразный хладагент из испарителя через регенеративный теплообменник, где он подогревается встречным потоком жидкого хладагента, всасывается в компрессор. Сжатый пар,

смешанный с маслом, попадает в маслоотделитель. В нем он очищается от масла и подается в конденсатор. Сжиженный хладагент через теплообменник подводится к *ТРВ*, где дросселируется, и в этом виде подается в испаритель.

Из маслоотделителя масло стекает в маслосборник, откуда забирается насосом и через маслохолодильник *Мх*, охлаждаемый водой, подается в компрессор.

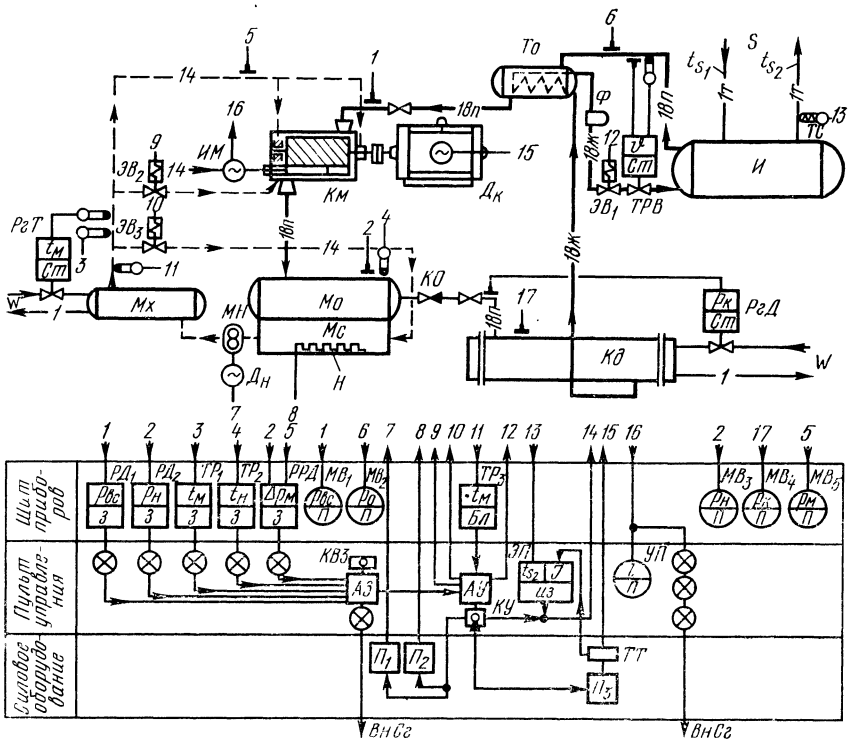


Рис. 131. Схема автоматизации машины с винтовым компрессором для охлаждения жидкости (испаритель кожухотрубный с внутритрубным кипением, компрессор с регулирующим золотником)

Основная задача автоматизации — поддержание заданной температуры t_{s_2} воды или рассола.

Для решения этой задачи изменяют холодопроизводительность компрессора с помощью электромоторного исполнительного механизма *ИМ*, который перемещает регулирующий золотник (возможен также вариант с гидравлическим исполнительным механизмом, гидроцилиндр которого встроен в корпус компрессора).

Для регулирования используют электронный прибор *ЭП*, основной канал которого работает от термопреобразователя

сопротивления *ТС*, установленного на выходе теплоносителя из испарителя (цепь $t_{s_2} \rightarrow ТС \rightarrow 13 \rightarrow ЭП \rightarrow 14 \rightarrow ИМ \rightarrow$ золотник).

Дополнительный канал электронного прибора работает от трансформатора тока *ТТ*, включенного в цепь управления электродвигателем компрессора (цепь $П_3 \rightarrow ТТ \rightarrow 15 \rightarrow Д_к$). Этот канал включается в цепь регулирования при достижении предельного значения тока в цепи электродвигателя и с этого момента берет управление на себя, поддерживая загрузку компрессора, которая соответствует предельному току. Возвращение системы к нормальному функционированию по температуре происходит автоматически после достижения температурой нижнего предельного значения (подробно эта система описана в главе II).

Рассмотренная система регулирования может обеспечить поддержание температуры при колебаниях нагрузки от 100 до 10 %.

Питание испарителя производится с помощью ТРВ, воспринимающего перегрев пара непосредственно после испарителя. Из-за больших изменений тепловой нагрузки и особенно при широком диапазоне температур кипения иногда используют два или более ТРВ. Способ управления такой системой питания см. в главе IV.

Давление конденсации в данной схеме поддерживается водорегулятором *РгД*, изменяющим расход охлаждающей воды в зависимости от давления конденсации.

Система автоматического управления *АУ* выполняет заданную программу пуска и остановки машины.

Пуск машины осуществляется ключом управления *КУ*. Процесс пуска можно расчленить на несколько этапов (тактов).

1-й этап — включение электродвигателя маслонасоса $Д_н$, электромагнитного вентиля $ЭВ_3$ и нагревателя *Н* (через пускатель $П_2$). Создается петля циркуляции масла через маслосборник и маслохолодильник. Происходит предварительный подогрев масла, которое, освобождаясь от растворенного хладона, приобретает требуемую вязкость.

2-й этап — по достижении заданной температуры масла (30—40 °С) срабатывает термореле $ТР_3$, которое снимает блокировку пуска.

3-й этап — включается пускатель $П_3$ электродвигателя компрессора, закрывается электромагнитный вентиль $ЭВ_3$, и открываются вентили $ЭВ_1$ (питание испарителя) и $ЭВ_2$ (подача масла в компрессор); отключаются пускатель $П_2$ и нагреватель *Н* *.

---

* Электромагнитные вентили $ЭВ_2$ и $ЭВ_3$ применяют в случаях, когда не обеспечивается свободный слив масла из компрессора в маслоотделитель.

При переводе ключа управления в положение «Останов» отключается питание электродвигателей компрессора и насоса, закрываются электромагнитные вентили. Из схемы автоматического управления подается дополнительно команда на исполнительный механизм золотника, который переводится в положение минимальной холодопроизводительности. Эта операция необходима для облегчения последующего пуска.

Во время работы машины температура масла поддерживается регулятором температуры *РгТ*, установленным на линии после выхода из маслохолодильника. Система автоматической защиты содержит следующие приборы:

реле давления $РД_1$, контролирующее давление всасывания и отключающее компрессор при его понижении, предотвращает опустошение испарителя при отказе *ТРВ* и переохлаждение при отсутствии тепловой нагрузки;

реле давления $РД_2$ отключает компрессор при отсутствии воды на конденсаторе и пуске с закрытым нагнетательным вентилем;

реле температуры $ТР_1$ выключает компрессор при повышении температуры масла перед входом в компрессор, например при отсутствии воды на маслохолодильник;

термореле $ТР_2$, контролирующее температуру нагнетания, отключает компрессор при ее повышении;

реле разности давлений *РРД*, контролирующее работу маслонасоса, отключает компрессор при понижении разности между давлением масла и давлением нагнетания.

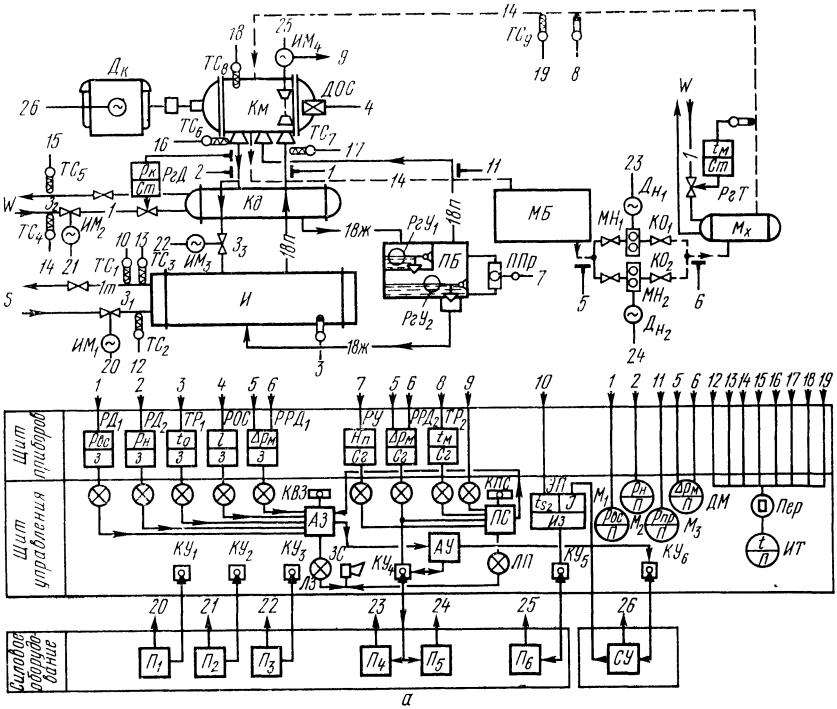
Схема *АЗ*, на вход которой подается сигнал от приборов, построена по принципу однократного действия. С помощью кнопки ввода *КВЗ* схема возвращается в нормальное положение после аварийной остановки. При срабатывании любого прибора защиты схема *АЗ* посылает сигнал в схему автоматического управления, вызывающий остановку компрессора.

Сигнализацию подразделяют на рабочую и аварийную. К рабочим сигналам относят лампы, указывающие положение исполнительного механизма золотника (цепь *ИМ→16→*лампы промежуточного и крайних положений), лампы наличия напряжения, включения отдельных агрегатов и др. (на схеме не показаны), а к аварийным — лампы срабатывания защит и общая лампа аварийного отключения. Кроме того, на щитах и пультах управления предусматривают звуковую сигнализацию, а также линию внешней сигнализации *ВнСг* для включения общих внешних сигналов на центральных щитах.

Объем измерений тот же, что и в машинах с поршневыми компрессорами: с помощью мановакуумметров $МВ_1$—$МВ_5$ измеряют давления хладона и масла. Кроме этого, предусмотрен прибор *УП*, показывающий положение золотника (обычно в процентах хода) и работающий от датчика обратной связи исполнительного механизма.

Машины с центробежным компрессором

Основными элементами этой машины (рис. 132, *а*) являются центробежный компрессор *Км* с поворотными лопатками входного направляющего аппарата (перемещение лопаток осуществляется однооборотным электрическим исполнительным механизмом $ИМ_4$), конденсатор *Кд* — водяного охлаждения,



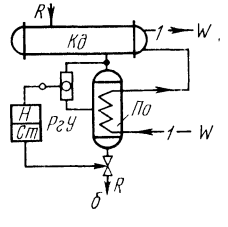


Рис. 132. Схема автоматизации машины с центробежным компрессором для охлаждения жидкости (испаритель кожухотрубных с межтрубным кипением, компрессор с регулирующими входными лопатками):

а — схема машины с поплавковым баком; *б* — фрагмент схемы машины с переохладителем

испаритель *И* кожухотрубного типа с межтрубным кипением, поплавковый бак *ПБ* с двумя регуляторами уровня, осуществляющими двухступенчатое дросселирование хладагента с отбором пара после первой ступени, маслобак *МБ* для сбора масла и хранения резерва; маслонасосы $МН_1$ и $МН_2$ с электро-

приводами (один из насосов основной, другой резервный), маслохолодильник *Мх* с водяным охлаждением, обеспечивающий охлаждение масла перед подачей в компрессор.

Основные задачи автоматизации машин с винтовым и центробежным компрессорами аналогичны. Электронный прибор *ЭП* управляет исполнительным механизмом, получая информацию от термопреобразователя сопротивления TC_1 о температуре выходящего из испарителя холодоносителя (цепь $t_{s_2} \rightarrow TC_1 \rightarrow 10 \rightarrow ЭП \rightarrow КУ_5 \rightarrow П_6 \rightarrow 25 \rightarrow ИМ_4$). Исполнительный механизм переставляет поворотные лопатки. В случае перегрузки электродвигателя, которая фиксируется трансформатором тока в станции управления *СУ*, управление исполнительным механизмом передается токовому каналу электронного прибора (цепь $СУ \rightarrow ЭП \rightarrow КУ_5 \rightarrow П_6 \rightarrow 25 \rightarrow ИМ_4$). Переключения каналов регулирования у машин с винтовым и центробежным компрессорами аналогичны.

Питание испарителя жидким хладагентом осуществляется двумя регуляторами уровня прямого действия $РгУ_1$ и $РгУ_2$, размещенными в поплавковом баке. Это регуляторы отточного типа (высокого давления), они обеспечивают передавливание всего жидкого хладагента из конденсатора в испаритель, сохраняя при этом надежный гидравлический затвор, и препятствуют прорыву пара. При использовании такой системы питания требуется дозированная зарядка машины хладагентом. Резервный ресивер в машине отсутствует.

Дросселирование хладагента проводится в два этапа: вначале регулятором $РгУ_1$ до некоторого промежуточного давления, а затем $РгУ_2$ до давления кипения. Пар, образованный при первом дросселировании, отсасывается промежуточной ступенью компрессора, в результате чего повышается энергетическая эффективность машины.

Существует и другой способ питания испарителя (рис. 132, *б*). Один регулятор уровня *РгУ* обеспечивает полное затопление переохладителя *По*. Этот аппарат охлаждается водой, которая затем поступает в конденсатор. В результате переохлаждения уменьшается количество пара, возникающего при дросселировании, и в связи с этим отпадает необходимость в промежуточном отсосе пара.

Для поддержания давления конденсации в необходимых случаях используют водорегулятор давления *РгД* (см. рис. 132, *а*). В связи с большим расходом воды это должен быть либо пилотный регулятор, либо регулятор пневматического или электрического типа.

Автоматическое регулирование температуры масла перед входом в компрессор обеспечивает регулятор температуры *РгТ*, регулирующий орган которого изменяет расход охлаждающей воды, подаваемой в маслохолодильник.

Пуск и остановка компрессора осуществляются ключом $КУ_6$. Поэтому схема автоматического управления выполняет ограниченные функции по контролю за работой маслонасоса и включению резервного маслонасоса при выходе из строя основного. Эти функции осуществляет реле разности давлений $РРД_2$. Его сигнал через ключ управления $КУ_4$ и пускатели $П_4$ и $П_5$ управляет электродвигателями насосов $Д_{н_1}$ и $Д_{н_2}$.

Кроме того, схема автоматического управления воспринимает аварийный сигнал от системы защиты и посылает сигнал остановки в станцию управления электродвигателем компрессора.

Система автоматической защиты содержит реле давления всасывания $РД_1$ и нагнетания $РД_2$, реле температуры нагнетания $ТР_1$, реле разности давлений в системе смазки $РРД_1$.

Специфичным для данного типа компрессора является реле осевого сдвига *РОС*, работающее от датчика *ДОС*.

Все перечисленные приборы подключаются к схеме *АЗ* однократного действия. При срабатывании любого из приборов эта схема останавливает компрессор и включает световой *ЛЗ* и звуковой *ЗС* сигналы.

Кроме основной системы защиты имеется дополнительная, действующая через схему предупредительной сигнализации *ПС*. При срабатывании включенных в эту схему приборов включаются световой *ЛП* и звуковой *ЗС* сигналы. Прием этих сигналов персонал подтверждает нажатием кнопки *КПС*. Если в отведенный интервал времени подтверждения не последует, то команда подается в схему *АЗ*, которая в обычном порядке останавливает машину.

В схему предупредительной сигнализации включены реле уровня *РУ* с первичным преобразователем *ППр*, фиксирующее повышение уровня в поплавковом баке (цепь *ППр→7→ВУ*), реле разности давлений $РРД_2$, включающее резервный маслонасос, термореле $ТР_2$, подающее сигнал при достижении предельно высокой температуры масла, а также контакты, сигнализирующие о выходе исполнительного механизма в положение минимальной холодопроизводительности (цепь $ИМ_4$→*9→ПС*).

Управление работой исполнительных механизмов задвижек $З_1(ИМ_1)$, $З_2(ИМ_2)$ и $З_3(ИМ_3)$ осуществляют вручную соответственно ключами управления $КУ_1$, $КУ_2$ и $КУ_3$ через пускатели $П_1$, $П_2$ и $П_3$.

Для измерений кроме обычных манометров, показывающих давления всасывания, нагнетания и промежуточное, применяют дифманометр *ДМ*, показывающий разность давлений в системе смазки. Предусмотрен также измеритель температуры *ИТ* с многоточечным переключателем *Пер*, позволяющим подключаться к любому из термометров сопротивления $ТС_2$—$ТС_9$ (линии *12—19*) и измерять температуры холодоносителя до и

после испарителя, воды до и после конденсатора, пара на всасывающей и нагнетательной сторонах компрессора, подшипников и подаваемого масла.

Существуют и другие схемы автоматизации машин с центробежными компрессорами, которые отличаются от рассмотренных дополнительной системой смазки редуктора, расширенной системой сигнализации и измерений.

Низкотемпературные машины

Низкотемпературные машины для охлаждения жидкостей работают в диапазоне температур ниже —50 °С. Среди этих машин наибольшее значение имеют машины с двухступенча-

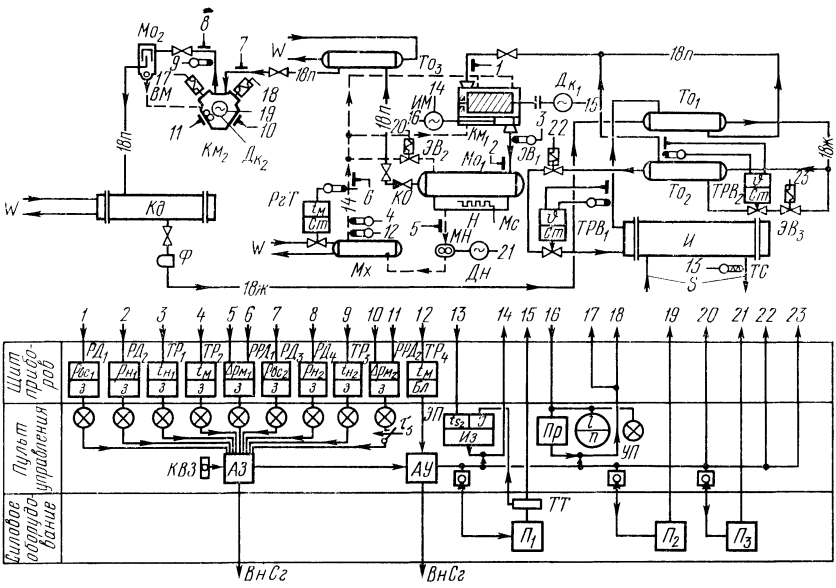


Рис. 133. Схема автоматизации машины с двухступенчатым сжатием для охлаждения жидкости с винтовым и поршневым компрессорами

тым сжатием хладагента и каскадные с двумя замкнутыми контурами, каждый из которых работает на собственном хладагенте.

Схема машины с двухступенчатым сжатием крупной производительности приведена на рис. 133.

Основными ее элементами являются компрессор $Км_1$ (в данном случае винтовой, однако он может быть и поршневым) первой (нижней) ступени с системой маслоснабжения, действие такого агрегата было подробно рассмотрено выше; компрессор $Км_2$ второй (верхней) ступени с устройствами

изменения холодопроизводительности (с электромагнитным отжимом всасывающих клапанов); компрессор снабжен маслоотделителем $Мо_2$ с устройством автоматического возврата масла $ВМ$ в картер компрессора, автоматизация такого компрессора рассмотрена выше; конденсатор $Кд$ водяного охлаждения (устройства для поддержания давления конденсации не показаны, хотя при необходимости их можно применить); испаритель $И$ внутритрубного кипения с рассмотренной выше системой питания через $ТРВ_1$; парожидкостной регенеративный теплообменник $То_1$, в котором происходит переохлаждение жидкого хладагента, подаваемого к терморегулирующему вентилю; теплообменник $То_2$ для дополнительного, более глубокого переохлаждения жидкого хладагента в результате испарения специально подаваемого небольшого количества хладагента; теплообменник $То_3$, в котором температура сжатого в компрессоре первой ступени пара снижается вследствие охлаждения водой.

Основная задача автоматизации — поддержание заданной температуры t_{s_2} холодоносителя на выходе из испарителя.

Решение этой задачи для машины с двухступенчатым сжатием сопряжено с определенными трудностями: необходимо управлять изменением холодопроизводительности обеих ступеней. Рассогласование их может привести к нежелательным перераспределениям давлений.

Для согласованной работы обоих компрессоров можно создать две автономные системы регулирования замкнутого типа, каждая из которых управляет холодопроизводительностью собственного компрессора, либо одну замкнутую и одну разомкнутую системы регулирования, первая из которых управляет компрессором нижней ступени, а вторая — компрессором верхней ступени.

Машина с двумя автономными системами должна снабжаться двумя регуляторами. Первый из них воспринимает выходную величину t_{s_2} и в соответствии с ее изменениями воздействует на холодопроизводительность компрессора нижней ступени. Второй регулятор должен воспринимать некоторую промежуточную величину, например промежуточное давление, и по ее изменениям управлять холодопроизводительностью компрессора верхней ступени.

Применение двух автономных регуляторов не представляет трудности, если регуляторы имеют плавные характеристики или, по крайней мере, близкие к плавным, например многопозиционные с высокой чувствительностью. При использовании более грубых регуляторов могут возникнуть взаимовлияющие колебания и раскачки.

Машина с одной замкнутой и одной разомкнутой системами более универсальна.

В замкнутую систему входят термопреобразователь сопротивления *ТС*, температурный канал электронного прибора *ЭП*, исполнительный механизм *ИМ* и приводимый им в движение золотник винтового компрессора $Км_1$.

Разомкнутая система функционирует от датчиков положения, входящих в состав исполнительного механизма. В зависимости от числа ступеней изменения холодопроизводительности компрессора верхней ступени система выдает соответствующее число сигналов: каждому положению золотника компрессора $Км_1$ соответствует определенное число работающих цилиндров

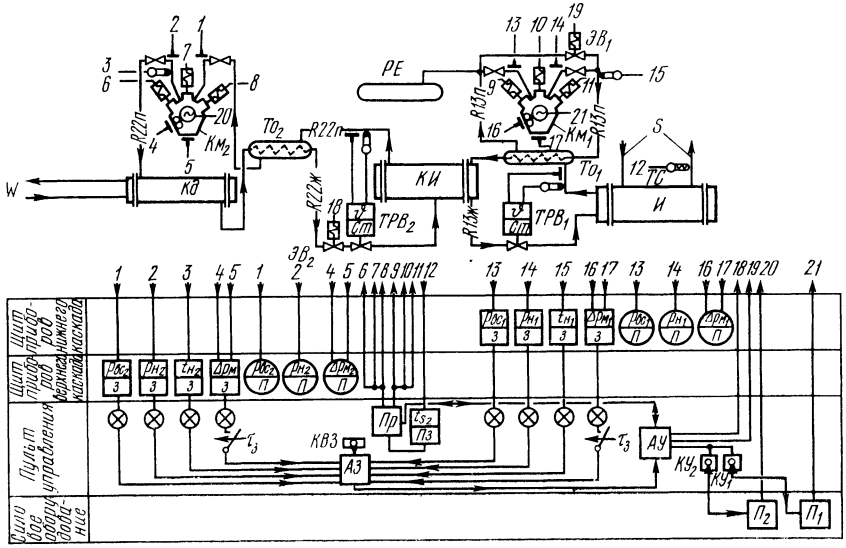


Рис. 134. Схема автоматизации каскадной машины для охлаждения жидкости с поршневыми компрессорами

компрессора $Км_2$. В эту систему кроме датчиков положения входит преобразователь *Пр*, связывающий датчики положения (они могут быть реостатными, индуктивными, контактными и др.) с электромагнитами, которые управляют клапанами компрессора. В данной системе, являющейся разомкнутой, не возникают колебания.

Однако работа машины в значительной степени зависит от числа ступеней изменения холодопроизводительности: чем их меньше, тем бóльшие рассогласования между ступенями имеют место и тем большее перераспределение давления может произойти.

Остальные задачи автоматизации машины (питание испарителя, работа масляной системы винтового компрессора, защита и сигнализация) не отличаются от задач рассмотренных выше машин.

Специфичным для данной машины является испарительный теплообменник To_2, питание которого осуществляется терморегулирующим вентилем $ТРВ_2$.

Каскадная машина (рис. 134) состоит из двух раздельных контуров, один из которых — нижний, работает на хладоне-13, а второй — верхний — на хладоне-22.

Нижний контур каскада включает в себя поршневой компрессор $Км_1$ с электромагнитным отжимом всасывающих клапанов, испаритель $И$ с внутритрубным кипением, конденсаторную часть конденсатора-испарителя $КИ$, теплообменник To_1, расширительную емкость $РЕ$, которая предназначена для снижения давления в нижнем каскаде при стоянке машины.

Верхний контур каскада содержит элементы, обычные для холодильной машины. В него включена испарительная часть конденсатора-испарителя.

Если оба компрессора имеют одинаковое число ступеней изменения холодопроизводительности, то при регулировании температуры выходящего из испарителя теплоносителя воздействие от регулятора передается синхронно на оба компрессора. Если же число ступеней компрессоров неодинаково или применяются компрессоры различных типов, то возникают осложнения. В таких машинах могут иметь место рассогласования между холодопроизводительностями компрессоров и, как следствие, нарушение режимов.

Учитывая, что работа автоматизированной каскадной машины мало отличается от работы рассмотренных выше других типов машин, описание системы автоматизации опускается и читателю предоставляется возможность самому подробно изучить схему.

Заметим лишь, что расширительная емкость присоединена к всасывающей стороне нижнего каскада постоянно, а к нагнетательной стороне она подключается электромагнитным вентилем $ЭВ_1$ в момент остановки компрессора. Удобно использовать электромагнитный вентиль нормально открытого типа. Тогда при стоянке, в том числе и при полном отключении электропитания, электромагнитный вентиль $ЭВ_1$ будет открыт, что необходимо для исключения аварийного повышения давления в системе.

УСТАНОВКИ ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА В ПОМЕЩЕНИЯХ

Установки для охлаждения воздуха в помещениях, работающие на хладонах, относятся к оборудованию с широким диапазоном поддерживаемых температур, различными пределами холодопроизводительности, разнообразными типами компрессоров и теплообменной аппаратуры. Эти установки применяют на предприятиях торговли и общественного питания,

в холодильниках для сельскохозяйственных продуктов, а также на транспорте (в авторефрижераторах, рефрижераторных вагонах и на судах).

В подавляющем большинстве в этих установках используют поршневые компрессоры. Лишь в крупных судовых установках применяют винтовые компрессоры.

Охлаждение помещений чаще всего осуществляется воздухоохладителями с принудительным движением воздуха, реже — охлаждающими батареями с конвективным движением.

Установки бывают одно- и многообъектные. В последнем случае автоматические регуляторы обеспечивают поддержание заданных температур в каждом объекте независимо от других.

Наиболее распространены установки с индивидуальным питанием испарителей с помощью терморегулирующих вентилей. Однако в многообъектных установках в последние годы находят применение насосно-циркуляционные системы.

Наряду с конденсаторами с водяным охлаждением в установках, особенно небольших, все большее применение находят конденсаторы с воздушным охлаждением.

Однообъектные установки

Схема автоматизации однообъектной установки с регулированием температуры способом «пуск — остановка» приведена на рис. 135, *а*.

Основными элементами установки являются поршневой бессальниковый компрессор *Км*, снабженный встроенными датчиками защиты электродвигателя *Пт* и нагревателем *Н* масла; кожухотрубный конденсатор *Кд* с водяным охлаждением, воздухоохладитель *Во*; раздача хладагента по параллельным шлангам осуществляется распределителем *Р*, а принудительная циркуляция воздуха — вентилятором $В_1$; для сбора воды при оттаивании воздухоохладителя имеется поддон *Пд* с выходом в канализацию, регенеративный теплообменник *То*; холодильная камера *К*, в которой должна поддерживаться заданная температура; предполагается, что тепловая емкость камеры с заключенным в ней грузом достаточно велика, чтобы осуществлять двухпозиционное регулирование температуры.

Основная задача автоматизации — поддержание температуры воздуха в объекте. Для решения этой задачи применяют регулятор, состоящий из термопреобразователя сопротивления $ТС_1$ и вторичного двухпозиционного электронного прибора $ЭП_2$*.

При повышении температуры в объекте электронный прибор $ЭП_2$ срабатывает и посылает команду в схему автоматического управления *АУ*, которая через пускатель $П_1$ запускает

---

* В некоторых случаях применяют манометрическое термореле.

двигатель компрессора и включает электромагнитный вентиль $ЭВ_1$ подачи хладагента в испаритель.

При понижении температуры происходит обратное срабатывание прибора $ЭП_2$, в результате чего останавливается компрессор и закрывается вентиль $ЭВ_1$.

Для более равномерного распределения температуры в камере вентилятор воздухоохладителя работает непрерывно (в некоторых установках для экономии энергии на время стоянки компрессора вентилятор переводится на меньшую частоту вращения).

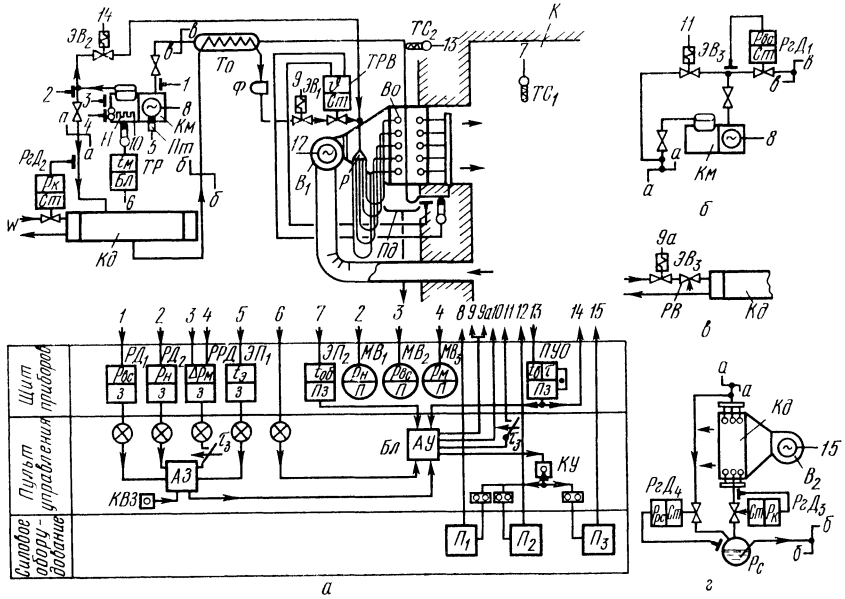


Рис. 135. Схема автоматизации однообъектной установки с регулированием температуры способом «пуск—остановка»:

а — основной вариант; *б* — схема с разгрузкой при пуске; *в* — схема с отключением воды на время стоянки; *г* — схема с конденсатором воздушного охлаждения

В случае, когда пусковой момент вращения электродвигателя недостаточен для пуска компрессора при всех условиях или когда питание двигателя осуществляется от источника малой мощности и в пусковых режимах могут иметь место значительные падения напряжения, то применяют схему с разгрузкой при пуске (рис. 135, *б*). В нее входят регулятор давления «после себя» $РгД_1$ и электромагнитный вентиль $ЭВ_3$.

Одновременно с пуском электродвигателя компрессора открывается вентиль $ЭВ_3$, соединяющий нагнетательную сторону компрессора со всасывающей. При этом, если давление всасывания велико, то клапан регулятора давления $РгД_1$ закрыт. Та-

ким образом, на время пуска компрессор работает с малой разностью давлений (подробно способ «пуск—остановка» с разгрузкой описан в главе III).

По истечении времени $\tau_з$ разгона электродвигателя вентиль $ЭВ_3$ закрывается. Команда идет по цепи (см. рис. 135, *а*): $АУ \rightarrow \rightarrow \tau_з \rightarrow 11 — ЭВ_3$.

После этого компрессор начинает отсасывать пар из испарителя. При этом клапан регулятора $РгД_1$ (см. рис 135, *б*) по мере понижения давления всасывания открывается, пока не откроется полностью. В таком положении он остается на все время нормальной работы.

Заметим, что этот регулятор предотвращает перегрузку компрессора и во время работы.

В некоторых случаях разгрузку компрессора выполняют без регулятора давления, только с помощью электромагнитного вентиля.

Для питания испарителя применяют терморегулирующий вентиль *ТРВ*, термобаллон и линия отбора давления которого присоединены непосредственно к выходу из испарителя (см. рис. 135, *а*).

Оттаивание теплопередающей поверхности испарителя осуществляется в установках с температурами кипения ниже 0 °С. В данной схеме предусмотрено оттаивание горячим паром, направляемым от компрессора. Существует несколько способов управления процессом оттаивания.

Чаще других применяют способы включения и выключения по времени, либо включения по времени, а выключения по температуре. При использовании первого способа процессом оттаивания управляет программное реле времени, вырабатывающее последовательность импульсов, длительность которых определяет продолжительность отепления испарителя, а период повторения — цикличность оттаивания. Второй способ требует применения комбинированного прибора (или двух приборов), который дает команду начала оттаивания по времени, а команду окончания — по температуре теплопередающей поверхности или отходящего пара.

В рассматриваемой схеме применен комбинированный прибор *ПУО*. Команда начала оттаивания (по времени) подается в схему автоматического управления *АУ*, которая пускает компрессор (или оставляет его включенным), открывает электромагнитный вентиль $ЭВ_2$ и останавливается вентилятор $В_1$.

Горячий пар из компрессора через электромагнитный вентиль $ЭВ_2$ и распределитель *Р* подается в испаритель, где сначала охлаждается, а затем возвращается в компрессор. Оттаивание продолжается до тех пор, пока термометр сопротивления $ТС_2$ не зафиксирует повышение температуры до заданной. После достижения заданной температуры прибор *ПУО* посылает сигнал остановки оттаивания.

Поддержание давления конденсации необходимо для нормального функционирования установки при изменяющихся температуре и напоре воды. Эту задачу выполняет водорегулятор давления $РгД_2$.

Если изменения температуры носят сезонный характер, а источник воды имеет стабильный напор, то целесообразно применять схему (рис. 135, *в*) с электромагнитным вентилем $ЭВ_3$ и ручным регулирующим вентилем *РВ*. Вентиль $ЭВ_3$ от-

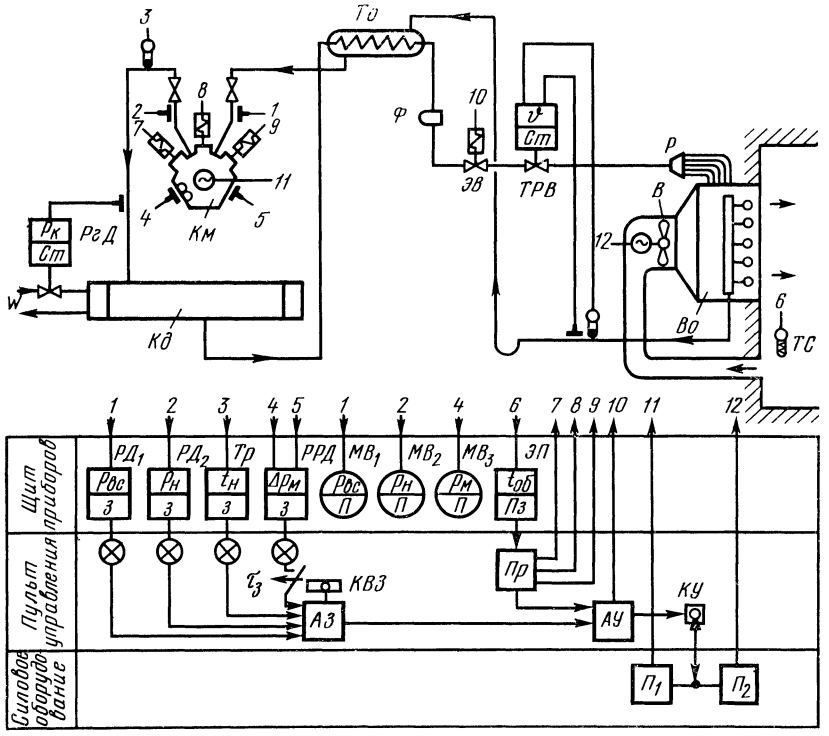


Рис. 136. Схема автоматизации однообъектной установки с компрессором, оборудованным приспособлениями для изменения холодопроизводительности

крывается при пуске и закрывается при остановке компрессора. Ручной регулирующий вентиль перенастраивается при сменах сезонов так, чтобы удержать давление конденсации в заданных пределах.

Если установка снабжена конденсатором с воздушным охлаждением (рис 135, *г*), то поддержание давления в нем осуществляется способом подтопления жидким хладагентом. Для этой цели используют два регулятора давления: «до себя» $РгД_3$ и «после себя» $РгД_4$. При понижении давления конденса-

ции регулятор $РгД_3$ прикрывает клапан, в результате чего создается большее сопротивление сливу жидкости. При понижении давления $p_{рс}$ в ресивере регулятор $РгД_4$ приоткрывает клапан, вследствие чего увеличивается подача пара. Работа схемы подробно описана в главе V.

Включение и выключение вентилятора B_2 происходит одновременно с пуском и остановкой компрессора по команде из схемы автоматического управления.

Работа систем защиты, сигнализации и измерения не отличается от работы систем, рассмотренных в главе XI.

Однообъектная установка с компрессором, оборудованным приспособлениями для изменения холодопроизводительности, показана на рис. 136. В данном случае это всасывающие клапаны с электромагнитным отжимом. Такие установки используют при малой тепловой инерции объекта охлаждения и значительных изменениях тепловой нагрузки.

Основная задача автоматизации — поддержание температуры воздуха в объекте — выполняется регулятором, состоящим из термопреобразователя сопротивления *ТС*, вторичного электронного прибора *ЭП*, преобразователя *Пр* и электромагнитных клапанов компрессора. Система регулирования обеспечивает ступенчатое изменение холодопроизводительности по астатическому принципу (подробно см. в главе III).

Важнейшее значение имеет место размещения термопреобразователя сопротивления. Для получения удовлетворительного регулирования его целесообразно устанавливать в месте с заметным обдувом воздухом. Предпочтительное место — вход воздухоохладителя, так как здесь термометр обдувается воздухом, температура которого близка к средней температуре в объекте.

Работа остальной части системы автоматизации не отличается от работы рассмотренных выше систем.

Многообъектные установки

От однообъектных многообъектные установки отличаются тем, что к одному компрессору или группе параллельно работающих компрессоров присоединено несколько испарителей разных объектов охлаждения. Многообъектные установки могут быть с непосредственным испарением (с индивидуальным и групповым питанием испарителей), а также с промежуточным холодоносителем. Кроме того, следует различать установки с одинаковыми температурами объектов и установки с различными температурами.

Вначале рассмотрим установку непосредственного испарения с индивидуальным питанием испарителей (рис. 137). Она состоит из трех камер с одинаковыми температурами в них.

Основными элементами установки являются компрессорно-конденсаторный агрегат, состоящий из компрессора *Км*, конденсатора *Кд* и теплообменника *То*; компрессор снабжен электромагнитными устройствами для отжима всасывающих клапанов; холодильные камеры $К_1$, $К_2$, $К_3$, охлаждаемые испарителями $И_1$, $И_2$ и $И_3$ с конвективным движением воздуха; предусматривается автоматическое оттаивание испарителей.

Основная задача автоматизации — поддержание в каждой из камер заданной температуры воздуха, причем эти температуры близки между собой.

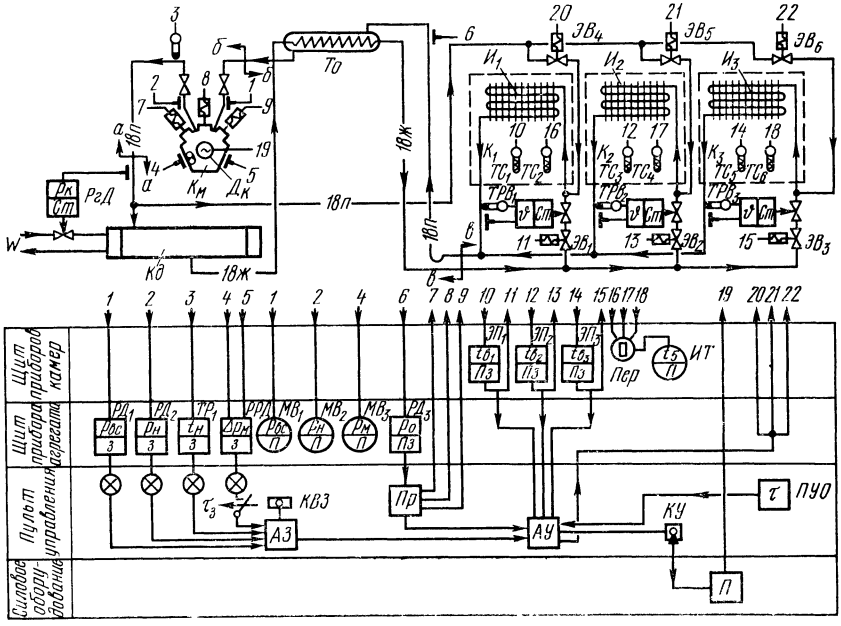


Рис. 137. Схема автоматизации многообъектной установки с индивидуальным питанием испарителей, одинаковыми температурами в камерах и компрессором, снабженным электромагнитными устройствами для отжима всасывающих клапанов

Автоматическое регулирование температуры осуществляется двухпозиционными регуляторами. Они состоят из термопреобразователей сопротивления $ТС_1$; $ТС_3$ и $ТС_5$, расположенных в камерах, вторичных электронных приборов $ЭП_1$, $ЭП_2$ и $ЭП_3$ и электромагнитных вентилей $ЭВ_1$, $ЭВ_2$ и $ЭВ_3$, установленных на линиях подачи жидкого хладагента к испарителям. В зависимости от изменений температуры в камере открывается или закрывается соответствующий электромагнитный вентиль для подачи хладагента и, таким образом, включается или выключается из работы данный испаритель.

Изменение тепловой нагрузки на установку в целом должно вызвать соответствующее изменение холодопроизводительности компрессора. Это изменение реализуется системой регулирования, состоящей из двух- или трехпозиционного реле давления $РД_3$, функционального преобразователя *Пр* и электромагнитных устройств отжима всасывающих клапанов.

Реле $РД_3$ воспринимает давление кипения в испарительной системе и передает соответствующие сигналы в преобразователь. Последний непосредственно управляет клапанами компрессора.

Эти устройства обеспечивают поддержание давления и температуры кипения в испарителях в заданных пределах и тем самым, независимо от нагрузки и числа включенных испарителей, поддержание заданной разности температур кипения и воздуха.

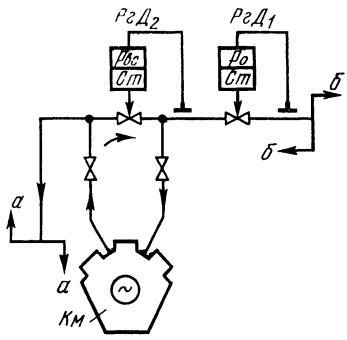


Рис. 138. Схема автоматизации с дроссельными регуляторами давления на всасывании и перепуске (фрагмент схемы рис. 137).

Систему регулирования давления кипения можно построить и на основе других способов изменения холодопроизводительности. В частности, при использовании компрессора, не имеющего встроенных устройств изменения холодопроизводительности, можно применить дроссельный регулятор давления или комбинацию из такого регулятора с регулятором давления всасывания (на перепуске). Фрагмент схемы с такими регуляторами приведен на рис. 138 (показаны устройства вместо соответствующих элементов на рис. 137 между стрелками *а* и *б*). Регулятор давления «до себя» $РгД_1$ воспринимает давление кипения p_0 и при его уменьшении прикрывает клапан, в результате чего понижаются давление всасывания $p_{вс}$ и, как следствие, холодопроизводительность компрессора.

Регулятор давления «после себя» $РгД_2$ воспринимает давление всасывания и при его понижении приоткрывает клапан, предотвращая недопустимое понижение давления. Этот регулятор применяют, если возможное снижение давления всасывания в процесс регулирования может выйти за допустимые пределы.

Питание испарителей в такой установке осуществляется индивидуальными терморегулирующими вентилями $ТРВ_1$, $ТРВ_2$ и $ТРВ_3$, воспринимающими перегрев пара на выходе соответствующего испарителя (см. рис. 137).

Теплопередающая поверхность испарителей оттаивается горячим паром хладагента, подаваемого непосредственно от

компрессора через электромагнитные вентили $ЭВ_4$, $ЭВ_5$ и $ЭВ_6$. Для управления оттаиванием по времени используют программный прибор *ПУО*. В целях повышения эффективности оттаивания можно предусмотреть такую программу, в соответствии с которой оттаивается один испаритель, в то время как другие работают в нормальном режиме охлаждения.

Поддержание давления конденсации выполняет водорегулятор давления *РгД*, работа которого описана ранее.

Схема автоматического управления *АУ* обеспечивает включение и выключение компрессора и установки в целом, перевод ее в режим оттаивания и обратно.

Компрессор включается по сигналу от вторичных приборов $ЭП_1$, $ЭП_2$ и $ЭП_3$, т. е. когда возникает необходимость в охлаждении любой из камер (цепь $АУ \rightarrow КУ \rightarrow П \rightarrow 19 \rightarrow Д_к$).

Компрессор выключается при достижении температуры во всех камерах, при уменьшении нагрузки ниже, чем холодопроизводительность низшей ступени (сигнал поступает из преобразователя *Пр*), при срабатывании системы защиты (сигнал поступает из схемы *АЗ*).

Ключом *КУ* установку можно перевести в режим ручного управления.

В режим оттаивания испарителей установка переводится по сигналу программного прибора. Оттаивание осуществляется во всех камерах одновременно (возможно раздельное оттаивание каждого испарителя). При сигнале «Начало оттаивания» схема автоматического управления принудительно закрывает электромагнитные вентили $ЭВ_1$, $ЭВ_2$ и $ЭВ_3$ и открывает $ЭВ_4$, $ЭВ_5$ и $ЭВ_6$. Подача жидкого хладагента в испаритель прекращается, но в то же время подача горячего пара открывается.

По сигналу программного прибора «Конец оттаивания» схема автоматического управления возвращает установку в исходное состояние.

Система автоматической защиты не отличается от систем автоматической защиты рассмотренных ранее машин.

Для измерения давлений применяют мановакуумметры $МВ_1$, $МВ_2$ и $МВ_3$, а для дистанционного измерения температур воздуха в камерах — термопреобразователи сопротивления $ТС_2$, $ТС_3$ и $ТС_4$, которые присоединяются к многоточечному переключателю *Пер*, последний — к измерителю *ИТ*. Переключатель и измеритель расположены на щите вне камер.

К одному компрессору можно присоединить объекты с различными температурами. Это часто встречается в торговых установках с небольшим числом объектов. При работе объектов с прямым присоединением испарителей к компрессору может увеличиться перепад между температурами воздуха и кипения, что в свою очередь вызывет дополнительные потери влаги продуктом и быстрое нарастание инея на теплопередающей поверхности испарителей.

Эти недостатки исключаются схемой, фрагмент которой представлен на рис. 139 (показаны устройства вместо соответствующих элементов на рис. 137 между стрелками *в*). Камера K_1 работает при более высокой температуре, чем две остальные.

На линии отсоса пара из испарителя этой камеры устанавливают регулятор давления «до себя» $РгД_3$. Этот регулятор поддерживает в испарителе необходимое давление кипения независимо от давления кипения в остальной испарительной системе. Все другие операции по управлению установкой не отличаются от рассмотренных ранее.

Установки непосредственного испарения с групповым питанием испарителей (с насосно-циркуляционной системой охлаж-

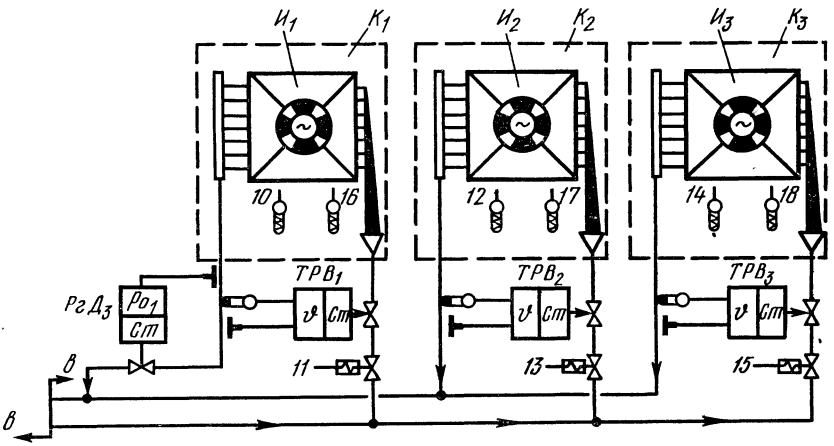


Рис. 139. Схема автоматизации воздухоохладителей камер с различными температурами (фрагмент схемы рис. 137)

дения) применяют в крупных объектах, в частности на промысловых и транспортных судах.

Основными элементами установки (рис. 140) являются компрессорно-конденсаторный агрегат, состоящий из винтового компрессора *Км* с электродвигателем *Дк*, маслоотделителя *Мо*, маслохолодильника *Мх*, маслонасоса $МН_1$ с двигателем $Дн_1$ и конденсатора *Кд*; винтовой компрессор снабжен регулирующим золотником с приводом от гидроцилиндра *Гц*; циркуляционный ресивер-отделитель жидкости *ЦРО* вертикального типа; в него подается жидкий хладагент из конденсатора, а из испарителей возвращается парожидкостная смесь; пар из циркуляционного ресивера-отделителя отсасывается компрессором; циркуляционный насос *НЦ* с двигателем $Д_{нц}$, обеспечивающий циркуляцию жидкого хладагента с заданной кратностью; испарители камер (в данном случае воздухоохладители с принудительной циркуляцией воздуха); агрегат для возврата масла из испаритель-

ной системы, состоящий из выпарного аппарата $ВА$ с электродвигателем $Н$ и возвратного маслонасоса $МН_2$ с двигателем $Д_{н2}$.

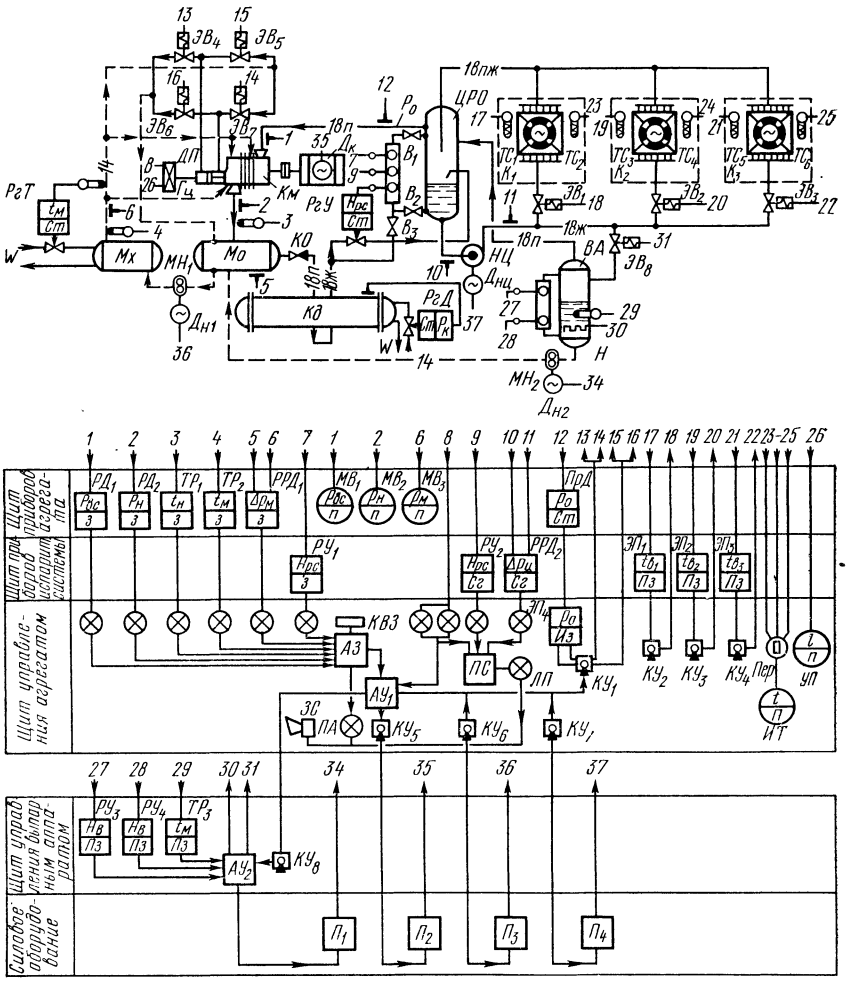


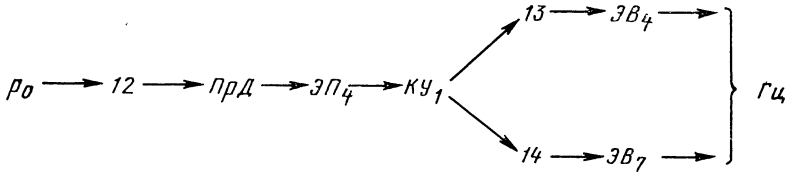
Рис. 140. Схема автоматизации многообъектной установки с насосно-циркуляционной испарительной системой

Основная задача автоматизации — поддержание требуемых температур в камерах $К_1$, $К_2$ и $К_3$, решается с помощью двухпозиционных регуляторов, состоящих из термометров сопротивления $ТС_1$, $ТС_3$ и $ТС_5$, вторичных электронных приборов $ЭП_1$, $ЭП_2$ и $ЭП_3$ и электромагнитных вентилей $ЭВ_1$, $ЭВ_2$ и $ЭВ_3$.

В процессе регулирования последние открывают либо закрывают подачу жидкого хладагента в испарители. Количество поступающего хладагента обычно превосходит требуемое для испарения в несколько раз. Регулировка этого количества осуществляется при первоначальном пуске установки ручными регулирующими вентилями или диафрагмами постоянного сечения (на схеме не показаны). Помимо автоматической работы предусмотрено ручное управление с помощью ключей $КУ_2$, $КУ_3$ и $КУ_4$.

Вентиляторы воздухоохладителей камер работают непрерывно, исключая застой и расслоение воздуха. Иногда предусматривают перевод их двигателей на режим с пониженной частотой вращения на время выключения подачи хладагента. Управление вентиляторами на схеме не показано.

Изменение холодопроизводительности компрессора в соответствии с тепловой нагрузкой на испарительную систему осуществляется по давлению кипения. Для этой цели служит автоматический регулятор, состоящий из электрического преобразователя давления *ПрД*, электронного регулирующего прибора $ЭП_4$, электромагнитных вентилей $ЭВ_4$—$ЭВ_7$ и гидроцилиндра *Гц*. Изменяя положение золотника винтового компрессора, регулятор поддерживает давление кипения p_0 в заданных пределах. Цепь регулирования при снижении давления следующая:



В этой цепи открываются электромагнитные вентили $ЭВ_4$ и $ЭВ_7$, через которые левая полость гидроцилиндра соединяется со сливной масляной линией, а правая — с напорной. Поршень гидроцилиндра двигается влево, в результате чего уменьшается холодопроизводительность компрессора. Ввиду того что прибор $ЭП_4$ реализует ПИ-закон регулирования, управление электромагнитными вентилями $ЭВ_4$ и $ЭВ_7$ происходит импульсами, длительность и частота следования которых зависят от отклонения давления от заданного значения.

При отклонении давления в противоположную сторону в указанной цепи заменяются вентили: в работе $ЭВ_5$ и $ЭВ_6$. Поршень гидроцилиндра импульсно перемещается вправо, в результате чего увеличивается холодопроизводительность компрессора.

При необходимости регулировать вручную пользуются ключом $КУ_1$.

Питание испарительной системы жидким хладагентом осуществляется регулятором уровня *РгУ* плавного действия, кото-

рый может быть регулятором прямого действия или пилотным. Поплавковая камера с чувствительным элементом регулятора присоединена к циркуляционному ресиверу как сообщающийся сосуд.

Клапан регулятора установлен на линии подачи жидкого хладагента из конденсатора, в нем происходит дросселирование жидкости от давления конденсации до давления кипения. Жидкость накапливается в нижней части ресивера, в то время как образовавшийся при дросселировании пар отсасывается компрессором. Питание испарителей осуществляется циркуляционным насосом *НЦ*, подающим жидкость при давлении, близком к кипению. Пар и неиспарившаяся часть жидкости возвращаются в циркуляционный ресивер-отделитель жидкости, где разделяются: пар отсасывается компрессором, жидкость направляется на повторную циркуляцию.

Поддержание давления конденсации и работа масляной системы не отличаются от ранее рассмотренных (см. рис. 137).

Агрегат для возврата масла из испарительной системы работает следующим образом. Если в выпарном аппарате *ВА* жидкость отсутствует, то реле уровня $РУ_4$ подает команду на открытие электромагнитного вентиля $ЭВ_8$ (цепь $ВА \rightarrow 28 \rightarrow РУ_4 \rightarrow \rightarrow АУ_2 \rightarrow 31 \rightarrow ЭВ_8$).

Жидкий хладагент в смеси с маслом, поступающий из напорной линии насоса *НЦ*, заполняет выпарной аппарат. При достижении верхнего уровня срабатывает реле уровня $РУ_3$, закрывая вентиль $ЭВ_8$ и включая нагреватель *Н*. Жидкий хладагент кипит, пар отсасывается в циркуляционный ресивер-отделитель жидкости. При этом температура остается близкой к температуре кипения испарительной системы.

После выпаривания хладагента в нижней части аппарата собирается масло, температура которого повышается. При достижении заданного значения срабатывает термореле $ТР_3$ (цепь $ВА \rightarrow 29 \rightarrow ТР_3 \rightarrow АУ_2$), по сигналу которого в работу включается насос $МН_2$ (цепь $АУ_2 \rightarrow П_1 \rightarrow 34 \rightarrow Д_{н2}$). Насос откачивает масло из выпарного аппарата в маслоотделитель.

После достижения маслом уровня срабатывания реле $РУ_4$ цикл повторяется. При малой концентрации масла температура может не повышаться. Тогда термореле $ТР_3$ не работает, а реле уровня $РУ_4$ повторяет зарядку аппарата. Агрегатом можно управлять вручную ключом $КУ_8$.

Автоматическое управление установкой осуществляется схемами $АУ_1$ и $АУ_2$.

Схема $АУ_1$ управляет работой компрессорно-конденсаторного агрегата и обеспечивает выполнение следующих операций:

пуск и остановка компрессора по команде от ключа $КУ_5$; при этом пуск агрегата осуществляется только в положении регулирующего золотника, соответствующем минимальной холодопроизводительности;

блокировка работы компрессора и насосов $МН_1$ и *НЦ* (компрессор пускается только при работающих насосах);

аварийная остановка по команде из схемы автоматической защиты.

Схема $АУ_2$ управляет работой агрегата для возврата масла (см. ранее).

В состав системы автоматической защиты установки кроме приборов, контролирующих рабочие параметры компрессора (см. рис. 131), входит реле уровня $РУ_1$, подающее сигнал при повышении уровня жидкости в циркуляционном ресивере-отделителе жидкости выше допустимого предела.

Схема *АЗ* взаимодействует со схемой $АУ_1$, вызывая аварийную остановку агрегата при срабатывании любого из приборов защиты.

Систему сигнализации подразделяют на предупредительную и аварийную. К схеме предупредительной сигнализации *ПС* подключены приборы, контролирующие уровень в циркуляционном ресивере-отделителе (реле уровня $РУ_2$) и работу циркуляционного насоса *НЦ* (реле разности давлений $РРД_2$). Кроме того, в эту схему вводятся сигналы от датчиков положения *ДП* гидроцилиндра (сигналы поступают при достижении крайних положений). При поступлении сигналов зажигаются индивидуальные и общая лампа *ЛП*, а также включается звуковой сигнал *ЗС*. Аварийная сигнализация состоит из индивидуальных ламп, включенных в цепи соответствующих приборов защиты, и общей лампы *ЛА*, загорающейся после срабатывания схемы *АЗ*.

При срабатывании схемы *АЗ* включается звуковой сигнал.

Система измерений включает в себя приборы измерения давления (мановакуумметры $МВ_1$, $МВ_2$ и $МВ_3$) и работающий от термопреобразователей сопротивления $ТС_2$, $ТС_4$ и $ТС_6$ измеритель температуры *ИТ* с многоточечным переключателем *Пер*.

Термопреобразователи сопротивления установлены в камерах. При необходимости количество точек измерения температуры можно увеличить. Кроме того, предусмотрен указатель положения *УП* золотника, работающий от датчика положения и позволяющий судить о фактической холодопроизводительности компрессора.

В установках с промежуточным холодоносителем воздух в помещении охлаждается водой, рассолом, антифризом и т. д.

Принципы автоматизации таких установок не отличаются от принципов автоматизации рассмотренных выше установок непосредственного охлаждения.

В помещениях температура регулируется двухпозиционно: открытием и закрытием подачи холодоносителя в охлаждающие устройства.

Изменение холодопроизводительности компрессора осуществляется по температуре холодоносителя, точнее, путем ее автоматического поддержания в заданных пределах (аналогично поддержанию давления кипения в установках непосредственного охлаждения).

Вся остальная система автоматизации, включая схемы управления, защиты, сигнализации и измерений, не отличается от аналогичных систем установок непосредственного испарения.

Глава XIII. КОМПРЕССИОННЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И УСТАНОВКИ, РАБОТАЮЩИЕ НА АММИАКЕ

Эти машины и установки широко используют в различных отраслях народного хозяйства для обработки и хранения пищевых продуктов, в технологических процессах химической и нефтехимической промышленности и др.

В зависимости от назначения различают машины для охлаждения жидкости (воды, рассола, антифриза) и установки для охлаждения воздуха в помещениях.

Машины для охлаждения жидкости могут изготовляться как в виде единого блока, так и в виде двух или нескольких частей, соединяемых на месте монтажа. В некоторых случаях испарители для охлаждения жидкости входят в общую разветвленную установку, включающую и другие испарители.

Установки для охлаждения воздуха — это, как правило, разветвленные системы с многими объектами охлаждения (например, холодильными камерами), несколькими компрессорами, конденсаторами и другим оборудованием. Современные установки такого типа представляют собой стандартный набор основных агрегатов и узлов, комплектно поставляемых на место монтажа. Среди агрегатов наибольшее значение имеют моторкомпрессорные агрегаты.

Ниже рассматриваются схемы автоматизации основных типов мотор-компрессорных агрегатов и комплексной холодильной машины.

Особенностью аммиачных установок является их повышенная опасность, связанная с токсичностью аммиака и взрывоопасностью его смеси с воздухом. В соответствии с действующими нормами помещения, где размещены компрессоры и другое оборудование, внутри которого циркулирует аммиак, относят к взрывоопасному классу В1-б.

При автоматизации особое внимание уделяют защите поршневых компрессоров от попадания жидкости в цилиндры и гидравлических ударов.

МОТОР-КОМПРЕССОРНЫЕ АГРЕГАТЫ

Мотор-компрессорные агрегаты различают по следующим признакам:

по типу компрессоров — поршневые, ротационные, винтовые, центробежные и комбинированные;

по типу электродвигателя — агрегаты с асинхронными короткозамкнутыми электродвигателями, электродвигателями с контактными кольцами и синхронными электродвигателями;

по числу ступеней сжатия — одно- и двухступенчатые;

по способу изменения холодопроизводительности — с двухпозиционным («пуск—остановка»), со ступенчатым и плавным изменением.

Ниже приводятся схемы наиболее характерных мотор-компрессорных агрегатов: одноступенчатый агрегат с поршневым компрессором, двухступенчатый агрегат с винтовым и поршневым компрессором.

Одноступенчатые агрегаты

Агрегат этого типа (рис. 141) состоит из компрессора *Км* со ступенчатым изменением холодопроизводительности, приводного электродвигателя *Дк*, маслоотделителя *Мо* с устройством *ВМ* для возврата масла в компрессор и обратного клапана *КО*, отделяющего компрессор от конденсатора при стоянке.

Устройства автоматики сосредоточены на щите приборов и в пульте управления.

Агрегат присоединяется к другим частям установки патрубками: всасывающим R_1 и нагнетательным R_2.

Кроме того, в охлаждающую рубашку через патрубки *W* подается вода.

Изменение холодопроизводительности осуществляется по командам, которые поступают по связи *Д* от позиционного прибора, расположенного в испарительной системе установки.

Прибор может воспринимать температуру либо давление кипения. В зависимости от величины и знака сигнала функциональный преобразователь *Пр* управляет работой электромагнитных клапанов компрессора. Если тепловая нагрузка меньше, чем наименьшая холодопроизводительность компрессора, то преобразователь формирует сигнал, подаваемый в схему автоматического управления *АУ*, которая останавливает компрессор.

Если компрессор не имеет устройств изменения холодопроизводительности и предназначен для работы по способу «пуск—остановка», то преобразователь отсутствует, а сигнал по связи *Д* подается непосредственно в схему автоматического управления.

Управление агрегатом может осуществляться автоматически или вручную. При выборе режима работы и ручном управле-

нии используют ключ *КУ*. Схема автоматического управления при работе в автоматическом режиме обеспечивает перевод преобразователя *Пр* в положение, соответствующее минимальной холодопроизводительности, выключение на время пуска ($\tau_з$) защиты от падения давления в системе смазки, включение пускателя *П*, подачу сигнала «Включено» в цепь внешней сигнализации *ВнСг*.

К схеме автоматического управления по связи *Бл* подводятся также сигналы от других элементов установки, не позво-

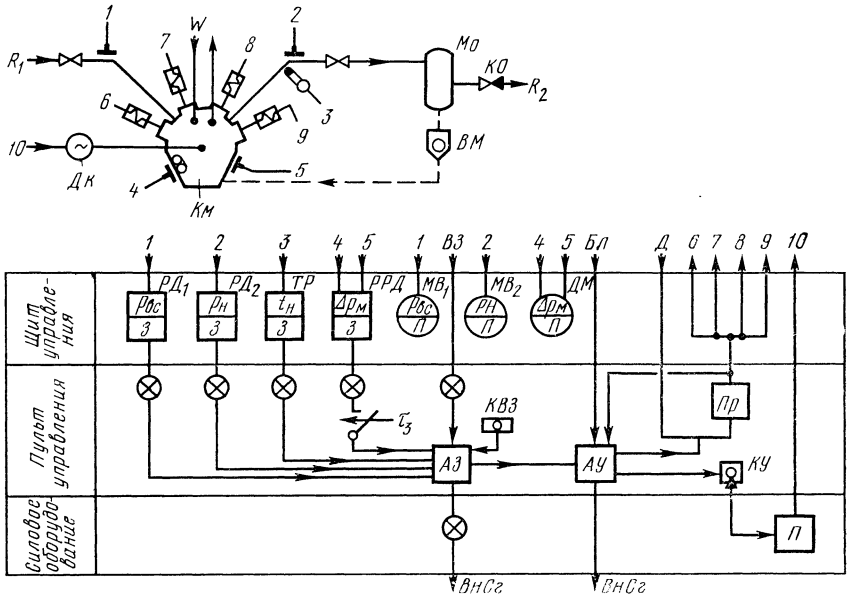


Рис. 141. Схема автоматизации одноступенчатого мотор-компрессорного агрегата

ляющие пуск агрегата до выполнения определенных условий (например, включения насосов).

Система защиты агрегата состоит из приборов и схемы *АЗ*. Приборы $РД_1$, $РД_2$, *ТР* и *РРД* контролируют соответственно давление всасывания и нагнетания, температуру нагнетания и разность давлений в системе смазки.

Схема *АЗ* однократного действия. При срабатывании любого из приборов защиты она посылает сигнал в схему автоматического управления, выключающую компрессор. К схеме *АЗ* подводится сигнал *ВЗ* от внешних устройств защиты, расположенных в других частях установки (например, реле уровня отделителя жидкости).

При аварийном выключении компрессора схема *АЗ* посылает сигнал по линии внешней сигнализации *ВнСг* в главный щит управления и сигнализации установки.

Для наблюдения за работой агрегата на щите приборов устанавливают два мановакуумметра $МВ_1$ и $МВ_2$ и дифференциальный манометр *ДМ*, который позволяет непосредственно отсчитывать разность давлений, развиваемую маслонасосом.

Двухступенчатые агрегаты

Двухступенчатые мотор-компрессорные агрегаты могут изготовляться в различных вариантах, например в виде единого компрессора, одна часть цилиндров которого осуществляет предварительное, а другая — окончательное сжатие пара, либо в виде двух компрессоров с общим или индивидуальным приводом. Последний вариант может выполняться с двумя поршневыми компрессорами, ротационным и поршневым, винтовым и поршневым, двумя винтовыми.

Основными элементами двухступенчатого мотор-компрессорного агрегата, представленного на схеме (рис. 142), являются винтовой компрессор $Км_1$ первой (нижней) ступени сжатия с электродвигателем $Дк_1$ (всасывающая линия присоединяется к испарительной системе через патрубок R_1); маслосистема винтового компрессора, состоящая из маслоотделителя $Мо_1$, маслонасоса *МН* с двигателем $Д_н$, водяного маслохолодильника *Мх*; промежуточный сосуд *Пс* барботажного типа, в котором происходит охлаждение сжатого нижней ступенью пара, а также переохлаждение жидкого хладагента, протекающего через змеевик из конденсатора (патрубок R_3) к испарительной системе (патрубок R_4); поршневой компрессор $Км_2$ с электродвигателем $Д_{к_2}$ и маслоотделителем $Мо_2$, снабженным устройством *ВМ* возврата масла в картер (нагнетательная линия присоединяется к конденсатору через патрубок R_2); щиты приборов компрессоров нижней и верхней ступеней и промежуточного сосуда; пульт управления агрегатом.

Охлаждающая вода для маслохолодильника и рубашек компрессора подводится через патрубки *W*.

Изменение холодопроизводительности агрегата предусмотрено способом «пуск—остановка». Сигналы «Пуск» и «Остановка» поступают по связи *Д* в схему автоматического управления *АУ* от приборов, размещенных на других узлах и воспринимающих регулируемую температуру или давление. При этом пуск агрегата возможен лишь при разрешающем сигнале, подаваемом по связи *Бл* (блокирование с работой других узлов и агрегатов установки, например насосов).

В случае, когда компрессоры снабжены устройствами плавного или ступенчатого изменения холодопроизводительности, управление ими осуществляется аналогично описанному в главе XII случаю, относящемуся к работающей на хладоне машине.

Схема автоматического управления выполняет заданную программу пуска и остановки агрегата.

При стоянке агрегата электромагнитный вентиль $ЭВ_2$ открыт, сообщая промежуточный сосуд с испарительной системой. В результате разгружается компрессор нижней ступени и исключается выдавливание жидкости из промежуточного сосуда. Пуск агрегата возможен лишь при перепаде давления на электромагнитном вентиле $ЭВ_2$ не более заданного, что фиксируется реле разности давлений $РРД_2$.

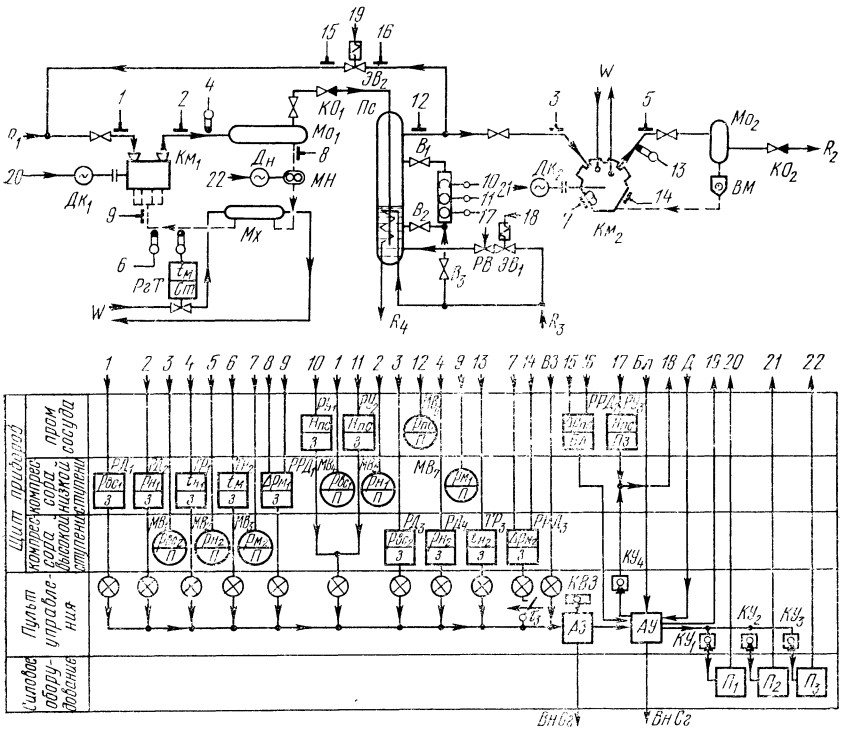


Рис. 142. Схема автоматизации двухступенчатого мотор-компрессорного агрегата

Если схема автоматической защиты $АЗ$ фиксирует нормальное состояние контролируемых параметров, то после получения команды по связи $Д$ можно осуществить пуск агрегата.

Вначале пускается двигатель $Д_н$ маслонасоса. После достижения заданного давления в системе смазки закрывается электромагнитный вентиль $ЭВ_2$. Затем с небольшим интервалом времени пускаются компрессоры $Км_1$ и $Км_2$. Одновременно дается разрешение на включение электромагнитного вентиля $ЭВ_1$, работающего в системе питания промежуточного сосуда.

По получении команды на остановку выключаются электродвигатели компрессоров и насоса, открывается электромаг-

нитный вентиль $ЭВ_2$ и снимается разрешение на открытие электромагнитного вентиля $ЭВ_1$.

Питание промежуточного сосуда жидким аммиаком осуществляется реле уровня $РУ_3$. Реле уровня выполняет двухпозиционное регулирование через электромагнитный вентиль $ЭВ_1$. Регулирующий вентиль $РВ$ предназначен для дросселирования аммиака и настраивается так, чтобы обеспечить питание при наибольшей нагрузке на промежуточный сосуд.

Система автоматической защиты по составу и принципу действия в основном не отличается от рассмотренных выше. Единственное отличие — включение в САЗ двух реле уровня $РУ_1$ и $РУ_2$, контролирующих заполнение промежуточного сосуда. Оба реле включены равноправно, и в результате взаимного дублирования повышается надежность защиты. С помощью ручного вентиля $В_3$ можно проверить исправность всех реле уровня, не прибегая к заполнению промежуточного сосуда. При проверке вентилем $В_2$ отсекают поплавковые преобразователи от сосуда и через вентиль $В_3$ заполняют их жидким аммиаком и таким образом проверяют действие защиты. Если закрыть вентиль $В_1$, то можно повысить давление в поплавковых камерах и их продуть для очистки от грязи и масла.

Предусмотрено включение сигнала от приборов защиты, расположенных на других аппаратах установки (связь $ВЗ$).

Вся остальная система автоматизации, включая схемы внутренней и внешней сигнализации и измерений, не отличается от аналогичных систем, рассмотренных ранее.

Центробежные агрегаты

Центробежный мотор-компрессорный агрегат (рис. 143) включает в себя компрессор $Км$ с промежуточным холодильником $Х$, редуктор $Р$ и приводной электродвигатель $Д_к$, а также системы смазки компрессора (бак $МБ_{км}$, насосы $МН_1$ и $МН_2$ и холодильник масла $Мх_{км}$) и редуктора (бак $МБ_р$, насос $МН_3$ и холодильник $Мх_р$). Компрессор имеет входные поворотные лопатки для изменения холодопроизводительности.

Мотор-компрессорный агрегат автоматизирован частично: пуск и остановка осуществляются вручную, а остальные операции, включая изменение холодопроизводительности и защиту от опасных режимов, автоматически.

Пар хладагента из испарителя засасывается через патрубок R_1, сжимается и подается в промежуточный холодильник $Х$. По патрубку W_1 в змеевик холодильника подается холодная вода. Охлажденный пар сжимается до давления конденсации и через обратный клапан $КО$ и патрубок R_2 направляется в конденсатор. Всасывающий патрубок R_5 предназначен для второй испарительной системы, работающей на промежуточном давлении. Для облегчения пуска компрессора предусмотрены две бай-

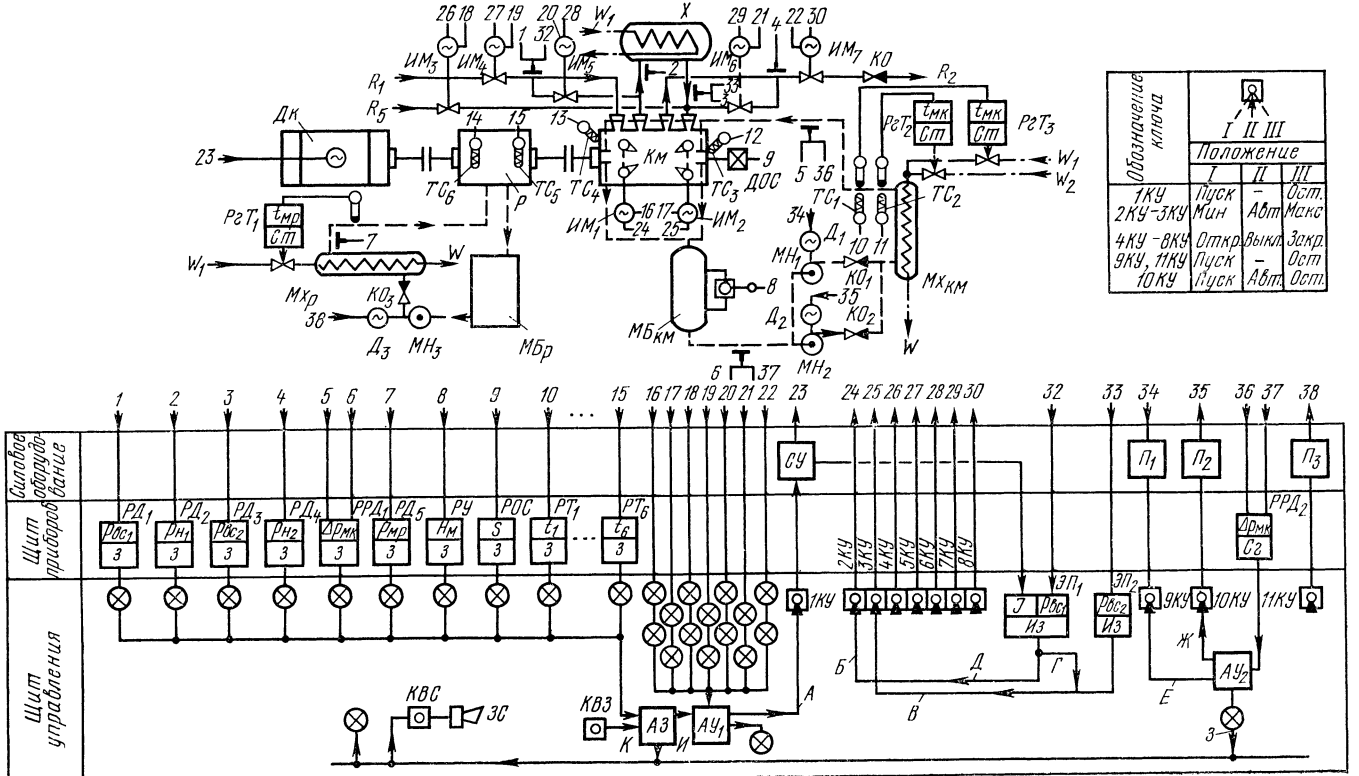


Рис. 143. Схема автоматизации центробежного мотор-компрессорного агрегата

пасные линии: между патрубком R_1 и входом в промежуточный холодильник и между его выходом и патрубком R_2. Обратный клапан служит для предотвращения перетечки хладагента из конденсатора в испаритель через компрессор, например при экстренной остановке.

Через систему смазки компрессора масло подается к подшипникам с определенными давлением и температурой. Рабочий насос $МН_1$ забирает масло из бака $МБ_р$ и подает его в компрессор через холодильник масла. Во время работы по патрубку W_1 в него подается холодная вода. Для подогрева масла в пусковых режимах предусматривается подача горячей воды, подводимой по патрубку W_2. Из компрессора масло самотеком сливается в бак. Насос $МН_2$ является резервным. Обратные клапаны $КО_1$ и $КО_2$ предотвращают замыкание потока через неработающий насос.

Система смазки редуктора также замкнутая. Масло из бака $МБ_р$ забирается внешним насосом $МН_3$ и через холодильник $Мх_р$ подается в редуктор. Если редуктор имеет встроенный насос, то внешний насос выполняет функции пускового и резервного. Обратный клапан $КО_3$ предотвращает опустошение системы при неработающем насосе.

Пуск агрегата начинается с включения в работу систем смазки компрессора и редуктора. Для этого ключи управления *9КУ* и *11КУ* переводят в положение «Пуск» (см. рис. 143, правый верхний угол). Двигатели $Д_1$ и $Д_3$ насосов включаются в работу пускателями $П_1$ и $П_3$. После установления нормального давления в системах смазки и при условии, что температура масла находится в заданных пределах, нажимают кнопку ввода защит *КВЗ* и тем самым переводят схему *АЗ* в рабочее состояние.

Ключи *2КУ* и *3КУ* переводят в положение «Мин.» При этом входные поворотные лопатки переставляются исполнительными механизмами $ИМ_1$ и $ИМ_2$ в положение, соответствующее минимальной холодопроизводительности. С помощью специальных концевых контактов, встроенных в исполнительные механизмы, на щит управления передаются сигналы о действительном положении лопаток (связи *16* и *17*). Горят лампы минимального положения, и подается блокировочный сигнал в схему автоматического управления $АУ_1$.

Ключи управления *4КУ* и *5КУ* устанавливаются в положение «Закр.», в результате чего исполнительные механизмы $ИМ_3$ и $ИМ_4$ перекрывают задвижки на всасывающих трубопроводах R_1 и R_5. Концевые контакты этих механизмов (по связям *18* и *19*) подают блокировочные сигналы в схему автоматического управления $АУ_1$ и зажигают соответствующие лампы.

Ключи управления *6КУ—8КУ* устанавливаются в положение «Откр.», в результате чего исполнительные механизмы $ИМ_5$—$ИМ_7$ открывают задвижки на нагнетательном (R_2) и

обоих байпасных трубопроводах. При этом (по связям *20—22*) подаются блокировочные сигналы и зажигаются лампы открытого положения.

Если схема *АЗ* приведена в рабочее состояние и задвижки компрессора находятся в соответствующих положениях, то схема подготовлена к пуску. Сигнал разрешения пуска (по связи *А*) подается в станцию управления *СУ*.

Для включения электродвигателя компрессора $Д_к$ используют ключ *1КУ*, переводя его в положение «Пуск». Включается в работу станция управления *СУ*, которая осуществляет необходимую программу пуска двигателя. После достижения номинальной скорости вращения постепенно открывают задвижку, периодически переводя ключ *5КУ* в положение «Откр.» до зажигания лампы (связь *19*). Также плавно открывают всасывающую задвижку системы промежуточного давления ключом *4КУ*. Далее закрывают задвижки на байпасных линиях с помощью ключей *6КУ—8КУ*.

Пуск компрессора заканчивается переводом ключей *2КУ* и *3КУ* в положение «Авт.», при котором вводится в работу система автоматического изменения холодопроизводительности.

Автоматическое изменение холодопроизводительности производят по температуре холодоносителя или температуре (давлению) кипения хладагента в испарителе. В рассматриваемой схеме изменение холодопроизводительности осуществляется по давлению, которое приблизительно равно давлению кипения в испарителе.

Электронный прибор $ЭП_1$ совместно с исполнительным механизмом $ИМ_1$ реализует ПИ-регулирование давления $p_{вс_1}$. При изменении давления прибор вырабатывает воздействие, которое через связь *Б* передается исполнительному механизму $ИМ_1$. Последний изменяет угол поворота лопаток и тем самым холодопроизводительность компрессора.

Регулирующий электронный прибор $ЭП_2$ контролирует давление всасывания $p_{вс_2}$ и работает совместно с исполнительным механизмом $ИМ_2$. Этот прибор служит для поддержания необходимого промежуточного давления при различных значениях тепловой нагрузки на обе испарительные системы. При повышении давления $p_{вс_2}$ прибор $ЭП_2$ через связь *В* передает воздействие на исполнительный механизм $ИМ_2$, в результате чего увеличивается холодопроизводительность. При понижении давления производительность уменьшается.

Прибор $ЭП_1$ наряду с каналом регулирования давления имеет канал для ограничения потребляемой мощности электродвигателя (канал тока). Если мощность меньше предельного значения, то исполнительный механизм $ИМ_1$ работает от канала регулирования давления, а исполнительный механизм $ИМ_3$ держит задвижку открытой.

При достижении предельного значения канал тока берет управление исполнительными механизмами $ИМ_1$ и $ИМ_2$ на себя (связь *Б* и *Г*) и поворачивает лопатки настолько, чтобы мощность возвратилась к требуемому значению.

По мере снижения нагрузки лопатки поворачиваются, вследствие чего увеличивается холодопроизводительность компрессора. Когда давление $p_{вс_1}$ достигает нормального значения, прибор $ЭП_1$ вновь переключается на регулирование давления. Управление исполнительным механизмом $ИМ_2$ возвращается прибору $ЭП_2$.

В случае, когда испарительная система с промежуточным давлением кипения отсутствует, регулирование мощности осуществляется только поворотом входных лопаток.

При автоматизации системы смазки компрессора предусматривают поддержание заданной температуры масла на входе в компрессор и автоматическое включение резервного насоса.

Заданная температура масла поддерживается автоматическими регуляторами $РгТ_2$ и $РгТ_3$, регулирующие органы которых установлены на патрубках подачи холодной W_1 и горячей W_2 воды в холодильник масла. В период пуска, когда температура масла слишком низкая, работает регулятор $РгТ_2$ и воздействует на расход горячей воды. По мере повышения температуры масла расход горячей воды уменьшается. С переходом на нормальный рабочий режим клапан регулятора $РгТ_2$ полностью закрывается и в дальнейшем в аппарате $Мх_{км}$ масло охлаждается холодной водой, расход которой изменяется клапаном регулятора $РгТ_3$. Регуляторы настраивают с некоторым сдвигом так, чтобы к моменту открытия клапана $РгТ_3$ клапан регулятора $РгТ_2$ был полностью закрыт.

Работу основного маслонасоса $МН_1$, двигатель $Д_1$ которого пускают ключом *9КУ* и пускателем $П_1$, контролирует реле разности давления $РРД_2$. Чувствительные элементы этого реле воспринимают разность давлений масла на входе в компрессор и перед маслонасосом, при отказе которого контролируемая разность давлений уменьшается и реле посылает сигнал в схему управления резервным насосом $АУ_2$. В свою очередь схема посылает сигнал остановки двигателя $Д_1$ (связь *Е*) и включает пускатель $П_2$ и двигатель $Д_2$ (связь *Ж*). Одновременно включаются лампа («Включен резерв») и общая сигнализация (связь *З*). При необходимости резервный насос можно включить вручную ключом *10КУ*.

Автоматизированная система смазки редуктора обеспечивает поддержание заданной температуры масла. Для этого применяют регулятор $РгТ_1$, чувствительный элемент которого воспринимает температуру масла перед входом в редуктор, а регулирующий орган изменяет расход охлаждаемой воды, подаваемой в холодильник $Мх_р$.

Управление двигателем $Д_3$ насоса $МН_3$ осуществляют вручную ключом *11КУ* через пускатель $П_3$.

Система автоматической защиты агрегата состоит из защитных приборов и схемы *АЗ*.

Приборы защиты контролируют определенные технологические параметры:

реле низкого давления $РД_1$ — давление всасывания в патрубке R_1;

реле высокого давления $РД_2$ — давление нагнетания первой ступени;

реле низкого давления $РД_3$ — давление всасывания второй ступени;

реле высокого давления $РД_4$ — давление нагнетания в патрубке R_2;

реле перепада давления $РРД_1$ — разность давлений масла на входе в компрессор и перед маслонасосом;

реле низкого давления $РД_5$ — давление масла перед входом в редуктор;

реле уровня *РУ* — уровень масла в баке $МБ_{км}$;

реле осевого сдвига *РОС* с датчиком *ДОС* — осевой сдвиг вала компрессора;

реле $РТ_1$—$РТ_6$ (с термопреобразователями сопротивления $ТС_1$—$ТС_6$) — температуры соответственно масла в системе смазки компрессора ($РТ_1$ и $РТ_2$), подшипников компрессора ($РТ_3$ и $РТ_4$), подшипников редуктора ($РТ_5$ и $РТ_6$).

Схема *АЗ* однократного действия. При срабатывании любого из реле защиты схема *АЗ* посылает сигнал аварийной остановки (связь *И*) в схему управления $АУ_1$, которая в свою очередь через станцию управления *СУ* останавливает электродвигатель компрессора.

Последующий пуск возможен лишь в том случае, когда все контролируемые параметры имеют допустимые величины. При этом нажимают на кнопку ввода защиты *КВЗ*.

Система автоматической защиты имеет расшифровывающие сигнальные лампы, зажигающиеся при срабатывании соответствующих защитных реле.

Общая аварийная сигнализация предназначена для подачи звукового и светового сигналов при нарушении нормального режима работы агрегата.

Сигналы подаются при срабатывании системы автоматической защиты и аварийной остановке агрегата (связь *К*), при выходе из строя основного маслонасоса и включения резерва (связь *З*).

В указанных случаях включаются звуковой сигнал *ЗС* (ревун или звонок громкого боя) и общая сигнальная лампа.

На время устранения неполадок звуковой сигнал можно выключить кнопкой *КВС*, однако лампа остается включенной

до ликвидации причин, вызвавших включение общей аварийной сигнализации.

Описанную схему следует рассматривать как упрощенную, так как в ней опущены некоторые приборы и узлы, применяемые в реальных машинах. Так, не указаны приборы для измерения давления и температуры в различных узлах агрегата. Не приведена схема защиты электродвигателя, включающая в себя приборы для контроля температур подшипников и обмоток, а в некоторых случаях для контроля избыточного давления воздуха в корпусе двигателя (во взрывобезопасных установках).

КОМПЛЕКСНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ЖИДКОСТИ

В качестве примера рассмотрим схему машины (рис. 144), включающей поршневой компрессор *Км* с электродвигателем $Д_к$ и маслоотделителем *Мо*, снабженный электромагнитными устройствами управления всасывающими клапанами, кожухотрубный испаритель *И* с межтрубным кипением, кожухотрубный конденсатор *Кд*, щит приборов, пульт управления.

Машина присоединяется к системе водоснабжения через патрубки *W* и к потребителю охлажденной жидкости через патрубки *S*.

Основная задача автоматизации — поддержание температуры охлажденного жидкого теплоносителя на выходе из испарителя. Для решения задачи используют регулятор температуры, состоящий из термопреобразователя сопротивления *ТС* на выходной линии испарителя, вторичного электронного прибора *ЭП*, функционального преобразователя *Пр* и электромагнитов всасывающих клапанов. Система регулирования не отличается от системы регулирования холодильной машины, работающей на хладоне.

Питание испарителя жидким аммиаком осуществляется регулятором уровня, в состав которого входят реле уровня (первичный преобразователь $ППр_2$ и вторичный прибор $РУ_2$) и электромагнитный вентиль *ЭВ*, установленный на линии подачи жидкости в испаритель последовательно с ручным регулирующим вентилем *РВ*. Система двухпозиционная, ее работа описана ранее.

Схема автоматического управления *АУ* связана с системой регулирования температуры теплоносителя: при снижении тепловой нагрузки ниже, чем минимальная холодопроизводительность компрессора, последний переводится в режим «пуск — остановка». Кроме того, пуск компрессора осуществляется при минимальной холодопроизводительности, что обеспечивает разгрузку электродвигателя.

Машина может быть связана с другими возможными агрегатами установки блокировочными сигналами (по связи *Бл*).

Система защиты кроме обычных приборов содержит реле уровня (первичный преобразователь $ППр_1$ и вторичный прибор $РУ_1$), исключающее переполнение испарителя и влажный ход компрессора при нарушении работы системы питания. Предусматриваются вентили, с помощью которых можно проверить исправность устройств контроля уровня ($В_1$, $В_2$, $В_3$).

В остальном схема автоматизации не отличается от других схем, рассмотренных ранее.

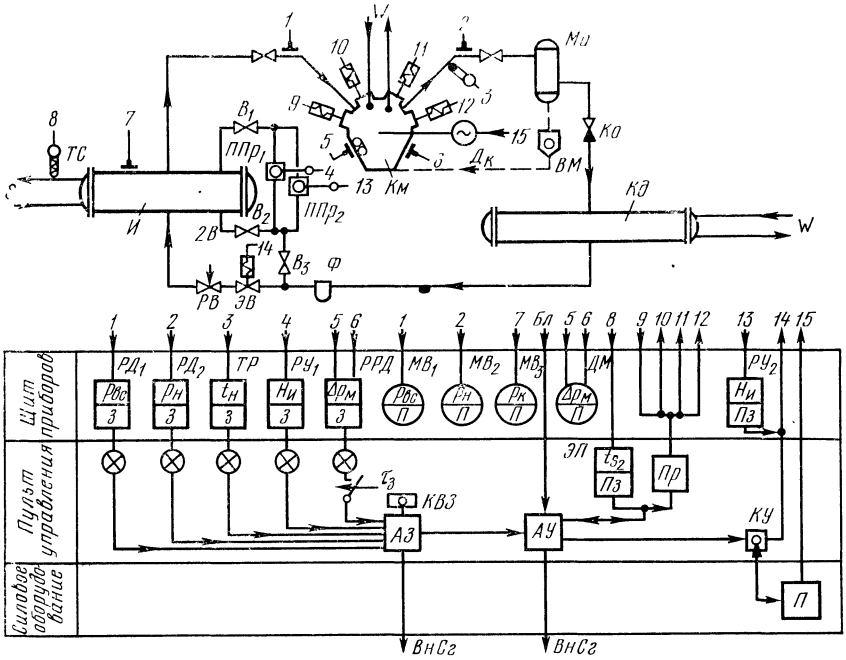


Рис. 144. Схема автоматизации комплексной машины для охлаждения жидкости

В ряде случаев комплексные холодильные машины выпускают с компрессорами без встроенных устройств изменения холодопроизводительности, т. е. машина предназначена для работы в режиме «пуска — остановка». Чувствительный элемент регулятора температуры помещают внутри или после аккумуляционной емкости либо перед входом холодоносителя в испаритель.

МНОГООБЪЕКТНЫЕ АММИАЧНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ С НЕПОСРЕДСТВЕННЫМ ИСПАРЕНИЕМ

Многообъектные аммиачные холодильные установки различаются в основном устройством испарительной системы и в зависимости от этого делятся на установки с насосными и безнасосными испарительными системами.

Наиболее совершенными являются насосно-циркуляционные системы. На схеме (рис. 145) представлена установка с одной насосно-циркуляционной испарительной системой.

Часто в состав установки входят несколько испарительных систем, к которым подключены объекты с близкими температурами и общей температурой кипения. Схемы автоматизации при этом не меняются.

Установка содержит следующие агрегаты и устройства:

мотор-компрессорные агрегаты № 1 и № 2; в зависимости от уровня температур кипения это могут быть одно- или двухступенчатые агрегаты; на схеме они условно изображены в виде прямоугольников, соответствующих собственно агрегатам, щитам приборов и пультам управления (их подробные схемы см. на рис. 141, 142 и 143);

конденсаторы кожухотрубного типа $Кд_1$ и $Кд_2$, входы которых соединены параллельно;

линейные ресиверы $Рс_1$ и $Рс_2$, сливные линии которых соединены параллельно;

водяной переохладитель *По*; если в установке работают одноступенчатые агрегаты, то жидкий аммиак, проходящий через этот переохладитель, подается прямо к системе питания испарительной системы; если агрегаты двухступенчатые, то после переохладителя жидкий аммиак дополнительно охлаждается в промежуточном сосуде агрегата, куда поступает через патрубки R_3 и R_4 (см. агрегат № 1 на рис. 145);

циркуляционный ресивер-отделитель жидкости *ЦРО* вертикального типа;

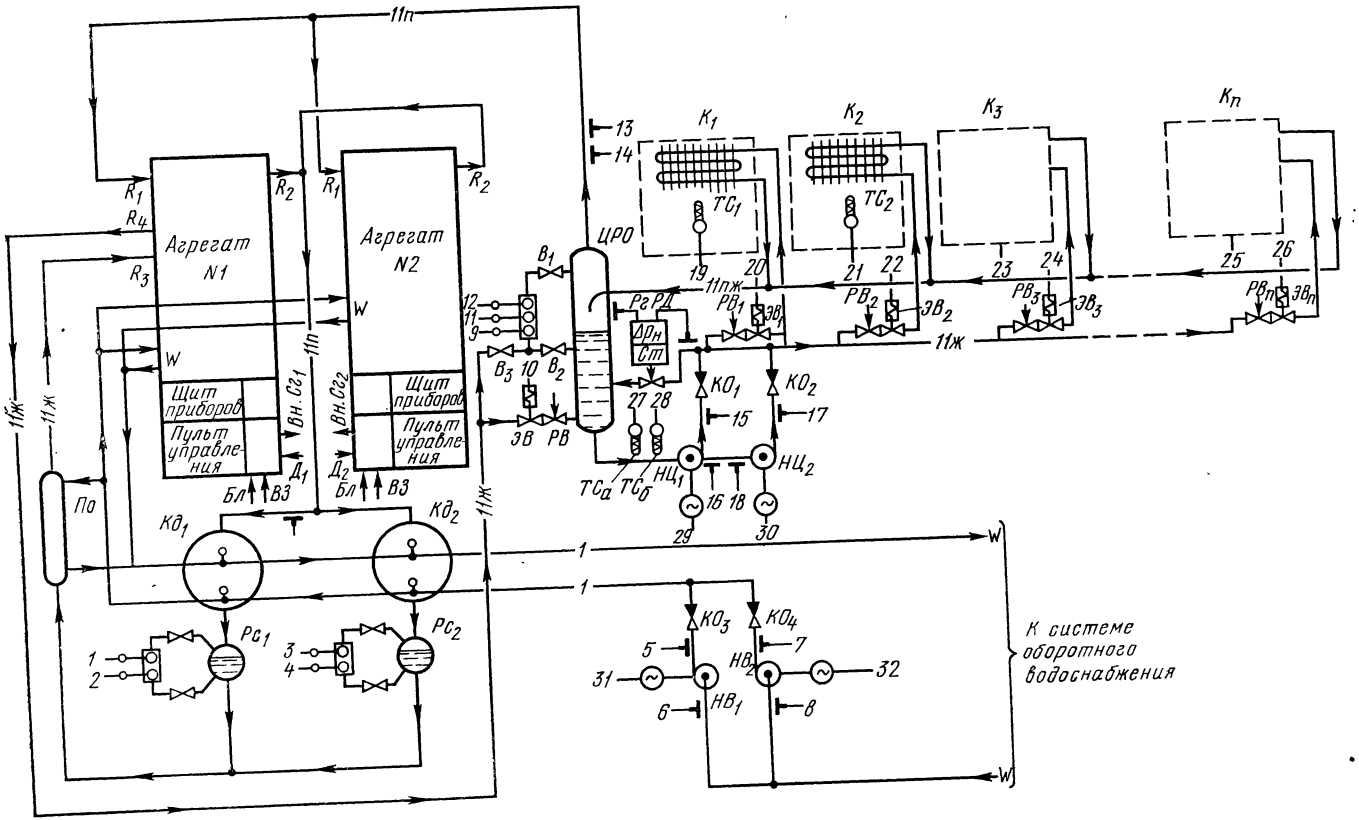
циркуляционные насосы $НЦ_1$ и $НЦ_2$ с двигателями, один из которых рабочий, а другой резервный; насосы включены параллельно, напорные линии снабжены разделительными обратными клапанами $КО_1$ и $КО_2$, препятствующими замыканию потока через неработающий насос;

холодильные камеры $К_1$, $К_2$, $К_3, \ldots, К_n$ с испарителями, которые можно выполнить в виде батарей с естественной циркуляцией воздуха или воздухоохладителей с вентиляторами; эти аппараты могут быть затопленными (с нижней подачей), как показано на схеме камеры $К_2$, или незатопленными (с верхней подачей), как выполнено на схеме в камере $К_1$;

водяные насосы $НВ_1$ и $НВ_2$, разделенные обратными клапанами $КО_3$ и $КО_4$.

Устройства автоматики размещаются на двух приборных щитах и главном щите управления и сигнализации.

Основная задача автоматизации — поддержание температуры воздуха в холодильных камерах. Для ее решения используют двухпозиционные системы регулирования, состоящие из термопреобразователей сопротивления $ТС_1$, $ТС_2$, $ТС_3, \ldots, ТС_n$, машины централизованного контроля и регулирования *МЦКР* и электромагнитных вентилей $ЭВ_1$, $ЭВ_2$, $ЭВ_3$, ..., $ЭВ_n$. При регу-


Агрегат N1
Агрегат N2
Щит приборов
Пульт управления
ЦРО
К1
К2
К3
Кп
К системе оборотного водоснабжения

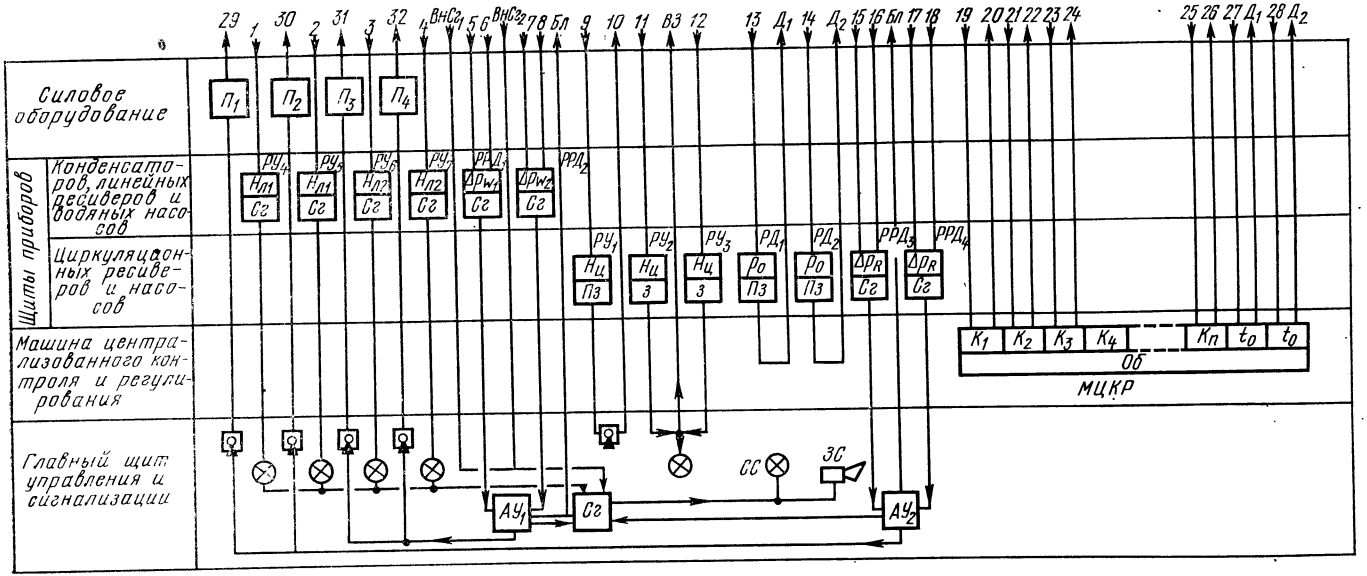


Рис. 145. Схема автоматизации многообъектной установки с насосно-циркуляционной испарительной системой

лировании включают и выключают подачу жидкого аммиака в испаритель. Поскольку машина *МЦКР* работает по принципу обегающего контроля, состояние температуры и переключение электромагнитных вентилей камер проверяются периодически через интервалы времени, равные периоду обегания. В промежутках между моментами контроля электромагнитные вентили находятся в положении, соответствующем последней команде (система с запоминанием).

Если установка содержит небольшое число объектов охлаждения, вместо машины *МЦКР* можно применить индивидуальные регулирующие приборы.

Изменение холодопроизводительности компрессоров, работающих на данную испарительную систему, осуществляется путем поддержания давления или температуры кипения на заданном уровне.

Если регулируется давление кипения, то агрегатами управляют реле давления $РД_1$ и $РД_2$, контролирующие давление в циркуляционном ресивере-отделителе и посылающие управляющие сигналы в пульты управления агрегатами по связям $Д_1$ и $Д_2$.

Если регулируется температура кипения, то на выходной линии из циркуляционного ресивера-отделителя устанавливают термопреобразователи сопротивления $ТС_а$ и $ТС_б$ и включают их в каналы машины *МЦКР* (или подключают к индивидуальным температурным приборам). Выходы этих каналов по связям $Д_1$ и $Д_2$ соединяются с пультами управления мотор-компрессорных агрегатов.

Способ изменения холодопроизводительности мотор-компрессорного агрегата («пуск — остановка», ступенчатый, плавный) зависит от типа агрегата и конструкции примененных регулирующих устройств.

В некоторых случаях необходимо задать очередность работы агрегатов и порядок изменения ими холодопроизводительности. Это можно решить различными путями. Простейшим является сдвиг настроек приборов, управляющих агрегатами (в нашем случае это реле давления $РД_1$ и $РД_2$ либо соответствующие каналы машины *МЦКР*).

Питание испарительной системы жидким аммиаком осуществляется двухпозиционным регулятором, состоящим из реле уровня $РУ_1$ и электромагнитного вентиля *ЭВ*. Аммиак дросселируется в ручном вентиле *РВ*. Регулятор поддерживает заданный уровень в циркуляционном ресивере-отделителе, и таким образом восполняется недостаточное количество аммиака в системе в результате испарения и отсоса компрессорами.

Питание собственно испарителей камер осуществляется циркуляционным насосом, обеспечивающим многократную циркуляцию хладагента.

Величина давления, развиваемого насосом, зависит от числа включенных в работу испарителей. В процессе регулирования температуры в камерах число включенных испарителей можно уменьшить и не исключен случай выключения всех испарителей. Во избежание срывов в работе насоса его необходимо остановить либо принять меры, предотвращающие работу насоса на закрытую линию. Остановка и последующий автоматический пуск насоса нежелательны, так как при остановке насоса возможны образование паровых пробок и срыв последующего пуска.

Для исключения работы насоса на закрытую линию можно установить перепускной регулятор разности давлений *РгРД*. При нормальной разности давлений его клапан полностью закрыт. Если расход уменьшается, а перепад давлений растет, то регулятор перепускает часть жидкости обратно в ресивер. В этом случае нет необходимости в остановке насоса.

Защиту агрегатов от попадания жидкого аммиака во всасывающие линии обеспечивают два взаимно дублирующие реле уровня $РУ_1$ и $РУ_2$. Их выходные сигналы объединяются и по связи *ВЗ* передаются в схемы защиты мотор-компрессорных агрегатов.

Схемы автоматического управления $АУ_1$ и $АУ_2$ осуществляют контроль за работой циркуляционных и водяных насосов и при необходимости по сигналам реле разности давлений $РРД_1$, $РРД_2$, $РРД_3$ и $РРД_4$ включают резервные насосы. Из схем $АУ_1$ и $АУ_2$ в пульты управления мотор-компрессорных агрегатов передаются также сигналы блокировки *Бл*, не позволяющие пуск компрессоров до включения насосов.

Схема сигнализации *Сг* включает общие световой и звуковой сигналы *СС* и *ЗС* при возникновении неполадок в циркуляционных и водяных насосах, а также при поступлении аварийных сигналов из пультов управления мотор-компрессорными агрегатами по линии внешней сигнализации *ВнСг*.

Глава XIV. АБСОРБЦИОННЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И СУХОЛЕДНЫЕ УСТАНОВКИ

В данной главе рассматриваются схемы автоматизации абсорбционных холодильных машин (водоаммиачных и бромистолитиевых), а также сухоледных установок. Все эти установки подвергаются лишь частичной автоматизации, имеющей целью стабилизировать основные участки технологического процесса, при сохранении непрерывного наблюдения со стороны обслуживающего персонала.

Машины этого типа применяют для приготовления холодоносителя в технологических целях или для кондиционирования воздуха. Диапазон холодопроизводительности водоаммиачных машин от сотен до нескольких тысяч киловатт. В качестве источника энергии используют горячую воду или пар.

Рассмотрим способ автоматизации водоаммиачной машины, упрощенная схема которой изображена на рис. 146. Машина имеет два замкнутых контура для циркуляции раствора и аммиака.

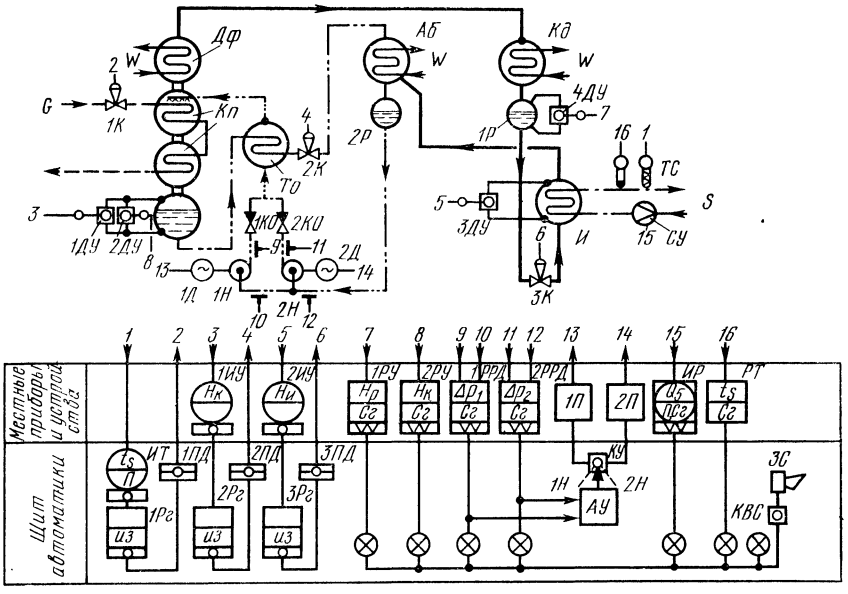


Рис. 146. Схема автоматизации абсорбционной водоаммиачной холодильной машины

Слабый (истощенный) раствор под давлением десорбции подается из нижней части кипятильника (генератора) *Кп* в абсорбер *Аб*. Охлаждаясь в теплообменнике *То*, он проходит через регулирующий клапан *2К*.

В абсорбере раствор насыщается аммиаком, подающимся из испарителя. Отвод тепла из абсорбера осуществляется водой, подводимой по патрубку *W*.

Крепкий (насыщенный) раствор собирается в ресивере *2Р*, откуда забирается насосом *1Н* или *2Н* и через теплообменник подается в верхнюю часть кипятильника. По линии *G* к кипятильнику подводится греющая среда. В результате нагревания из раствора выделяется парообразный аммиак, а слабый рас-

твор сливается в нижнюю часть кипятильника для повторной циркуляции.

Выделившийся из раствора аммиак проходит дефлегматор *Дф*, охлаждаемый водой, где освобождается от остатков воды и подается в конденсатор *Кд*. В результате охлаждения водой аммиак конденсируется и собирается в ресивере *1Р*. Далее, дросселируясь в клапане *3К*, жидкий аммиак попадает в испаритель *И*, где кипит, охлаждая подающийся по линии *S* теплоноситель. Испарившийся аммиак поступает в абсорбер, где поглощается раствором и возвращается в кипятильник.

Основная задача автоматизации — поддержание температуры выходящего теплоносителя, осуществляется изменением холодопроизводительности. Для этого с помощью регулирующего клапана *1К*, установленного на линии подачи греющей среды в кипятильник, изменяют расход греющей среды, а следовательно, степень выпарки аммиака и холодопроизводительность машины.

Регулирующий клапан *1К* входит в автоматический регулятор, чувствительный элемент которого воспринимает температуру t_{s_2} выходящего из испарителя теплоносителя.

Чувствительным элементом этого регулятора является термопреобразователь сопротивления *ТС*, установленный на выходной трубе *S*.

Измеритель температуры *ИТ*, размещенный на щите автоматики и воспринимающий сигналы от термопреобразователя сопротивления, имеет пневматический выход. К нему присоединяют изодромный пневматический регулирующий прибор *1Рг*, который через панель дистанционного управления *1ПД* управляет пневматическим мембранным исполнительным механизмом клапана *1К*. Если измеритель температуры фиксирует повышение температуры t_{s_2} на выходе из испарителя, то формируется такое воздействие на исполнительный механизм, которое вызывает его дополнительное открытие и увеличение расхода греющей среды. Если температура t_{s_2} понижается, то клапан автоматически прикрывается.

Особенность данной системы автоматического регулирования — высокие значения постоянной времени и запаздывания. Это связано с тем, что в систему в качестве объекта регулирования входит фактически вся холодильная машина, обладающая значительными тепловыми емкостями, теплопередающими поверхностями и т. д.

Поэтому регулирующий прибор *1Рг* должен настраиваться так, чтобы при всех возможных возмущениях системы регулирование осуществлялось достаточно плавно, без больших перерегулирований и раскачек. При необходимости положение клапана *1К* можно устанавливать вручную с помощью панели дистанционного управления *1ПД*.

Автоматическое регулирование в замкнутом контуре для циркуляции раствора осуществляется по уровню слабого раствора в нижней части кипятильника. В автоматический регулятор уровня входят датчик уровня *1ДУ*, измеритель уровня *1ИУ* с пневматическим выходом, регулирующий прибор *2Рг*, панель дистанционного управления *2ПД* и исполнительный механизм клапана *2К*. Этот клапан установлен на линии подачи раствора из кипятильника в абсорбер.

Если контролируемый уровень падает, то автоматический регулятор переставляет клапан *1К* так, чтобы уменьшить расход раствора.

Эта система регулирования не содержит элементов с большими постоянными времени и запаздываниями и поэтому более проста в настройке.

Для автоматического питания испарителя жидким аммиаком используют регулятор уровня, состоящий из датчика *3ДУ*, измерителя *2ИУ*, регулирующего прибора *3Рг*, панели дистанционного управления *3ПД* и клапана *3К* с исполнительным механизмом. Клапан *3К* выполняет функции дросселирующего органа холодильной машины. При понижении уровня аммиака в испарителе клапан открывается, при повышении — закрывается.

В этой системе автоматического регулирования запаздывания сравнительно невелики, что позволяет использовать не только ПИ-регулятор, но и П-регулятор.

Автоматический контроль за работой насосов осуществляется реле разности давлений *1РРД* и *2РРД*, входы которых присоединены к всасывающей и нагнетательной сторонам соответствующего насоса. Для исключения влияния на работу реле соседнего насоса, а также для предотвращения замыкания потока через неработающий насос применены обратные клапаны *1КО* и *2КО*.

Пуск насоса осуществляется ключом управления *КУ*, имеющим три положения: в среднем — оба насоса отключены, в левом — работает насос *1Н*, насос *2Н* резервный, в правом — работает насос *2Н*, а насос *1Н* резервный.

Работа насоса *1Н* контролируется реле *1РРД*. В случае отказа насоса разность Δp_1 давлений на его выходе и входе падает, реле *1РРД* срабатывает и посылает сигнал в схему автоматического управления *АУ*. Последняя автоматически отключает двигатель *1Д* и включает в работу двигатель *2Д* резервного насоса *2Н*. Одновременно зажигается сигнальная лампа аварии насоса *1Н*. После переключения на резерв функцию контроля берет на себя реле *2РРД*. Если откажет и насос *2Н*, то будет гореть другая лампа. В обоих случаях будет включаться общая аварийная сигнализация.

Аналогично включается резервный насос *1Н*, если в качестве основного выбран *2Н*.

Аварийная сигнализация оповещает персонал о достижении предельно допустимых значений параметров. В данной схеме аварийные световые и звуковые сигналы подаются в следующих случаях:

при повышении уровня аммиака в ресивере *1Р*; контроль осуществляется реле уровня *1РУ* с датчиком *4ДУ*;

при повышении уровня слабого раствора в кипятильнике; сигнал подается реле уровня *2РУ*, датчик *2ДУ* которого установлен на нижней части кипятильника;

при снижении расхода холодоносителя через испаритель; контроль осуществляется измерителем-сигнализатором расхода *ИР*, получающим сигнал от сужающего устройства *СУ*;

при понижении температуры холодоносителя на выходе из испарителя; для этого на выходной трубе, а иногда и непосредственно в крышке испарителя устанавливают чувствительный элемент термореле *РТ*; при снижении температуры реле до предельно допустимой срабатывает и зажигает лампу.

Во всех перечисленных случаях, кроме индивидуальных аварийных сигналов, включается общая аварийная сигнализация, состоящая из лампы общей сигнализации и звукового сигнала *ЗС*. При необходимости звуковой сигнал можно отключать кнопкой *КВС*. Лампа сигнализации горит, пока не будут устранены неполадки. Система автоматизации водоаммиачной машины аналогичного назначения может быть создана на базе электрических регуляторов. Каждую водоаммиачную машину снабжают измерительными приборами, которые на рассмотренной схеме не указаны.

БРОМИСТОЛИТИЕВЫЕ МАШИНЫ

Абсорбционные бромистолитиевые холодильные машины предназначены в основном для установок кондиционирования воздуха общественных и производственных зданий. Холодопроизводительность абсорбционных машин — от единиц до десятков мегаватт. Источниками энергии являются горячая вода или пар.

В данной машине хладагентом является вода, а абсорбентом — водный раствор бромистого лития.

Рассмотрим одну из возможных схем автоматизации, которая в упрощенном виде изображена на рис. 147. Холодильная машина состоит из генератора *Гн*, конденсатора *Кд*, испарителя *И* и абсорбера *Аб*. Аппараты попарно размещены в двух обечайках. Насос *1Н* обеспечивает необходимую циркуляцию кипящей в испарителе воды. Насос *2Н* создает циркуляцию раствора в абсорбере. Насос *3Н* перекачивает слабый раствор из абсорбера в генератор.

Сконденсировавшаяся вода перетекает из конденсатора в испаритель через гидрозатвор *Гз*, а крепкий раствор — из генератора в абсорбер через уровнедержатель *Уд*.

Автоматическое изменение холодопроизводительности осуществляется путем изменения расхода греющей среды клапаном *1К*, установленным на линии *I*. Клапаном управляет автоматический регулятор температуры, состоящий из термопреобразователя сопротивления *ТС*, измерителя температуры *ИТ*, регулирующего прибора *1Рг* и исполнительного механизма, который приводит в действие клапан *1К*.

Термопреобразователь сопротивления установлен на трубопроводе *IV*, по которому вода от абсорбционной машины на-

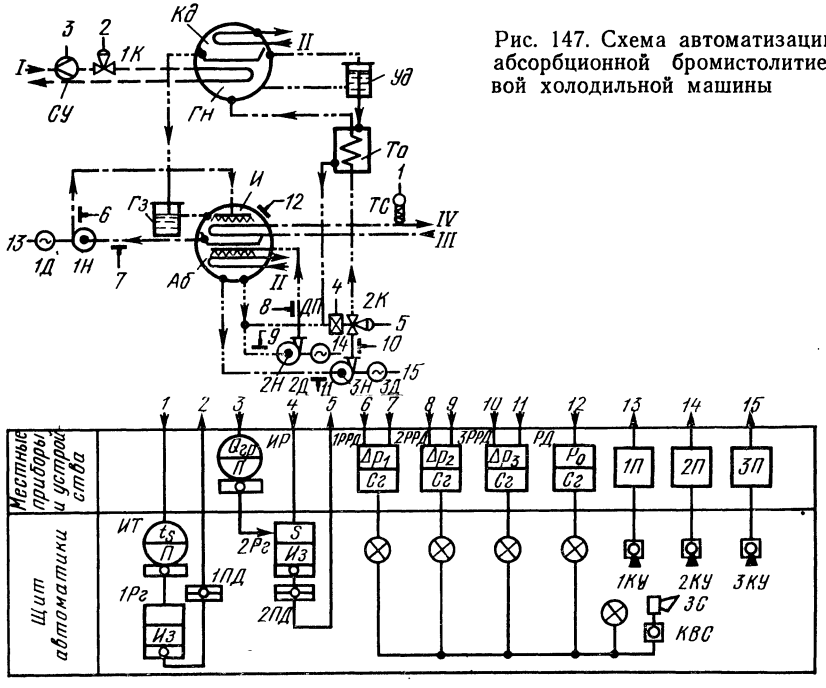


Рис. 147. Схема автоматизации абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины

правляется к потребителю холода. При изменении температуры регулятор переставляет клапан: при повышении клапан открывается, при понижении — закрывается. В результате изменения расхода греющей среды перераспределяются давления, температуры и концентрации раствора в отдельных узлах машины.

Чтобы машина во всех режимах работала эффективнее, применяют дополнительный регулятор, поддерживающий оптимальную концентрацию раствора, который входит в абсорбер.

Регулирующий клапан *2К* этого регулятора установлен на линии подачи раствора из абсорбера в генератор и снабжен датчиком положения клапана *ДП*. Датчик присоединен к регулирующему прибору *2Рг*, который в свою очередь управляет исполнительным механизмом клапана *2К*.

Задатчиком для данного регулятора является измеритель расхода *ИР*, работающий от сужающего устройства *СУ* на линии подачи греющей среды.

Заранее составляют зависимость расхода греющей среды от требуемого положения клапана *2К*. Например, при уменьшении подачи греющей среды клапан *2К* должен уменьшить расход циркулирующего раствора так, чтобы сохранить оптимальную концентрацию.

С помощью панелей дистанционного управления *1ПД* и *2ПД* клапанами *1К* и *2К* можно управлять вручную.

Управление двигателями насосов *1Д*, *2Д* и *3Д* предусмотрено ручное: с помощью ключей управления *1КУ*, *2КУ* и *3КУ* и пускателей *1П*, *2П* и *3П*.

Аварийная сигнализация осуществляется с помощью реле, сигнальных ламп и звукового сигнала. Реле разности давлений *1РРД*, *2РРД* и *3РРД* контролируют работу насосов по перепадам входных и выходных давлений. Реле *РД* следит за давлением кипения в испарителе.

В индивидуальную сигнализацию входят лампы, а в общую — лампа и звуковой сигнал *ЗС*. Кнопка *КВС* позволяет выключать звуковой сигнал.

В рассмотренной схеме пневматические регуляторы можно заменить на соответствующие электрические.

Полная схема содержит также необходимые измерительные приборы.

СУХОЛЕДНЫЕ УСТАНОВКИ

Сухой лед представляет собой твердый диоксид углерода (CO_2), температура которого при нормальном давлении —78,5 °С. Сухой лед получают сжатием и последующим сжижением диоксида углерода. Жидкий диоксид углерода последовательно дросселируют и подают в специальные формы или прессы, в которых непосредственно получают сухой лед.

Диоксид углерода, необходимый для получения сухого льда, можно получить несколькими способами. Наиболее распространен способ извлечения диоксида углерода из дымовых газов. При этом их можно получить специальным сжиганием топлива или из дыма, отходящего от других производств.

Очищенные дымовые газы по трубопроводу *1* (рис. 148) поступают в абсорбер *Аб*, представляющий собой аппарат с насадкой. Сверху насадка орошается слабым раствором моноэтаноламина (МЭА), который, сливаясь в нижнюю часть абсорбера, поглощает диоксид углерода. Остаток дымовых газов выбрасывается в атмосферу.

Насыщенный раствор МЭА забирается из абсорбера насосом *2Н*, подается в теплообменник *1То*, в котором он подогревается теплом истощенного раствора, и направляется в верх-

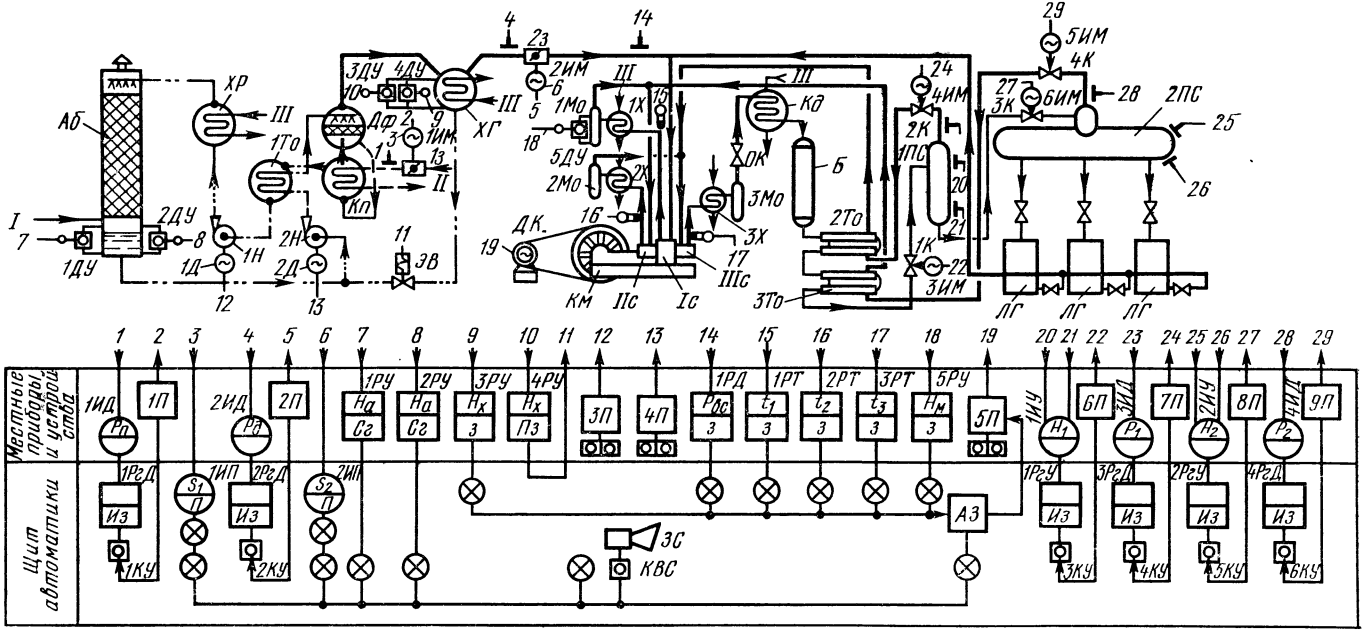


Рис. 148. Схема автоматизации сухоледной установки

нюю часть десорбера — дефлегматор *Дф*. В дефлегматоре раствор подогревается отходящей парогазовой смесью и сливается в нижнюю часть десорбера — кипятильник *Кп*. Раствор доводится до кипения с помощью пара, подводимого из парового котла по трубопроводу *II*.

Из кипятильника истощенный раствор сначала переливается в теплообменник *1То*, где отдает тепло насыщенному раствору, а затем насосом *1Н* прогоняется через водяной холодильник раствора *ХР* в верхнюю часть абсорбера (вода подается по трубопроводу *III*). Диоксид углерода, полученный из раствора МЭА, вместе с частицами жидкости проходит через насадку дефлегматора, где, встречаясь с насыщенным раствором, частично отдает ему тепло, в результате чего осушается. Далее парогазовая смесь попадает в холодильник газа *ХГ*. Здесь газ охлаждается водой, что вызывает конденсацию содержащегося в нем пара. Жидкость собирается в нижней части холодильника и по мере накопления отводится в абсорбер.

Диоксид углерода осушается и очищается в одном или нескольких аппаратах и подводится к всасывающей стороне компрессора.

Сухой лед можно получить по циклу высокого, среднего или низкого давлений. Циклы различаются способом сжижения диоксида углерода.

В качестве примера рассматривается система автоматизации установки, работающей по циклу высокого давления. В состав этой установки входит трехступенчатый компрессор *Км*, который сжимает диоксид углерода в цилиндре первой ступени до давления 0,4—0,6 МПа. После этого газ охлаждается в водяном холодильнике *1Х* и очищается от масла и воды в маслоотделителе *1Мо*. Затем газ сжимается в цилиндре второй ступени до 1,2—1,8 МПа и вторично охлаждается в водяном холодильнике *2Х* и маслоотделителе *2Мо*. Наконец, после сжатия в цилиндре третьей ступени до 5—7 МПа диоксид углерода предварительно охлаждается в двухтрубном холодильнике *3Х*, очищается в маслоотделителе *3Мо* и сжижается в конденсаторе *Кд*.

Жидкий диоксид углерода поступает в батарею *Б*, в которой хранится при давлении 6—7 МПа. Жидкость, необходимая для производства, проходит через теплообменники *2То* и *3То*, где охлаждается газом, отсасываемым из первого и второго промежуточных сосудов. Охлажденная жидкость дросселируется в регулирующем клапане *1К* до давления 2,5—3 МПа и накапливается в промежуточном сосуде *1ПС*. Ее температура понижается до —8÷—12 °С. Образовавшийся при дросселировании и кипении газ отводится через клапан *2К* и теплообменник *2То* к всасывающей стороне цилиндра третьей ступени компрессора. После сосуда *1ПС* жидкость вторично дросселируется

в клапане *3К* до давления 0,8 МПа и при —44 °С находится в промежуточном сосуде *2ПС*. Газ из промежуточного сосуда через клапан *4К* поступает в цилиндр второй ступени компрессора, пройдя предварительно через теплообменник *3То*.

В генераторы льда *ЛГ* поступает жидкость из промежуточного сосуда *2ПС*. Газ, образовавшийся при отвердении диоксида углерода, отводится из генератора льда к всасывающей стороне цилиндра первой ступени компрессора.

В связи с тем что сухоледные установки работают в режиме непрерывного наблюдения со стороны персонала, обычно предусматривают для них частичную автоматизацию, включающую автоматическое регулирование основных технологических параметров, защиту компрессора, аварийную сигнализацию и систему измерений.

Автоматическое регулирование основных технологических параметров при получении газообразного диоксида углерода осуществляется тремя автоматическими регуляторами: давления греющего пара, давления десорбции и уровня вторичного конденсата в холодильнике газа.

Основными являются автоматические регуляторы давления греющего пара и давления десорбции.

Автоматический регулятор давления греющего пара состоит из измерителя давления *1ИД*, регулирующего прибора *1РгД*, ключа *1КУ*, магнитного пускателя *1П*, исполнительного механизма *1ИМ* и регулирующей заслонки *13*. По принципу действия данный регулятор является регулятором давления «после себя», так как отбор давления проводится после регулирующего органа. Этот регулятор предназначен для поддержания стабильного режима десорбции и исключения влияния нестабильности давления пара, подводимого к установке.

Автоматический регулятор давления десорбции состоит из измерителя давления *2ИД*, регулирующего прибора *2РгД*, ключа *2КУ*, пускателя *2П*, исполнительного механизма *2ИМ* и регулирующей заслонки *23*. В отличие от автоматического регулятора давления греющего пара данный регулятор представляет собой регулятор давления «до себя». Как и регулятор давления греющего пара, данный регулятор стабилизирует процесс десорбции, исключая влияние режима работы сжижающей части установки, льдогенераторов, компрессора и др.

При использовании двух основных регуляторов стабилизируется работа всего технологического процесса получения газообразного диоксида углерода. К регуляторам предъявляется требование поддержания давлений с точностью 0,01—0,02 МПа. Для этого применяют электронные регулирующие приборы общего назначения.

Динамическая настройка обоих регуляторов больших трудностей не вызывает, так как объекты регулирования не имеют значительных емкостей и запаздываний.

Регулятор уровня конденсата в холодильнике газа состоит из поплавкового датчика уровня *3ДУ*, двухпозиционного реле уровня *4РУ* и электромагнитного вентиля *ЭВ* на линии сброса вторичного конденсата в абсорбер. По мере накопления конденсата реле срабатывает, в результате чего вода удаляется из холодильника.

Автоматическое регулирование при сжижении диоксида углерода и изготовлении сухого льда осуществляется регуляторами уровня в первом и втором промежуточных сосудах и давления в этих же сосудах.

Автоматические регуляторы уровня работают по принципу измерения разности статических давлений в нижней и верхней частях сосуда.

Регулятор уровня в промежуточном сосуде *1ПС* состоит из измерителя уровня *1ИУ* и регулирующего прибора *1РгУ*, ключа *3КУ* и пускателя *6П*, исполнительного механизма *3ИМ* и регулирующего клапана *1К*. Регулятор воздействует на приток жидкости, поэтому при снижении уровня клапан *1К* открывается, а при повышении закрывается. Регулятор уровня в промежуточном сосуде *2ПС* состоит из элементов *2ИУ*, *2РгУ*, *5КУ*, *8П*, *6ИМ*, *3К*.

При дросселировании в клапанах *1К* и *3К* образуется газ, который отводится к соответствующим ступеням компрессора.

Для стабилизации давлений в промежуточных сосудах применены соответствующие регуляторы «до себя». В регулятор промежуточного сосуда *1ПС* входят элементы *3ИД*, *3РгД*, *4КУ*, *7П*, *4ИМ* и *2К*, а промежуточного сосуда *2ПС* — *4ИД*, *4РгД*, *6КУ*, *9П*, *5ИМ* и *4К*.

Регулирующие приборы настраиваются на оптимальное давление. Они открывают соответствующие клапаны при повышении давления, а закрывают при понижении.

Автоматическая защита компрессора включает в себя приборы защиты и схему *АЗ*.

Приборы защиты контролируют следующие величины:

реле уровня *3РУ* — уровень вторичного конденсата; при повышении его до предельно допустимого значения подается аварийный сигнал, предотвращающий гидравлический удар в компрессоре;

реле давления *1ПД* — давление всасывания первой ступени компрессора; при его недопустимом понижении подается аварийный сигнал;

термореле *1РТ*, *2РТ*, *3РТ* — температуры нагнетания соответственно первой, второй и третьей ступеней сжатия; при повышении их до предельно допустимого значения подаются аварийные сигналы;

реле уровня *5РУ* — уровень масла и воды в маслоотделителе *1Мо*; при его повышении подается сигнал.

При срабатывании каждое реле защиты зажигает соответствующую сигнальную лампу и посылает сигнал в схему *АЗ*, которая может вызывать немедленную остановку либо остановку с предварительной сигнализацией.

Из схемы *АЗ* аварийный сигнал подается на пускатель *5П*, который останавливает электродвигатель компрессора $Д_к$. В случае аварийной остановки обратный клапан *ОК* предотвращает перетекание газа высокого давления в аппараты низкого давления.

Управление электродвигателями компрессора и насосов осуществляют вручную соответствующими кнопками. Кнопки включают или выключают пускатели *3П* (электродвигатель *1Д*), *4П* (электродвигатель *2Д*) и *5П* (электродвигатель компрессора).

Аварийная сигнализация извещает персонал о неполадках, возникающих в установке. Система сигнализации состоит из индивидуальных световых сигналов и общих светового и звукового сигналов.

Лампы, включаемые предельными контактами исполнительных механизмов *1ИМ* и *2ИМ*, сигнализируют о выходе заслонок *1З* и *2З* в одно из крайних положений: полностью открытое или закрытое. Кроме того, имеются лампы, сигнализирующие о предельно допустимых нижнем и верхнем уровнях раствора в абсорбере. Эти лампы работают от реле уровня *1РУ* и *2РУ* с датчиками *1ДУ* и *2ДУ*. Предусматривается также лампа, которая зажигается при аварийной остановке компрессора.

Общая сигнализация включает лампу и звуковой сигнал *ЗС* с кнопкой *КВС*. Работа общей сигнализации описана ранее.

Измерительные приборы обычного назначения на схеме не указаны. Измерители *1ИП* и *2ИП*, работающие от датчиков исполнительных механизмов *1ИМ* и *2ИМ*, показывают положение, которое занимают заслонки *1З* и *2З*.

Глава XV. ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ, НАДЕЖНОСТЬ И ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ СИСТЕМ АВТОМАТИЗАЦИИ

Системы автоматизации могут создаваться вместе с холодильной машиной или установкой при ее изготовлении на заводе либо на месте монтажа установки, собираемой из отдельных узлов и агрегатов. В обоих случаях составляют проект автоматизации. В первом случае проект автоматизации является составной частью конструкторской документации на холодильную машину или установку. Во втором случае проект строительства или реконструкции холодильной установки содержит раздел автоматизации.

Стадии проектирования

Проект автоматизации холодильной машины или установки может разрабатываться в две или три стадии. При двухстадийном проектировании составляют эскизный проект либо проектное задание и технорабочий проект. При трехстадийном проектировании технический и рабочий проекты разрабатываются отдельно.

Проект автоматизации машины или установки выполняется на основании технического задания.

Техническое задание на автоматизацию составляют после принятия основных решений по выбору оборудования и схемы холодильной установки. В техническом задании указывают назначение автоматизируемой установки, ее основные технические данные, требования к системе автоматизации.

В разделе «Назначение» указывается место машины или установки в технологическом процессе, возможные случаи ее применения.

Раздел «Основные технические данные» должен содержать перечень и технические характеристики основного и вспомогательного холодильного оборудования с указанием применяемых холодильных агентов и холодоносителей, описание принятой схемы холодильной установки, диапазоны изменения тепловых нагрузок, температур в объектах охлаждения, температур окружающей среды, а также принятые величины температур кипения и конденсации хладагента и температур холодоносителя.

К данному разделу должна быть приложена принципиальная технологическая схема холодильной установки.

Раздел «Требования к системе автоматизации» должен содержать требования к степени автоматизации установки, перечень параметров, контролируемых приборами защиты, и величин настройки последних, перечень регулируемых параметров с указанием необходимого диапазона уставок и требуемой точности регулирования, перечень рабочих и аварийных сигналов и желательные места их размещения, характеристику источников энергоснабжения (для электрических систем — род тока, напряжение, для пневматических — рабочее давление воздуха), требования по пожаро- и взрывоопасности установки, характеристику механических и климатических воздействий на аппаратуру и приборы автоматики.

Кроме того, в технические задания включают дополнительные требования, вытекающие из особых условий эксплуатации установки, организации работ по обслуживанию, и др.

Эскизный проект является первой стадией проектирования системы автоматизации. В эскизном проекте разрабатываются варианты схемы автоматизации, принимаются основные технические решения, выбираются способы управления, регулирования и защиты, осуществляется предварительный выбор приборов и средств автоматизации.

При выборе приборов и средств автоматизации исходят из номенклатуры фактически выпускаемых промышленностью изделий. В тех случаях, когда необходимое изделие еще не освоено в серийном производстве, допускается его применение при условии, что имеется подтверждение о его рекомендации к серийному производству и что освоение производства изделия намечается не позже срока реализации проекта. В тех случаях, когда имеющийся в производстве прибор или устройство автоматики не полностью отвечает требованиям, предъявляемым к данной установке, а также при отсутствии необходимого изделия в процессе составления эскизного проекта разрабатываются технические задания на разработку и освоение недостающих приборов автоматики.

В эскизный проект входят расчетно-пояснительная записка с описанием различных вариантов схем автоматизации и рекомендации разработчика по наилучшему варианту. Решение по выбору варианта принимается на основании предварительного технико-экономического расчета.

Технический проект выполняется на основе выбранного варианта эскизного проекта. При проектировании уточняются схемы автоматизации и примененные приборы и средства автоматизации, решаются вопросы взаимного расположения элементов схемы, а также их размещения относительно основного оборудования, разрабатываются принципиальные (элементные) электрические схемы, и в случае необходимости схемы соединений пневматических или гидравлических элементов, осуществляются выбор щитов и пультов управления, размещение на них необходимых приборов, органов управления и сигналов.

В пояснительной записке к техническому проекту приводятся обоснование выбора варианта схемы автоматизации, предварительный технико-экономический расчет, спецификация приборов и средств автоматизации.

Рабочий проект является основным документом на выполнение работ по созданию системы автоматизации. Помимо документации, входящей в технический проект, в рабочем проекте имеются установочные чертежи приборов, средств автоматизации, щитов и пультов, монтажные электрические схемы, чертежи прокладки проводов и кабелей. Кроме того, в рабочий проект входят проект технических условий на поставку (для автоматизированных машин заводского изготовления), техническое описание, инструкция по наладке и эксплуатации.

Составление принципиальной схемы автоматизации

Создание принципиальной схемы автоматизации является важнейшим этапом при проектировании. Он может осуществляться на стадиях эскизного или технического проекта (иногда он повторяется на обеих стадиях.)

Под *схемой автоматизации* понимают технологическую схему автоматизируемой холодильной машины или установки, на которую наносят приборы и средства автоматизации, указывают основные связи между ними, а также их размещение.

В создании схемы автоматизации принимают участие специалисты как по холодильной технике, так и по автоматике. При составлении схемы автоматизации выбираются соответствующие системы и элементы, входящие в их состав.

При выборе системы автоматического регулирования температуры воздуха или холодоносителя учитывают назначение машины или установки, требования к точности поддержания температуры, тип применяемых компрессоров, наличие устройств для изменения холодопроизводительности, тип системы автоматического регулирования (способом «пуск — остановка», воздействием на всасывающие клапаны поршневых или поворотные лопатки центробежных компрессоров, дросселированием всасываемого пара и т. д.), тип автоматического регулятора или его элементов и места на схеме, где будут установлены чувствительный элемент и исполнительные устройства.

При выборе системы автоматического питания испарителя или испарительной системы исходят из типа испарителя, диапазона изменений тепловых нагрузок и температур холодоносителя или кипения хладагента, типа автоматического регулятора, мест размещения регулирующих органов и чувствительных элементов.

Выбор системы автоматизации конденсатора зависит от вида охлаждающей среды (вода или воздух), условий работы, диапазона изменения температуры охлаждающей среды, требований к поддержанию давлений конденсации, схемы присоединения компрессоров к конденсатору, которая может быть индивидуальной (каждый компрессор работает на свой конденсатор) и групповой (один конденсатор на несколько компрессоров).

При определении видов необходимых защит учитывают принятое основное оборудование и хладагент. При этом руководствуются соответствующими правилами безопасности. Кроме того, определяется тип схемы автоматической защиты (однократного действия или с повторным включением, с немедленным отключением машины или с предварительной сигнализацией).

Определение количества рабочих и аварийных сигналов зависит от принятого способа эксплуатации. Так, при полной автоматизации и периодическом обслуживании рабочая сигнализация не предусматривается, ограничиваются лишь аварийной. Причем иногда аварийную сигнализацию дублируют дистанционной, выводимой в месте непрерывного дежурства персонала. Звуковую сигнализацию применяют при наличии дежурного персонала.

Выбор точек измерений осуществляют исходя из требований правил эксплуатации, а также из необходимости наладки машины или установки и контроля за работой приборов автоматики. В зависимости от размеров установки и способа ее эксплуатации в некоторых случаях наряду с местными измерительными приборами предусматривают дистанционные.

После выбора соответствующих систем и определения показателей осуществляют корректировку принципиальной схемы холодильной машины или установки, которая может относиться к местам размещения регулирующих органов и датчиков, присоединяемых к сосудам, аппаратам и трубопроводам, дополнительных запорных органов, необходимых для проверки и ремонта приборов и средств автоматики. В результате проработки вопросов автоматизации могут требоваться и более значительные изменения: замена одного вида аппарата другим, установка дополнительного оборудования. Так, иногда может оказаться необходимым дополнительный отделитель жидкости, фильтры, осушители и др.

При выборе компоновки необходимо учитывать предварительные соображения по размещению элементов и узлов системы автоматизации. При этом определяют структуру компоновки (возможные места размещения приборов и средств автоматизации непосредственно на оборудовании или на стенах помещений, на приборных щитах, на щитах, в шкафах или в пультах управления, на главных щитах автоматики). Принятая структура компоновки изображается в виде таблицы, горизонтальные графики которой соответствуют принятым местам размещения приборов и средств автоматизации.

На основании принятых решений проводят окончательный выбор приборов и средств автоматизации. Данные выбора заносят в перечень, в котором указывают обозначение устройства на схеме, его полное наименование и тип (марку), требуемое количество и название стандарта и технических условий.

НАДЕЖНОСТЬ

Надежностью называют один из показателей качества, характеризующих способность системы выполнять свои функции в течение необходимого времени. Применительно к холодильным машинам и установкам надежность систем автоматизации рассматривают относительно выполнения основной задачи — поддержания заданной температуры воздуха или холодоносителя.

Оценку надежности систем автоматизации осуществляют с помощью количественных показателей, основу которых составляет понятие «отказ», т. е. неисправность, без устранения которой система не может выполнять полностью или частично свои функции.

Отказы подразделяют на внезапные и постепенные. Внезапные отказы являются следствием производственного брака, недостатков конструкции, дефектов монтажа, а также изменений рабочих условий (температуры, давления, вибраций, засорений и т. д.). Постепенные отказы возникают вследствие износа отдельных элементов, старения деталей. Поэтому такие отказы считаются неизбежными, появление их можно предсказать и в значительной степени предотвратить проведением профилактических и ремонтных работ.

В процессе эксплуатации в первое время преобладают внезапные отказы. После доводки и приработки узлов и приборов количество внезапных отказов уменьшается и возрастает удельный вес постепенных отказов.

С точки зрения надежности холодильные установки оборудуют двумя видами автоматических устройств: непрерывно работающих (регуляторы и схемы управления) и работающих по мере надобности (приборы и схемы автоматической защиты). Для устройств, непрерывно работающих, ха-

рактерна средняя наработка на отказ T, которая равна среднему времени нормальной работы системы между двумя соседними отказами. Величину λ, обратную T, называют интенсивностью отказов.

Для устройств, работающих по мере надобности, характерна средняя частота отказов λ, которая равна частному от деления среднего числа отказов на время нормальной эксплуатации. Обратную величину $T=1/\lambda$ называют средней наработкой на отказ.

Основным количественным показателем надежности некоторого элемента является вероятность безотказной работы P_i, которую можно вычислить, если задать закон ее распределения (нормальный или экспоненциальный). В большинстве случаев вероятность безотказной работы элемента можно вычислить с достаточной точностью по экспоненциальному закону, математическое выражение которого имеет вид

$$P_i = e^{-\tau_р/T},$$

где $\tau_р$ — заданная продолжительность нормальной работы системы.

Из формулы следует, что $P_i<1$, так как $\tau_р>0$ и $T>0$. Вероятность безотказной работы уменьшается с ростом $\tau_р$ и увеличивается с ростом T.

Система автоматизации состоит из ряда отдельных элементов, которые можно соединить между собой последовательно или параллельно. Если вероятность безотказной работы отдельных элементов равна P_i, то вероятность безотказной работы всей системы при последовательном соединении элементов вычисляют по формуле

$$P_0 = \prod_{i=1}^{n} P_i,$$

а при параллельном соединении —

$$P_0 = 1 - \prod_{i=1}^{n} (1 - P_i).$$

Сравнивая полученные результаты, находят, что при последовательном соединении элементов $P_0<P_i$, в то время как при параллельном $P_0>P_i$.

Как видно из рассмотренных формул, имеется несколько путей повышения надежности. Прежде всего следует применять элементы с высокой надежностью P_i. Эта величина возрастает с увеличением средней наработки на отказ T. В свою очередь T зависит от совершенства конструкции, стойкости материалов, качества изготовления и правильного использования данного элемента. Вероятность безотказной работы элемента можно повысить, уменьшая $\tau_р$, т. е. чаще выполнять профилактические, ремонтные и другие работы, полностью или частично восстанавливающие утраченные качества.

По возможности необходимо уменьшать число последовательно соединенных элементов, входящих в систему. Это особенно относится к рациональному составлению электрических схем, в которых необходимо устранять все лишние контакты, реле, ключи управления и т. д.

Наконец, в необходимых случаях можно применять резервные элементы, так как при увеличении числа параллельных элементов, выполняющих одну и ту же функцию, надежность системы увеличивается.

Количественные показатели надежности получают экспериментальным путем. Испытания, цель которых состоит в нахождении количественных показателей, называют определительными. Их проводят по специальным программам, составленным с таким расчетом, чтобы количество испытываемых образцов и продолжительность их испытаний с достаточной достоверностью позволяли определить показатели надежности.

В процессе производства осуществляют контрольные испытания, цель которых состоит в подтверждении количественных показателей надежности. Как правило, эти испытания меньше по объему, их проводят на меньшем количестве образцов и в течение более короткого времени.

ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ

При проектировании систем автоматизации осуществляют расчеты, позволяющие оценить ожидаемую экономическую эффективность и внести необходимые коррективы для ее увеличения.

Основными количественными показателями экономической эффективности являются годовая экономия и срок окупаемости.

Годовой экономией называют разность между расходами на эксплуатацию двух аналогичных установок с разными степенями автоматизации.

Годовую экономию $Э$ рассчитывают по формуле

$$Э = P_н - P_а,$$

где $P_н$, $P_а$ — эксплуатационные расходы на машину или установку соответственно с меньшей и большей степенью автоматизации.

Сроком окупаемости называют интервал времени, в течение которого капитальные затраты компенсируются экономией эксплуатационных расходов.

Срок окупаемости $О$ определяют по формуле

$$О = K/Э,$$

где K — капитальные затраты.

Величина срока окупаемости позволяет оценить целесообразность капитальных вложений. Применение системы автоматизации считают целесообразным, если срок окупаемости не более 5—6 лет.

Эксплуатационные расходы складываются из отдельных компонентов. Однако при расчете необходимо учитывать только те из них, которые изменяются в результате автоматизации. К ним относят затраты на заработную плату $C_{з.п}$, электроэнергию $C_э$, охрану труда $C_{о.т}$, амортизацию средств автоматизации $C_а$ и их текущий ремонт $C_{т.р}$ (все затраты должны быть отнесены на один год). Следовательно, годовые эксплуатационные расходы P составляют

$$P = C_{з.п} + C_э + C_{о.т} + C_{т.р} + C_а.$$

По этой формуле можно найти величины $P_а$ и $P_н$, причем в результате автоматизации составляющие $C_{з.п}$, $C_э$ и $C_{о.т}$ должны уменьшаться, а $C_{т.р}$ и $C_а$ — увеличиваться.

Кроме того, в результате автоматизации уменьшается усушка продуктов при хранении, улучшается качество изготовляемой продукции и др. Учесть эти показатели трудно, поэтому они составляют положительный запас расчета.

Расчеты показывают, что в большинстве случаев основным источником экономии (порядка 60—70 %) является заработная плата.

Размер первоначальных капитальных вложений K подсчитывают как сумму затрат $C_п$ на приобретение приборов и средств автоматизации и затрат $C_м$ на их монтаж:

$$K = C_п + C_м.$$

Величину K находят на основании сметно-финансового расчета, выполняемого при составлении проекта.

Рассмотренный расчет учитывает лишь эффективность, возникающую в результате изменений условий эксплуатации машин и установок. В некоторых случаях изменяется первоначальная стоимость машины, что приводит к дополнительной экономии за счет уменьшения первоначальных затрат.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Автоматические приборы, регуляторы и вычислительные системы. Под ред. Б. Д. Кощарского.— Л.: Машиностроение, 1976—485 с. с илл.

Бадылькес И. С., Данилов Р. Л. Абсорбционные холодильные машины.— М.: Пищевая промышленность, 1966—356 с. с илл.

Вейнберг Б. С. Поршневые компрессоры холодильных машин.— М.: Машиностроение, 1965 — 355 с. с илл.

Камне-Немм А. А. Автоматическое двухпозиционное регулирование.— М.: Наука, 1967 — 160 с. с черт.

Канторович В. И. Основы автоматизации холодильных установок.— М.: Пищевая промышленность, 1976 — 277 с. с илл.

Курылев Е. С., Герасимов Н. А. Холодильные установки.— М.: Машиностроение, 1970 — 672 с. с илл.

Кошкин Н. Н. Холодильные машины.— М.: Пищевая промышленность, 1973— 512 с. с илл.

Розенфельд Л. М., Ткачев А. Г. Холодильные машины и аппараты.— М.: Госторгиздат, 1961 — 656 с. с илл.

Тезиков А. Д. Производство и применение сухого льда.— М.: Госторгиздат, 1960 — 128 с. с илл.

Ужанский В. С. Автоматизация холодильных установок распределительных и производственных холодильников.— М.: Пищевая промышленность, 1966 — 272 с. с илл.

Ужанский В. С., Каплан Л. Г., Вольская Л. С. Холодильная автоматика.— М.: Пищевая промышленность, 1971 — 463 с. с илл.

Чистяков Ф. М. Холодильные турбоагрегаты.— М.: Машиностроение, 1967 — 288 с. с илл.

Якобсон В. Б. Автоматизация холодильных установок.— М.: Госторгиздат 1962 — 408 с. с илл.

Якобсон В. Б. Малые холодильные машины.— М.: Пищевая промышленность, 1977 — 367 с. с илл.

Иллюстрации (схемы и чертежи)

А — автоматическое устройство
Аб — абсорбер
Ав — аварийное устройство
АЗ — схема автоматической защиты
Ап — аппарат (теплотехн.)
АР — автоматический регулятор
АТ — автотрансформатор
АУ — схема (устройство) автоматического управления
Б — бак: баллон; батарея
Бл — устройство, схема, сигнал блокировки
БП — блок переключения
В — ручной вентиль (мех); выпрямитель, вентиль (электр.); вентилятор
ВА — выпарной аппарат
Вл — вал
ВМ — устройство возврата масла
Во — воздухоохладитель
ВП — винтовая пара
ВУ — вспомогательные устройства
Гз — гидрозатвор
Гн — генератор
ГЦ — гидроцилиндр
Д — электродвигатель
ДВУ — дополнительное временное устройство
ДИ — индуктивный датчик
ДМ — датчик мощности
ДОС — датчик осевого сдвига
ДП — датчик положения
ДР — двухпозиционный регулирующий прибор, реверсивный электродвигатель
Др — дроссель
Дф — дефлегматор
Ж — жалюзи, многоперьевая заслонка
З — заслонка; золотник; защитный прибор
з — заданная величина, задание
Зд — задатчик
ЗР — золотник разгрузочного клапана
ЗС — звуковой сигнал
ЗЭ — золотник электромагнитного клапана
И — испаритель
ИМ — исполнительный механизм
Ин — инвертор (электр.)
ИТ — измеритель температуры
ИР — измеритель расхода
ИУ — исполнительное устройство; измеритель уровня
К — контакт, контактор (электр.); колонка (технологич.); холодильная камера
КВ — концевой выключатель
КВЗ — ключ (кнопка) ввода защит
Кд — конденсатор
КИ — конденсатор-испаритель
Кл — клапан
Км — компрессор
Кн — кнопка
Кн. У — кнопка управления
КО — обратный клапан
Кп — кипятильник; капиллярная трубка
КР — клапан разгрузочный
КУ — ключ управления
Л — лампа сигнальная; линия внешнего отбора давления
ЛГ — льдогенератор
М — мембрана; манометр
МБ — масляный бак
МВ — мановакуумметр
ММ — муфта максимального момента
МН — масляный насос
Мо — маслоотделитель
Мс — маслосборник
Мх — маслохолодильник
Н — нагреватель; насос
НВ — водяной насос

НЦ — циркуляционный насос
О — обмотка электромагнита, двигателя
Об — объект автоматизации, регулирования
ОЖ — отделитель жидкости
ОС — линия, устройство, сигнал обратной связи
ОУ — схема оперативного управления
П — пилот; пилотное устройство; пускатель
ПБ — поплавковый бак
ПД — панель дистанционного управления
Пер — переключатель
Пз — позиционный (релейный) регулятор
ПК — переключатель каналов
По — переохладитель
ППр — первичный преобразователь
Пр — пружина; преобразователь
Прм — приемник
ПС — линия, устройство, сигнал прямой связи; схема предупредительной сигнализации; промежуточный сосуд
Пт — потребитель; позистор
ПУО — прибор управления оттайкой
ПЧ — преобразователь частоты
Р — распределитель (гидр.); электромагнитное реле
РА — аварийное реле
РВ — регулирующий вентиль; реле времени
Рг — регулятор
РгД — регулятор давления
РгПИ — регулятор системы питания испарителя
РгТ — регулятор температуры
РгУ — регулятор уровня
РД — реле давления
Рд — редуктор (мех.); редуктор (пневм.)
РЕ — расширительная емкость
РЗ — реле защиты
РО — регулирующий орган
РОС — реостат обратной связи; реле осевого сдвига
РП — регулирующий прибор
РПМ — прибор регулирования мощности
РРТ — реле разности температур
Рс — ресивер
РТ — реле температуры
Рт — реостат, ротор
РУ — реле уровня
РЦ — циркуляционный ресивер
С — сердечник электромагнита; сосуд; сопло; сектор контактный
СК — сильфонная коробка
Сл — сальник
Ст — статический (пропорциональный) регулятор
СУ — станция управления; сужающее устройство
Т — тормоз (мех.); термометр; струйная трубка
ТА — теплообменная аппаратура
Тб — термобаллон; турбина
То — теплообменник
ТР — термореле
ТРВ — терморегулирующий вентиль
ТС — термопреобразователь сопротивления
ТТ — трансформатор тока
У — удерживающее (запоминающее) устройство
УП — пусковое устройство; указатель положения
Ус — усилитель
УУ — управляющее устройство
УЭ — упругий элемент
Ф — фильтр
Х — холодильник
ХМ — холодильная машина
Ц — цилиндр компрессора
ЧЭ — чувствительный элемент
Ш — шток
ЭВ — электромагнитный вентиль
ЭИМ — электромоторный исполнительный механизм
ЭК — электромагнитный клапан
ЭП — электронный прибор
ЭС — элемент сравнения
$E_{вн}$ — подвод энергии извне
L — катушка индуктивности
● *R* — линия с хладагентом ($R_ж$ — жидкость, $R_п$ — пар); резистор
S — линия с холодоносителем (S_1 — вход; S_2 — выход)
W — линия с охлаждающей водой (W_1 — вход, W_2 — выход)

Нумерация трубопроводов на схемах по ГОСТ

1 — вода (1т — технологическая)
14 — масло
18 — хладон (18п — пар, 18ж — жидкость)

Формулы и графики

b — коэффициент рабочего времени
c — удельная теплоемкость
F — площадь, поверхность

$f_{вн}$ — внешнее воздействие
G — расход (массовый)
H — уровень, высота столба жидкости
i — сила тока
K_V — коэффициент условной пропускной способности
k — коэффициент теплопередачи; коэффициент передачи (преобразования)
l — перемещение, ход (мех.)
M — момент (мех.); масса
N — мощность
n — частота вращения
P — сила (мех.)
p — давление
Q — холодопроизводительность
R — сопротивление (электр.)
t — температура
t_s — температура холодоносителя
t_w — температура охлаждающей воды
U — напряжение (электрическое)
V — расход (объемный)
x — регулирующее воздействие
y — регулируемая величина
$y_з$ — заданное значение регулируемой величины
$y_п$ — преобразованная регулируемая величина
Z и $Z_з$ — фактический и заданный параметры управления
α — угол поворота
Δ — усиленное значение отклонения; знак разности, приращения
Δ_x — перемещение выходного элемента исполнительного механизма
δ — отклонение
ε — холодильный коэффициент
ϑ — перегрев пара
$\varkappa$ — зона возврата релейного элемента
λ — зона нечувствительности релейного элемента
σ — неравномерность пропорционального регулятора
τ — время
τ_d — запаздывание
$\tau_р$, $\tau_н$ — длительность рабочей и нерабочей частей цикла
$\tau_ц$ — длительность цикла
τ_0 — начальный момент времени
φ — угол поворота
ω — угловая частота вращения

Схемы автоматизации


измерительный прибор


регулирующий (сигнализирующий) прибор


измерительный и регулирующий (сигнализирующий) прибор


измерительный прибор с электрической передачей


регулирующий (сигнализирующий) прибор с электрической передачей


измерительный прибор с пневматической передачей


регулирующий (сигнализирующий) прибор с пневматической передачей

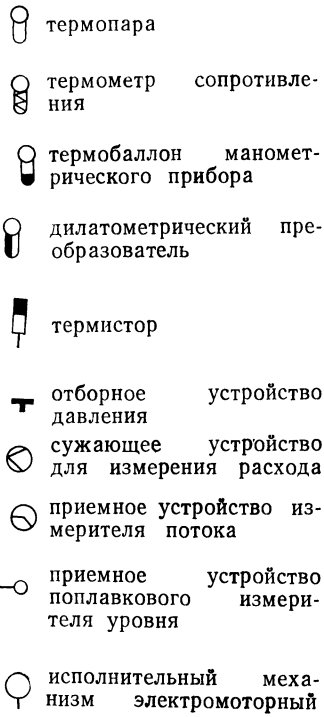
Примечание.

Над горизонтальной чертой внутри изображения наносят обозначения величин:

t — температура
p — давление
Q — расход
H — уровень
ϑ — разность температур

Под горизонтальной чертой наносят обозначения функции прибора:

$П$ — показывающий
$С$ — самопишущий
$Сг$ — сигнализирующий
$З$ — защитный
$Ст$ — статический
$Из$ — изодромный
$Пз$ — позиционный
$Пр$ — преобразующий



ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

А

Агрегаты двухступенчатые 265
— одноступенчатые 263
— центробежные 267

Б

Байпасирование 52, 67
Блокировка 117

В

Вентили запорные 150
— комбинированного действия 155
— непрямого действия 151
— переключающиеся 157
— прямого действия 150
— электромагнитные 150
Включение аварийных устройств 117
Выпуск рабочего вещества в атмосферу или перепуск в другие аппараты 117
Водорегулятор непрямого действия 188
— прямого действия 186
Водорегуляторы 186

Д

Дросселирование всасываемого пара 54, 66, 75

З

Задатчики 16
Звено запаздывания 14
— интегрирующее 14
— I порядка апериодическое 12
Звенья с релейными характеристиками (релейные элементы) 14
Зона возврата 15

И

Изменение поверхности, принудительно обдуваемой воздухом 114
— скорости или расхода воздуха 111
— частоты вращения 62, 74
— — — плавное 64
— — — позиционное 63
— числа работающих цилиндров 56
— эффективной теплопередающей поверхности конденсатора 111

К

Компрессоры с прямым пуском 52
— — разгрузкой при пуске 52

М

Машины низкотемпературные 245
— с винтовым компрессором 238
— — поршневыми компрессорами 232
— — центробежным компрессором 242
Мембраны 165
Механизм исполнительный гидравлический 148
— — мембранный 22
— — поршневой 23
Механизмы исполнительные 21, 145
— — механические 22

— — электрические 21
— — электромагнитные 21
— — электромоторные 22, 145

О

Органы регулирующие 23
Остановка машины или всей установки 116
Отжим всасывающих клапанов 56

П

Перегрев пара 79
Перепуск из отдельных цилиндров байпасный 61
Питание по перегреву 83
— — уровню 91
— с полным отводом жидкости из конденсатора 93
Поворот лопаток входного направляющего аппарата 74
Подтопление конденсатора 111
Постоянная времени 14
Приборы давления регулирующие трехпозиционные 175
— многоканальные 202
— с дополнительным каналом по току типа РТ-ПИ 201
— типа РТ одноканальные 198

Р

Регуляторы давления дроссельные 181
— — непрямого действия (пилотные регуляторы) дроссельные 184
— — прямого действия дроссельные 181
— температуры дроссельные 206
— — общего назначения 207
Реле высокого давления 169
— низкого давления 166
Реле давления 166
— — одинарные 166
— — сдвоенные 170
— разности давлений 172

С

Сильфоны 164
Система автоматизации 6
— автоматической защиты 7
— автоматического регулирования 7
— замкнутая 7
— разомкнутая 8
Системы питания плавные 83, 92
— — позиционные 89, 92
Составление принципиальной схемы автоматизации 292
Способ «пуск—остановка» 50
Стадии проектирования 291
Сухость пара 79
Схема комбинированная 56

Т

Температура (давление) кипения 82
Термопреобразователи электрического сопротивления 191
Термосистемы манометрические 189

У

Установка, работающая в режиме «пуск—остановка» 127
— с несколькими ступенями изменения холодопроизводительности 130
— — плавным изменением холодопроизводительности 132
Установки многообъектные 253
— однообъектные 249
Устройства пилотных регуляторов исполнительные 161
— с мембранными пневматическими исполнительными механизмами исполнительные 162
Уровень жидкости в испарителе 81
Усилители 17
— механоэлектрические 18
— пневматические и гидравлические 19
— электронные 18
Усилитель пилотного типа 20
— релейного типа электрогидравлический 20
— струйного типа 20
— типа «сопло—заслонка» 19

Х

Характеристика динамическая 12
— элемента 11

Э

Элементы сравнения 17
— чувствительные 16

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3
Раздел А. Основы автоматизации холодильных машин и установок 6
Глава I. Общие сведения 6
Системы автоматизации 6
Классификация автоматических регуляторов 8
Характеристики элементов систем автоматизации 11
Типовые элементарные звенья систем автоматизации 12
Основные элементы автоматических устройств 15
Глава II. Основная задача автоматизации и способы ее решения . . . 27
Статическая характеристика холодильной установки 28
Способы решения основной задачи автоматизации 30
Типовые случаи решения основной задачи 32
Основные схемы поддержания температур в объектах охлаждения 47
Глава III. Изменение холодопроизводительности компрессоров 50
Поршневые компрессоры 50
Винтовые компрессоры 69
Центробежные компрессоры 73
Глава IV. Автоматическое питание испарителей жидким хладагентом 75
Классификация и основные свойства испарителей 76
Показатели заполнения испарителей 79
Основные способы питания испарителей 83
Схемы автоматического питания испарителей 100
Глава V. Автоматизация конденсаторов 102
Конденсаторы с водяным охлаждением 103
Конденсаторы с воздушным охлаждением 111
Глава VI. Защита холодильных машин и установок от опасных режимов 116
Способы защиты 116
Построение систем защиты 117
Состав САЗ 122
Глава VII. Анализ работы автоматизированных холодильных установок 126
Установки с одним объектом охлаждения, работающим в стационарном режиме 126
Установки с несколькими объектами охлаждения, работающими в стационарных режимах 135
Установки с объектами охлаждения, работающими в нестационарных режимах 139
Раздел Б. Приборы и средства автоматизации холодильных установок 141
Глава VIII. Исполнительные механизмы и устройства для автоматических регуляторов непрямого действия 145
Исполнительные механизмы 145
Исполнительные устройства 150

Глава IX. Приборы сигнализации и регулирования давления и разности давлений 164
Чувствительные элементы 164
Приборы с релейными характеристиками 165
Регуляторы давления прямого и непрямого действия без подвода внешней энергии 180
Глава X. Приборы регулирования и сигнализации температуры и разности температур 189
Первичные преобразователи температуры 189
Манометрические термореле 194
Электронные регулирующие и сигнализирующие приборы 196
Регуляторы температуры прямого и непрямого действия без подвода внешней энергии 206
Терморегулирующие вентили (регуляторы перегрева) 209
Глава XI. Приборы регулирования и сигнализации уровня 220
Реле уровня 221
Регуляторы уровня прямого и непрямого действия без подвода внешней энергии 223
Регуляторы уровня непрямого действия с подводом внешней энергии 229
Раздел В. Системы автоматизации холодильных машин и установок 231
Глава XII. Компрессионные холодильные машины и установки, работающие на хладонах 231
Машины для охлаждения жидких холодоносителей 232
Установки для охлаждения воздуха в помещениях 248
Глава XIII. Компрессионные холодильные машины и установки, работающие на аммиаке 262
Мотор-компрессорные агрегаты 263
Комплексные холодильные машины для охлаждения жидкости . . 273
Многообъектные аммиачные холодильные установки с непосредственным испарением 274
Глава XIV. Абсорбционные холодильные машины и сухоледные установки 279
Водоаммиачные машины 280
Бромистолитиевые машины 283
Сухоледные установки 285
Глава XV. Основы проектирования, надежность и экономическая эффективность систем автоматизации 290
Основы проектирования 291
Надежность 293
Экономическая эффективность 295
Список рекомендуемой литературы 296
Условные обозначения 297
Предметный указатель 300

Владимир Савельевич Ужанский

АВТОМАТИЗАЦИЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И УСТАНОВОК

Редактор И. А. Никитина
Художник Н. Т. Катеруша
Художественный редактор Е. К. Селикова
Технический редактор Н. Н. Зиновьева
Корректоры Г. Л. Казакова, В. Б. Грачева

ИБ № 868

Сдано в набор 26.06.81. Подписано в печать 25.11.81. Т-30110. Формат 60×90¹/₁₆. Бумага типографская № 1. Литературная гарнитура. Высокая печать. Объем 19,0 п. л. Усл. п. л. 19,0 Усл. л. кр. отт. 19,0. Уч. изд. л. 20,65. Тираж 19000 экз. Заказ 1513. Цена 1 руб.

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

Ленинградская типография № 4 ордена Трудового Красного Знамени Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгении Соколовой Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 191126, Ленинград, Социалистическая ул., 14.