ТРУБОПРОВОДНАЯ АРМАТУРА С АВТОМАТИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ

СПРАВОЧНИК

Под общей редакцией С. [illegible]ОСЫХ

ЛЕНИНГРАД
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
ЛЕНИНГРАДСКОЕ ОТДЕЛЕНИЕ
1982

ББК 39.7я2
Т77
УДК 621.646.24 (031)

Д. Ф. ГУРЕВИЧ, О. Н. ЗАРИНСКИЙ, С. И. КОСЫХ, Ю. И. ТАРАСЬЕВ, С. Х. ЩУЧИНСКИЙ

Рецензент д-р техн. наук проф. А. И. Мильченко

Трубопроводная арматура с автоматическим управлением: Справочник/Д. Ф. Гуревич, О. Н. Заринский, С. И. Косых и др.; Под общ. ред. С. И. Косых. — Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1982. — 320 с., ил.

Т77

В пер.: 1 р. 60 к.

В книге приведены сведения о конструкциях трубопроводной арматуры, используемых в автоматически управляемых трубопроводных системах. Описано устройство и назначение арматуры. Указаны серийно выпускаемые изделия, их габаритные размеры и масса. Рассмотрены приводы для управления арматурой. Приведены рекомендации по выбору арматуры и приводов.

Книга предназначена для инженерно-технических работников, связанных с проектированием, строительством и эксплуатацией трубопроводных систем с автоматическим управлением.

Т $\frac{2702000000\text{-}033}{038(01)\text{-}82}$ 33-82

ББК 39.7я2
6Т8 (083)

© Издательство «Машиностроение», 1982 г.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Широкая автоматизация производственных процессов во всех отраслях народного хозяйства и быстрое развитие трубопроводного транспорта вызвали необходимость применения трубопроводных систем с автоматическим управлением. Для работы таких систем потребовались различные конструкции арматуры, предназначенные для разнообразных рабочих сред, различных температур и давлений, возникла необходимость применения приводов, действующих на основе использования электричества, сжатого воздуха, масла под давлением или энергии рабочей среды, перемещаемой по трубопроводу. Чтобы в этих условиях обоснованно решать задачи проектирования, выбора и эксплуатации арматуры для автоматически действующих трубопроводных систем, необходимо иметь данные о результатах накопленного в этой области опыта, сведения о выпускаемых промышленностью изделиях и областях их применения. Настоящая книга содержит такого рода сведения, предназначенные для их практического использования при решении различных технических задач. Материал книги соответствует современным данным в этой области.

Книга состоит из трех разделов. В первом разделе приведены данные об арматуре, оснащенной приводами и предназначенной для управления средствами АСУ (автоматическая система управления). Второй раздел содержит сведения об арматуре, действующей автоматически, без включения ее в АСУ. Эту арматуру называют также самодействующей, автономной и арматурой прямого действия. В третьем разделе приведены данные о приводах арматуры. В книге наиболее полно приведены конструкции, разработанные ЦКБА (Центральное конструкторское бюро арматуростроения), рассмотрены также конструкции, разработанные другими организациями и предприятиями [4].

ВВЕДЕНИЕ

К промышленной трубопроводной арматуре относятся устройства, устанавливаемые на трубопроводах и емкостях, обеспечивающие управление (отключение, регулирование, распределение, смешивание и др.) потоками рабочих сред путем изменения проходного сечения в рабочем органе конструкции. Арматура с автоматическим управлением в трубопроводной системе, работающей в режиме автоматического управления, выполняет роль исполнительного устройства, с помощью которого реализуются командные сигналы и назначается заданный режим работы системы.

Каждая конструкция арматуры в общем случае содержит следующие основные элементы: корпус с присоединительными патрубками, крышку, рабочий орган, привод. Управление арматурой сводится к тому, чтобы установить рабочий орган в требуемое рабочее положение с помощью привода (ручного или механизированного) либо автоматически, под непосредственным воздействием рабочей среды.

Рабочий орган арматуры (запорный, регулирующий, дросселирующий, распределительный и т. п.) состоит из *седла* и *затвора*. Седло представляет собой неподвижную часть рабочего органа в виде уплотнительного кольца в корпусе арматуры. Некоторые корпуса (задвижек, двухседельных клапанов, кранов) имеют по два уплотнительных кольца. Затвор (подвижная часть рабочего органа) имеет вид диска, клина, тарелки, конуса, шара и т. д. Он перемещается или поворачивается относительно седла при помощи шпинделя или штока. С изменением положения затвора относительно седла изменяется величина открытого сечения отверстия в седле, в связи с чем изменяется степень открытия арматуры. Затвор может состоять из одной или из нескольких конструктивно объединенных деталей. Затвор имеет уплотнительное кольцо для посадки на седло и герметизации рабочего органа. Затворы задвижек, двухседельных клапанов и кранов имеют по два уплотнительных кольца.

При ручном управлении момент времени и степень открытия арматуры определяются оператором. При автоматическом управлении момент времени и степень открытия арматуры определяются и осуществляются автоматически без участия оператора. При арматуре с механизированным приводом момент времени и степень открытия рабочего органа могут назначаться как оператором (команда на включение привода поступает от нажатия кнопки или другого пускового устройства), так и автоматически (команда на включение привода поступает от датчика давления, температуры, скорости рабочей среды, концентрации и т. д., установленного непосредственно в технологической системе).

В данной книге рассмотрены конструкции арматуры, предназначенные для выполнения своих функций без участия оператора, т. е. с автоматическим управлением. Различают автоматически управляемую арматуру прямого и непрямого действия.

Арматура прямого действия (автоматически действующая) включает конструкции, в которых управление рабочим органом происходит под непосредственным воздействием на него энергии рабочей среды (давления скоростного напора) или через связанный с рабочим органом чувствительный элемент (мембрану,

сильфон, поршень). Для самостоятельной работы арматуры прямого действия не требуется ее включения в АСУ.

Арматура непрямого действия (управляемая автоматически) включает конструкции, в которых управление рабочим органом происходит под действием импульса (командного сигнала), поступающего на привод арматуры из приборов АСУ. Для управления арматурой может быть использован посторонний источник энергии или энергия рабочей среды, транспортируемой по трубопроводу.

Чтобы обеспечить надежную работу арматуры, надо выбрать ее с учетом назначения, параметров рабочей среды, условий эксплуатации. Выбор должен производиться на основе тщательно подготовленных и четко выявленных технических данных, определяющих требуемые параметры арматуры.

Полные перечни конструкций арматуры для работы в различных условиях приводятся в специальных каталогах и справочниках. Следует иметь в виду, что промышленностью ежегодно осваиваются новые конструкции и снимаются с производства устаревшие, поэтому при выборе арматуры с использованием данных, приведенных в настоящей книге, каталогах и справочниках, необходимо произвести дополнительную проверку для подтверждения того, что изготовление требуемой арматуры предусмотрено промышленностью. Для этой цели ЦКБА ежегодно выпускаются номенклатурные перечни изготовляемой арматуры с указанием объема выпуска и завода-изготовителя.

При описании арматуры, ее технических параметров и процесса работы применяется целый ряд специальных терминов, подробное разъяснение которых приведено при рассмотрении соответствующих вопросов. Ниже приведены основные из наиболее часто применяемых терминов.

Условный диаметр прохода — номинальный диаметр отверстия в присоединительном патрубке арматуры, предназначенного для прохода рабочей среды. Действительный диаметр отверстия может отличаться от условного, например в арматуре с муфтовым присоединением к трубопроводу. Условный диаметр прохода D_y (мм) является расчетным геометрическим параметром арматуры.

Рабочее давление — наибольшее избыточное давление рабочей среды, при котором обеспечивается длительная и безопасная эксплуатация арматуры при рабочей температуре проводимой среды.

Условное давление — наибольшее избыточное рабочее давление при температуре 20 °С, при котором обеспечивается длительная и безопасная эксплуатация арматуры.

Пробное давление — избыточное давление, при котором арматура должна подвергаться гидравлическому испытанию водой на прочность и плотность материала при температуре не выше 100 °С.

При описании арматуры применяются следующие термины.

Ходовая характеристика — зависимость хода плунжера от текущего значения командного сигнала (командной информации).

Условный ход — номинальное значение полного хода плунжера. Условный ход S_y (мм) является расчетным геометрическим параметром арматуры.

Действительный ход — величина хода, обеспечиваемая данным экземпляром арматуры при заданном командном сигнале.

Приведенный ход — величина хода, рассчитанная пропорционально изменению командного сигнала исходя из максимального действительного хода.

Пропускная способность — объемный расход ($м^3/ч$) через арматуру жидкости плотностью 1000 $кг/м^3$ при перепаде давления в 0,1 МПа.

Условная пропускная способность — пропускная способность арматуры при условном ходе плунжера. Пропускная способность и условная пропускная способность оцениваются значениями коэффициентов пропускной способности K_V и условной пропускной способности K_{Vy} соответственно и являются расчетными гидравлическими параметрами арматуры.

Пропускная характеристика — зависимость пропускной способности арматуры от хода плунжера при постоянном перепаде давлений на клапане.

Расходная характеристика — зависимость расхода среды от хода плунжера при переменном перепаде давлений на клапане.

Линейная пропускная характеристика — пропускная характеристика, при которой обеспечивается пропорциональная зависимость между пропускной способностью клапана и ходом плунжера.

Равнопроцентная пропускная характеристика — пропускная характеристика, при которой обеспечивается приращение пропускной способности клапана пропорционально текущему значению пропускной способности по ходу плунжера, т. е. чем больше ход плунжера, тем больше увеличивается пропускная способность на единицу хода.

Относительный расход — расход среды, выраженный в безразмерных величинах — в виде отношения пропускной способности K_V к условной пропускной способности K_{Vy} ($q = K_V/K_{Vy}$).

Порог чувствительности — отношение наименьшей величины изменения командного сигнала, вызывающей начало перемещения плунжера, к диапазону командного сигнала (%).

Вариации хода — отношение наибольшей разности между величинами хода, соответствующими одному и тому же значению командного сигнала при прямом и обратном ходах, к величине условного хода.

Основная погрешность — отношение наибольшей разности действительного и приведенного ходов к величине условного хода при незаполненном регулирующем органе и сальнике, затянутом усилием, обеспечивающим герметичность штока в рабочих условиях.

Раздел первый

АВТОМАТИЧЕСКИ УПРАВЛЯЕМАЯ АРМАТУРА С ПРИВОДОМ (НЕПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ)

Глава 1

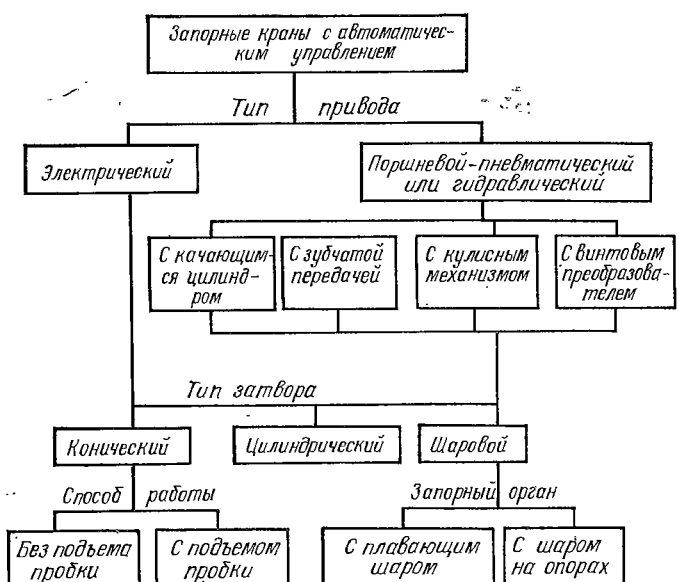
КРАНЫ С АВТОМАТИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ

1.1. Назначение, основные типы, область применения

Краны в основном используются для магистральных трубопроводов, транспортирующих нефть и природный газ, а также в системах городского газоснабжения. По конструкции запорного органа бывают пробковые краны с конусной или цилиндрической пробкой и шаровые краны (схема 1.1).

Схема 1.1

КЛАССИФИКАЦИЯ ЗАПОРНЫХ КРАНОВ С АВТОМАТИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ



В кранах со смазкой на конусных соприкасающихся поверхностях корпуса и пробки имеются каналы, заполняемые специальной смазкой для снижения трения при повороте пробки и уменьшения износа поверхностей. Смазка периоди-

чески вручную или автоматически подается по каналам корпуса и шпинделя. Обратные клапаны, расположенные в канале шпинделя, предотвращают выброс смазки давлением транспортируемой среды. Наиболее часто для управления применяется поршневой пневмопривод.

Достоинства крана как запорного устройства заключаются в следующем: простота конструкции, малое гидравлическое сопротивление, небольшие габариты по высоте, возможность бесколодезной установки на трубопроводе и установки в любом рабочем положении, простая форма проточной части, отсутствие застойных зон, полнопроходность в шаровых кранах, простое управление (поворот пробки на 90°), хорошая защита и возможность смазки уплотнительных поверхностей, применимость для вязких или загрязненных сред, суспензий, пульп и шламов, возможность использования в качестве запорного или регулирующего устройства. Вместе с тем краны имеют следующие недостатки: для управления требуются крутящие моменты большой величины, необходимы тщательное обслуживание и смазка уплотнительных поверхностей во избежание «прикипания» пробки к корпусу; усложнена пригонка затвора (пробки) к корпусу, неравномерный износ конусных пробок и вследствие этого снижение герметичности запорного органа. Шаровые краны получают все большее применение и используются для трубопроводов с условным диаметром D_y прохода до 1400 мм и более при различных условиях работы.

1.2. Краны с электроприводом

Управление электроприводом для кранов выбирается сравнительно редко в связи с тем, что для открытия или закрытия крана требуется поворот вала лишь на $^1/_4$ оборота при значительном крутящем моменте. Электроприводы для работы при таких условиях не являются наилучшим типом привода, так как требуют применения редуктора с большим передаточным отношением, причем последнее звено передачи используется лишь на $^1/_4$ оборота. Вместе с тем электропривод имеет сравнительно сложную конструкцию и соответственно высокую стоимость. При эксплуатации на трубопроводах с горючими газами и пожароопасными жидкостями (бензин, керосин и др.) необходимо применять электроприводы во взрывозащищенном исполнении, так как возможное искрение в местах контактов может создать опасную обстановку. Время открывания или закрывания крана при использовании электропривода больше, чем при управлении пневмоприводом или гидроприводом. В связи с этим электропривод для крана применяется лишь тогда, когда условия эксплуатации диктуют требование применять только электроэнергию для управления краном, когда отсутствуют источники сжатого воздуха или нейтрального газа и невозможно применение гидравлического привода.

Пробковые краны $D_y = 200 \div 800$ мм с подъемом пробки (рис. 1.1). Такого типа краны используются как запорное устройство и могут выполнять роль обратного клапана, если возникает опасность возникновения обратного потока при снижении давления на одном из участков линии. При открывании и закрывании крана пробка перед поворотом ее предварительно поднимается на некоторую высоту, необходимую для того, чтобы уплотнительные поверхности пробки и корпуса разошлись и во время поворота устранилось трение и изнашивание уплотнительных поверхностей. Последовательные действия подъема и поворота пробки осуществляются с помощью специального механизма, основными деталями которого являются шпиндель с гайкой, вилка и ползун с роликом. Ползун с помощью шатуна связан с кривошипом, поворачивающим гайку шпинделя. Привод перемещает ползун вдоль направляющих. Подъем пробки происходит при повороте гайки в то время, когда вилка заблокирована роликом. Затем ролик заходит в вилку, после чего гайка и вилка поворачиваются совместно и происходит поворот приподнятой пробки. При дальнейшем движении ролик выходит из вилки и блокирует ее положение, двигаясь дальше, при этом пробка опускается вниз. При движении ползуна в обратном направлении все происходит в обратной последовательности, управление осуществляется при помощи электропривода либо с помощью гидравлического привода.

1.3. Краны с поршневым приводом

Поршневой привод является наиболее пригодным для управления краном, и краны с поршневым пневмоприводом широко используются в различных отраслях народного хозяйства. Простота конструкции, надежность в работе, значительные создаваемые усилия на штоке, достаточный ход являются достоинствами поршневого привода. Наиболее сложной задачей является преобразование поступательного движения штока в поворот пробки на $^1/_4$ оборота. Для этой цели применяется реечно-зубчатый или шатунно-поршневой механизм. Реечно-зубчатая передача состоит из рейки, соединенной с поршнем, и зубчатого сектора, насаженного на вал пробки и сцепленного с рейкой. При поступательном движении поршня рейка поворачивает пробку при помощи зубчатого сектора. Кривошипно-шатунная передача для поворота пробки с помощью поршневого привода может выполняться в двух вариантах: с неподвижным или с качающимся (поворотным) цилиндром.

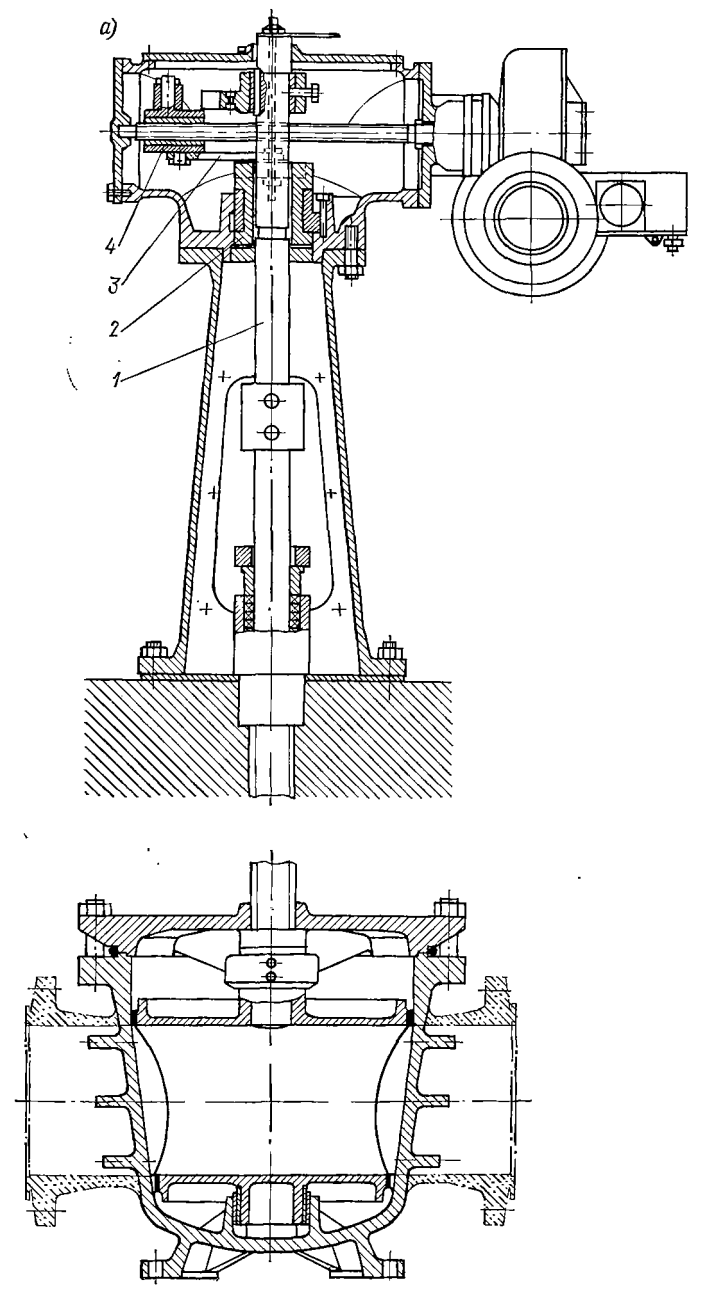
Краны со смазкой с поршневым пневмоприводом, снабженным реечно-зубчатой передачей (рис. 1.2). Привод закрепляется на среднем фланце корпуса, а ось привода располагается параллельно оси проходных фланцев. Зубчатая рейка и шток поршня расположены последовательно. Поршневой привод двойного действия перемещает рейку в обоих направлениях под действием управляющей среды на поршень. Кран снабжен ручным дублером для управления в аварийных условиях при отсутствии управляющей среды. Дублер представляет собой винт с маховиком и гайкой, расположенный вдоль оси привода. Винт может соединяться с рейкой. Поршень снабжен манжетами из резины или кожи. Управляющей средой служит сжатый воздух или природный газ, осушенный и отфильтрованный. Управляющее давление обычно принимается в пределах 0,5—0,8 МПа. Управление пневмоприводом может осуществляться электромагнитными распределителями, а автоматическая остановка и сигнализация в крайних положениях производится при помощи конечных выключателей.

Краны с поршневым пневмоприводом и кривошипно-шатунной передачей могут выполняться с неподвижным или с качающимся цилиндром. В последнем случае силовой цилиндр может крепиться на корпусе крана или на трубопроводе. При креплении привода на трубопроводе упрощается конструкция и снижается масса привода, но усложняется монтаж устройства. Привод с качающимся цилиндром требует увеличенных габаритов для его размещения, поскольку необходимо предусматривать место для поворотов цилиндра. Повороты цилиндра создают повышенные динамические нагрузки, сотрясения и вибрации. Недостатком является также необходимость применения гибких шлангов для подвода управляющей среды.

В кранах с большим диаметром прохода приводы имеют большую массу и их одностороннее расположение нецелесообразно, поскольку создаются опрокидывающие арматуру усилия. В этих случаях более рационально применять двойные приводы, располагаемые симметрично по обе стороны крана, как показано на рис. 1.3.

Краны натяжные со смазкой КСП-16, снабженные пневмоприводом с качающимся цилиндром (рис. 1.4). Для этих целей применяются приводы ПП0, ПП1 и ПП2. Конструкция предусматривает установку привода на среднем фланце корпуса крана. При перемещении поршня шатун поворачивает пробку с помощью закрепленного на ней рычага. Таким приводом оснащаются натяжные пробковые краны со смазкой для жидких и газообразных сред с температурой от —40 до +100 °С (см. табл. 1.1).

Краны сальниковые с цилиидрической пробкой КЦОП-16 для вязких застывающих нефтепродуктов с рабочей температурой $t_р$ до 280 °С (рис. 1.5). Краны выпускаются с $D_у = 50 \div 150$ мм на рабочее давление $p_р = 1{,}6$ МПа. Гидравлическое испытание на прочность и плотность металла производится при пробном давлении $p_{пр} = 2{,}4$ МПа. Присоединительные фланцы корпусов изготовляются по ГОСТ 12821—67. Основные размеры и технические требования для кранов регламентированы. Краны на трубопроводе могут устанавливаться в любом рабочем положении. Пневматический привод работает при давлении управляющего воздуха 0,5—0,8 МПа.


а)
4
3
2
1

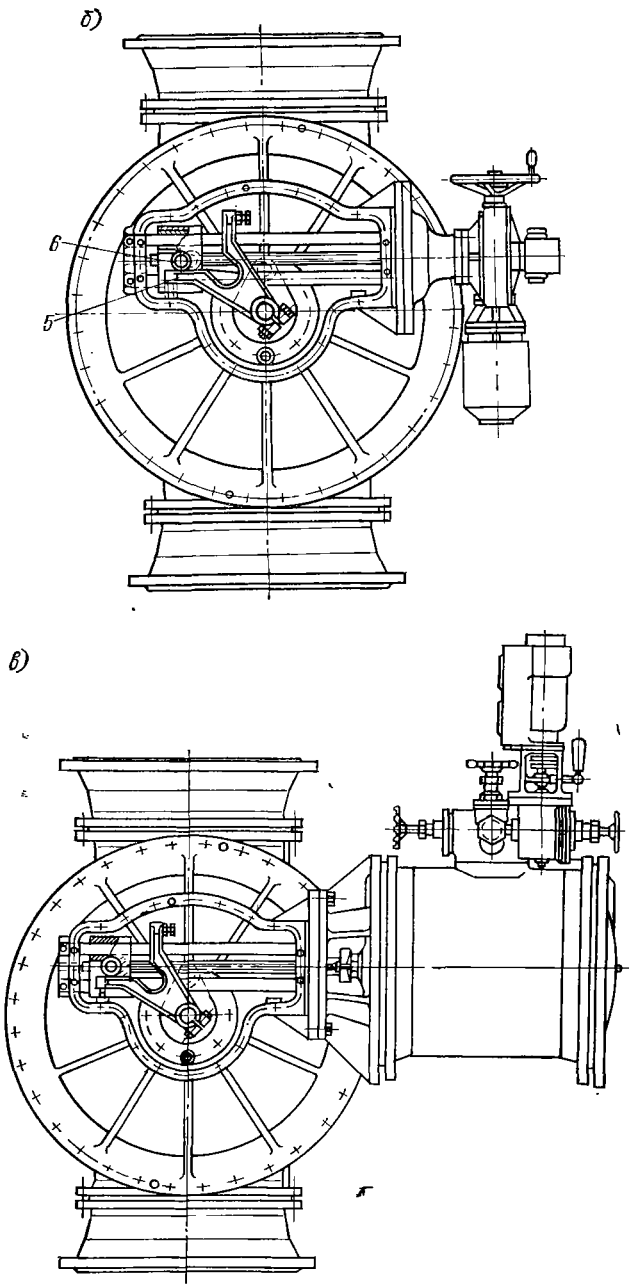


Рис. 1.1. Пробковый кран с подъемом пробки: *а* — конструкция крана; *б*— электропривод; *в* — поршневой гидравлический привод:
1 — шпиндель; *2* — ходовая гайка; *3* — шатун; *4* — ползун; *5* — вилка; *6* — ролик

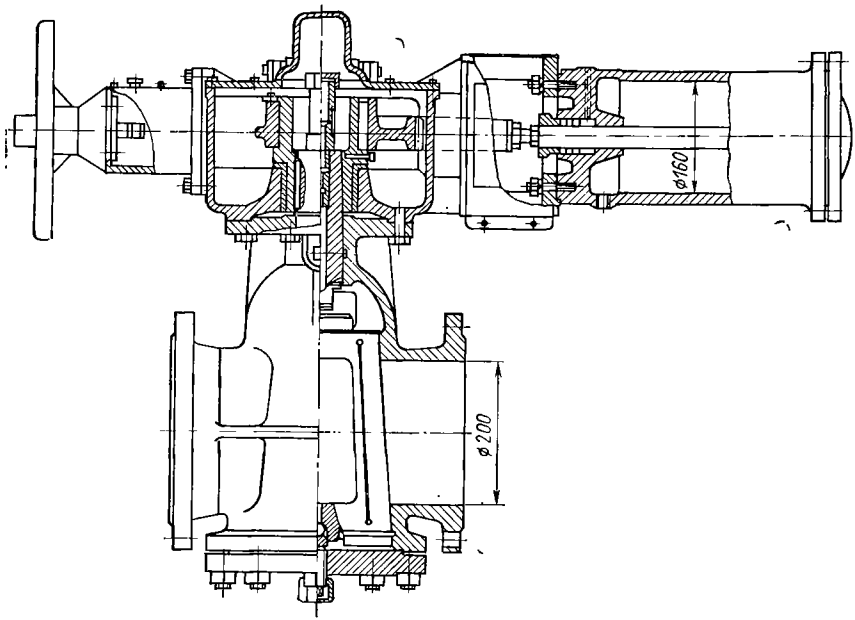


Рис. 1.2. Кран со смазкой с поршневым приводом и реечно-зубчатой передачей

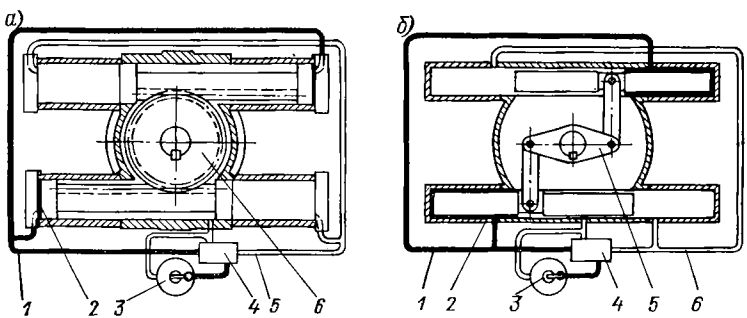


Рис. 1.3. Двойной симметрично расположенный поршневой привод для крана: *а* — с реечной передачей; *б* — с кривошипно-шатунной:

1 — линия под давлением; *2* — цилиндр; *3* — насос; *4* — распределитель; *5* — передача; *6* — линия слива

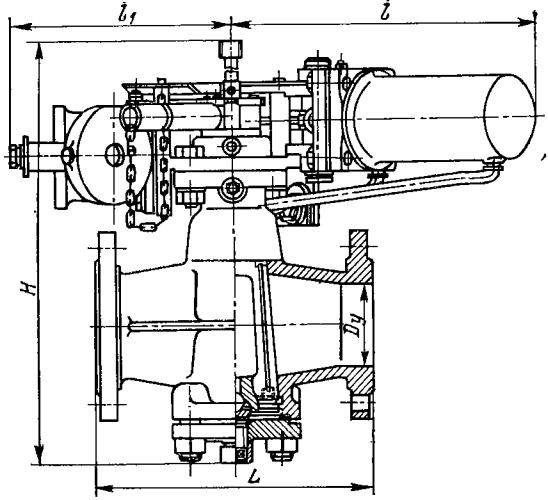


Рис. 1.4. Кран со смазкой КСП-16 с пневмоприводом

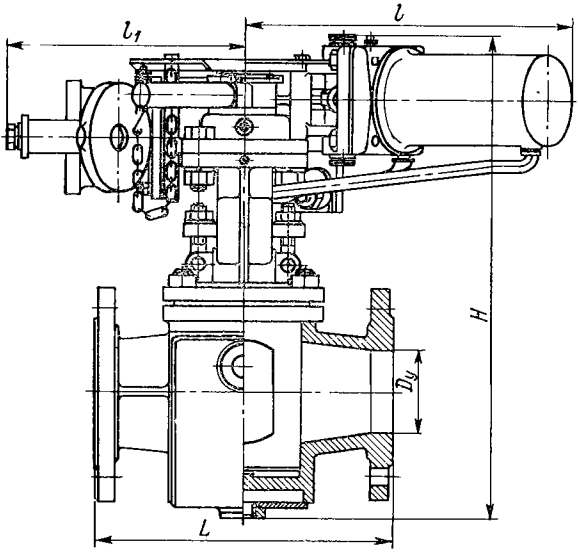


Рис. 1.5. Кран со смазкой КЦОП-16 с пневмоприводом для вязких сред (застывающих нефтепродуктов)

Сигнализация крайних положений пробки и выключение электромагнитного клапана подачи воздуха в цилиндр осуществляется переключателем во взрывозащищенном исполнении. Корпус крана изготовляется из стали, а пробка, цилиндр и поршень — из чугуна. Манжеты поршня выполняются из маслостойкой резины.

Краны с условным обозначением КЦОП-16 имеют рубашку для парового обогрева корпуса, в которую подается пар с температурой до 280 °С, давлением не более 0,25 МПа. При аварийном отключении управляющей среды ручное управление производится поворотом рычага. Габаритные размеры и масса кранов с пневмоприводом приведены в табл. 1.1.

1.1. Габаритные размеры и масса кранов с пневмоприводом

Обозначение	D_y, мм	L	H	l	l_1	Масса, кг
		мм				
КСП-16 (см. рис. 1.4)	50	250	400	316	220	35
	80	280	460	316	220	45
	100	300	530	392	223	66
	150	350	975	732	624	210
КЦОП-16 (см. рис. 1.5)	50	250	400	316	222	39
	80	280	450	316	222	76
	100	300	580	392	223	105
	150	350	660	392	223	160
11с722бк1 (см. рис. 1.6)	80	350	555	—	560	130
	100	400	740	—	830	230
	150	500	840	—	840	305
	200	600	1168	—	1200	650
	300	800	1330	—	1125	870
11с723бк (см. рис. 1.7)	150	500	2300	840	—	347
	200	600	2850	1200	—	748
	300	800	3000	1200	—	1001
	400	1200	3150	1850	—	2685
	500	1300	3300	1850	—	3295

Для трубопроводов, транспортирующих природный топливный газ, попутный нефтяной или искусственный, применяются краны со смазкой с пневмоприводом. Они применяются для природного газа с рабочей температурой от —40 до +80 °С на давление $p_y = 6{,}4$ МПа. Гидравлическое испытание на прочность и плотность металла производится при пробном давлении $p_{пр} = 9{,}6$ МПа.

Краны со смазкой с пневмоприводом для трубопроводов с $D_y = 80 \div 300$ мм (рис. 1.6). Краны снабжены присоединительными патрубками для приварки к трубопроводу. Изготовляются также краны с $D_y = 50$ мм с присоединительными фланцами по ГОСТ 12822—67. Условное обозначение кранов 11с722бк1.

Краны пробковые со смазкой с пневмоприводом для трубопроводов с $D_y = 150 \div 500$ мм (рис. 1.7). Условное обозначение 11с723бк. Краны предназначаются для бесколодезной установки на трубопроводе. Снабжены обводом со вспо-

могательным краном для снижения крутящего момента, необходимого при открывании крана путем выравнивания давлений газа по обе стороны пробки.

Шаровые краны наиболее широко применяются для природного газа. Автоматическое управление шаровыми кранами, как правило, производится при помощи пневмогидропривода, обеспечивающего достаточный крутящий момент на оси для управления краном и плавный поворот пробки. Время поворота составляет от 30 (для кранов малых диаметров прохода) до 120 с (для кранов больших диаметров прохода). Шаровые краны с пневмогидроприводом серийно выпускаются с D_y прохода от 50 до 1200 мм для p_p до 8 МПа. Существует тенденция к расширению диапазона больших диаметров прохода. Ниже приводятся основные данные шаровых кранов с пневмогидроприводом из числа наиболее часто применяемых.

Краны шаровые стальные с пневмо- или гидроприводом для природного газа на $p_y = 8$ МПа (рис. 1.8 и 1.9). Выпускаются для наземной установки с D_y, равным 50; 80; 150; 200 и 300 мм, и для подземной установки с D_y, равным 150; 200 и 300 мм. Краны с условными обозначениями МА 39002.01 и МА 39003.03 — для наземной установки и МА 39001.06 и МА 39003.01 — для подземной установки (рис. 1.10 и 1.11) имеют присоединительные патрубки для приварки к трубопроводу. Для наземной установки выпускаются также шаровые краны МА 39003.03 МА 39003.05 с фланцами по ГОСТ 12822—67 на $p_y = 10$ МПа. Краны предназначены для работы на природном газе с рабочей температурой от —40 до +80 °С при температуре окружающего воздуха от —40 до +40 °С. Управление краном производится дистанционно при помощи пневмогидропривода; управляющей средой является природный газ с давлением 1—8 МПа. Время открытия или закрытия не превышает 30 с. Имеется ручной дублер для управления краном при аварийном отсутствии управляющей среды. Габаритные размеры и масса кранов приведены в табл. 1.2.

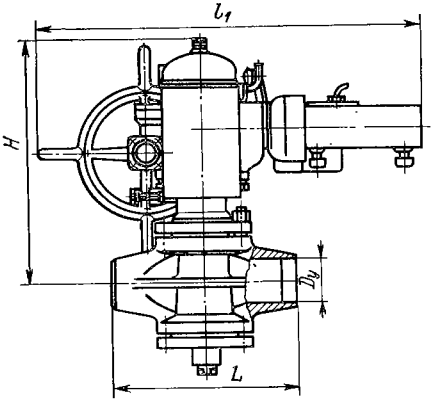


Рис. 1.6. Кран со смазкой 11с722бк1 с пневмоприводом для природного газа

При рабочей температуре $t_p \leqslant 80$ °С допускается рабочее давление до $p_p = 8$ МПа. Гидравлическое испытание на прочность и плотность металла производится при пробном давлении $p_{пр} = 12$ МПа. При испытании на герметичность запорного органа кран должен удовлетворять требованиям 1-го класса герметичности по ГОСТ 9544—75. Краны устанавливаются на горизонтальном трубопроводе вертикально, пневмогидроприводом вверх.

Краны шаровые стальные МА 35008—1200 и МА 35018—1000 с пневмогидроприводом с присоединительными патрубками под приварку к трубопроводу на $p_y = 6{,}4$ МПа (рис. 1.12). Применяются для наземной установки на трубопроводах для природного газа при рабочей температуре среды от —40 до +80 °С и температуре окружающего воздуха от —40 до +40 °С. Управление краном дистанционное с помощью пневмогидропривода, время открытия или закрытия до 120 с. Имеется ручной дублер для управления краном при аварийном отсутствии управляющей среды. Краны устанавливаются на горизонтальном трубопроводе вертикально, пневмогидроприводом вверх. Габаритные размеры и масса кранов приведены в табл. 1.2. При рабочей температуре среды $t_p \leqslant 80$ °С допускается рабочее давление до $p_p = 6{,}4$ МПа. Гидравлическое испытание на прочность и плотность металла производится при пробном давлении $p_{пр} = 9{,}6$ МПа. При испытании герметичности запорного органа краны должны удовлетворять требованиям 1-го класса герметичности по ГОСТ 9544—75.

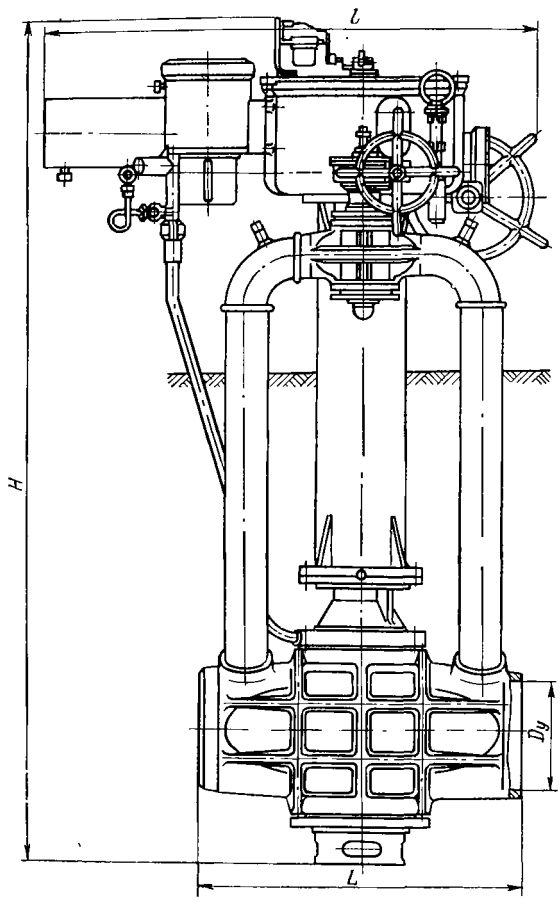


Рис. 1.7. Кран со смазкой 11с723бк с пневмоприводом для нефтепродуктов

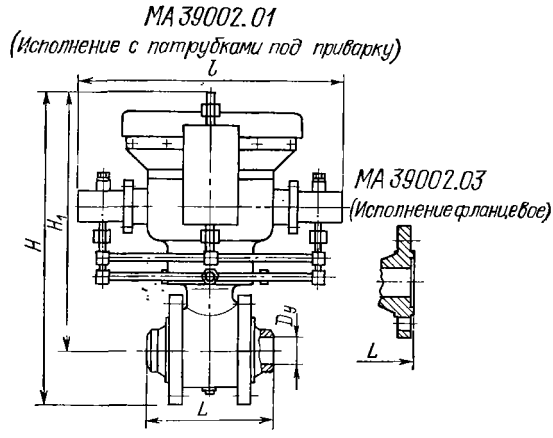
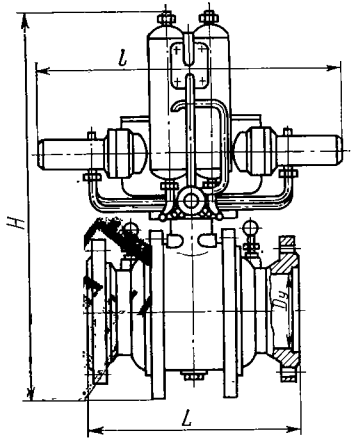


Рис. 1.8. Шаровые краны МА 39002.01 и МА 39002.03 для наземной установки

МА 39003.05

(Исполнение фланцевое)



МА 39003.03

(Исполнение с патрубками под приварку)

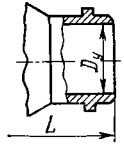


Рис. 1.9. Шаровые краны МА 39003.05 и МА 39003.03 для наземной установки

МА 39001.06

(Исполнение с патрубками под приварку)

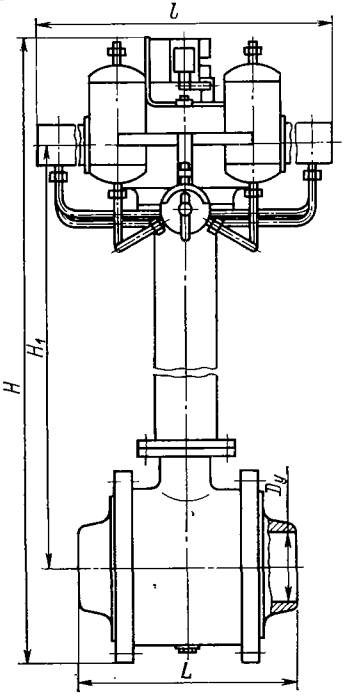


Рис. 1.10. Шаровой кран МА 39001.06 для подземной установки

МА 39003.01

(Исполнение с патрубками под приварку)

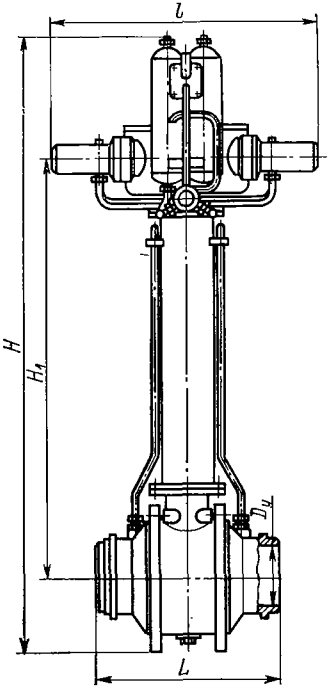


Рис. 1.11. Шаровой кран МА 39003.01 для подземной установки

1.2. Габаритные размеры и масса шаровых кранов с пневмогидроприводом

Обозначение	D_y, мм	L	H	H_1	l	Масса, кг
		мм				
МА 39002.01 (см. рис. 1.8)	50	220	545	445	465	130
	80	280	620	465	465	153
	100	330	765	543	617	260
	150	420	940	1400	890	535
	200	590	1050	1420	890	714
МА 39002.03 (см. рис. 1.8)	50	300	545	445	465	142
	80	420	620	465	465	179
	100	430	765	543	617	286
	150	650	940	1400	890	610
	200	700	1050	1420	890	764
МА 39001.06 (см. рис. 1.10)	150	420	2175	1400	890	630
	200	590	2285	1420	890	782
МА 39003.01 (см. рис. 1.11)	300	850	2800	1780	1240	1542
МА 39003.03	300	850	1500	—	1240	1355
МА 39003.05 (см. рис. 1.9)	300	850	1500	—	1240	1954
МА 35018-1000	1000	2050	4785	2640	4450	16 482
МА 35008-1200 (см. рис. 1.12)	1200	2500	4980	2670	4450	20 740

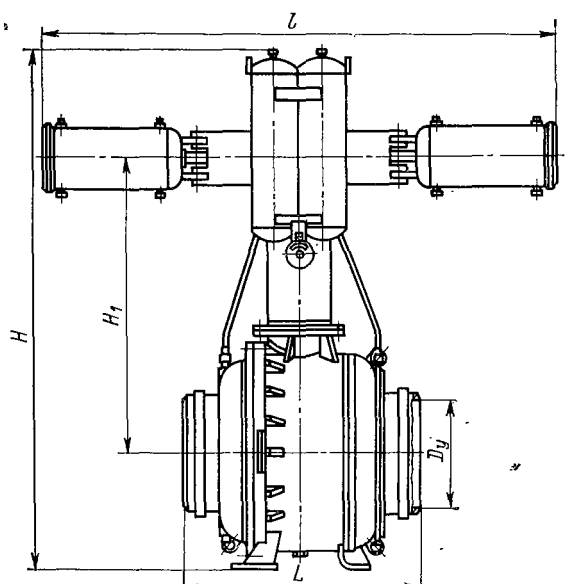


Рис. 1.12. Шаровой кран МА 35018-1000 для наземной установки

Глава 2

ЗАПОРНЫЕ КЛАПАНЫ С АВТОМАТИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ

2.1. Назначение, основные типы, область применения

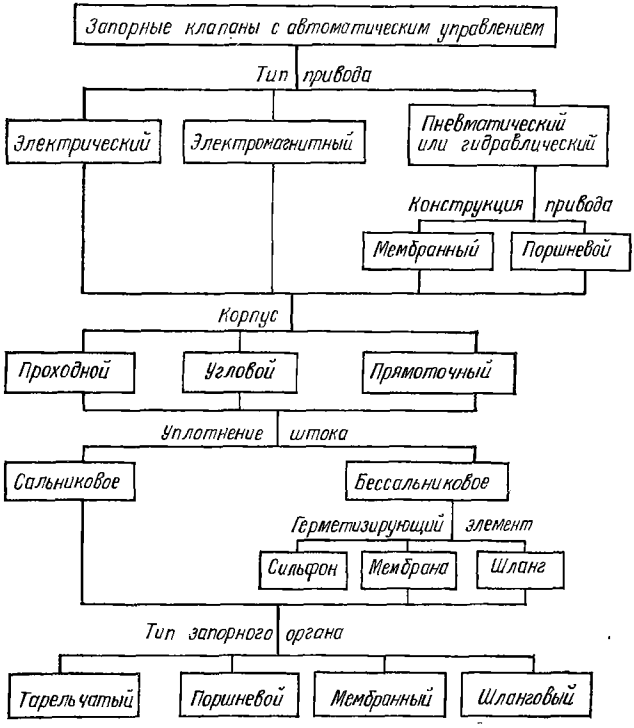
Запорные клапаны с приводом для дистанционного управления применяются при диаметрах прохода до 200 мм, но в последнее время используются также прямоточные клапаны с D_y до 400 мм и выше. Для управления используются электро-, пневмо- и гидроприводы.

Основными достоинствами клапанов являются: малый необходимый ход тарелки клапана (0,25—0,30D_c, где D_c — диаметр отверстия в седле), высокая герметичность запорного органа, доступность уплотнительных колец для очистки и ремонта, возможность установки на трубопроводе в любом рабочем положении, возможность использования сильфона вместо сальника, применимость для высоких температур, высоких давлений, вакуума, коррозионных и агрессивных сред. Клапаны с защитным коррозионностойким слоем из пластмассы или эмали и с упругодеформируемым затвором (мембранные и шланговые) успешно применяются для работы на коррозионных средах и на средах, содержащих твердые взвеси.

Запорные клапаны можно разделить в зависимости от типа запорного органа на следующие конструктивные разновидности: тарельчатые, мембранные и шланговые. Разновидность запорного органа определяется в основном коррозионными

Схема 2.1

КЛАССИФИКАЦИЯ ЗАПОРНЫХ КЛАПАНОВ С АВТОМАТИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ



и энергетическими (давление, температура) параметрами среды, транспортируемой по трубопроводу, а также требованиями к гидравлическим характеристикам клапана. Корпус клапана может иметь конструктивные исполнения, по которым клапаны подразделяются на проходные, угловые и прямоточные.

Тарельчатые клапаны с проходным и угловым корпусом имеют недостатки: относительно большое гидравлическое сопротивление и наличие застойных зон в обычных конструкциях. Для всех типов клапанов, если конструкцией не предусмотрена специальная разгрузка, характерны большие усилия вдоль шпинделя при больших диаметрах прохода.

Условия работы привода запорного клапана с тарельчатым или мембранным рабочим органом характерны незначительным увеличением перестановочного усилия в первой половине хода и быстрым увеличением в конце, когда необходимо создать контактные давления на седле клапана, достаточные для герметизации запорного органа.

Прямоточные клапаны (а также шланговые) имеют более низкие значения коэффициентов гидравлического сопротивления, что достигается помимо конструкции корпуса большей величиной хода ($0{,}4—1{,}0D_C$).

В зависимости от метода герметизации подвижного соединения шпинделя с крышкой запорные клапаны могут быть сальниковыми, сильфонными, мембранными и шланговыми (схема 2.1).

2.2. Запорные клапаны с электроприводом

Важным достоинством запорных клапанов с электроприводом является возможность дистанционного кнопочного управления и включения их в систему электрического управления технологическими процессами, благодаря чему они широко применяются в химической промышленности и в энергетике.

Запорные клапаны с электроприводом всегда имеют резьбовую пару шпиндель—ходовая гайка с трапецеидальной резьбой для преобразования вращательного движения выходного вала привода в поступательное движение шпинделя. Бугельный узел с ходовой гайкой, как правило, снабжается шариковыми упорными подшипниками и обеспечивается консистентной смазкой.

Клапаны запорные на $p_y = 20$ МПа с электроприводом (рис. 2.1). Условное обозначение 15нж956бк. Выпускаются с $D_y = 15$ мм. Клапаны предназначаются для жидких и газообразных сред с рабочей температурой до 350 °С (15нж956бк) и до 200 °С (15нж956бк3). При рабочей температуре среды t_p до 200 °С допускается рабочее давление p_p до 20 МПа, а при t_p=350 °С допускается p_p= = 17 МПа. Гидравлическое испытание на прочность производится при пробном давлении $p_{пр} = 30$ МПа. Клапаны устанавливаются на горизонтальном трубопроводе в рабочем положении вертикально, электроприводом вверх и присоединяются сваркой. Допускается установка с горизонтальным расположением шпинделя, если имеется опора под электропривод. Технические требования на клапаны регламентированы ГОСТ 5761—74. Рабочая среда подается под золотник. Корпус клапана изготовляется из коррозионностойкой стали 08Х18Н10Т, шток — из стали 14Х17Н2. Как видно из рис. 2.1, размеры и масса электропривода намного превышают размеры и массу самого клапана. Так, масса клапана с электроприводом составляет 39,3 кг, а без электропривода (с ручным управлением) — 3,7 кг.

Клапаны запорные на $p_y = 1{,}6$ МПа с электроприводом (рис. 2.2). Условное обозначение 15нж965бк. Выпускаются клапаны с $D_y = 50$ и $D_y = 150$ мм. Предназначаются для агрессивных сред с рабочей температурой от —40 до +420 °С. При температуре среды $t_p = 420$ °С допускается рабочее давление $p_p = 12{,}5$ МПа. Клапаны имеют верхнее уплотнение, с помощью которого при полностью открытом клапане отключается сальниковая камера. Рабочая среда подается под золотник. Клапаны устанавливаются на горизонтальном трубопроводе в рабочем положении вертикально, электроприводом вверх. Допускается установка с горизонтальным расположением шпинделя, если имеется опора под электропривод. Клапаны к трубопроводу присоединяются с помощью фланцев по ГОСТ 12821—67. Корпусные детали — корпус и крышка изготовляются

из коррозионностойкой стали. В табл. 2.1 приведены габаритные размеры и масса клапанов.

Клапаны запорные на $p_y = 4$ МПа с электроприводом (рис. 2.3). Условные обозначения: 15с922нж и 15нж922бк. Выпускаются клапаны с $D_y = 50 \div 200$ мм. Клапаны предназначаются для воды и пара с рабочей температурой от —40 до

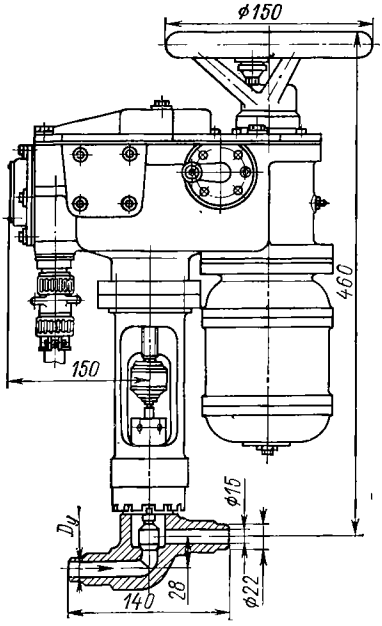


Рис. 2.1. Запорный клапан 15нж956бк с электроприводом

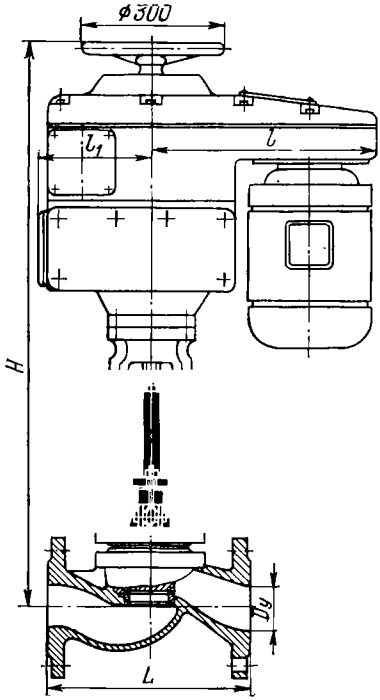


Рис. 2.2. Запорный клапан 15нж965бк с электроприводом

+425 °С (15с922нж) и агрессивных сред с рабочей температурой от —70 до +420 °С (15нж922бк). При рабочей температуре среды $t_р = 420$ °С для клапанов 15нж922бк допускается рабочее давление $p_р = 3{,}2$ МПа, для клапанов 15с922нж при $t_р = 425$ °С $p_р = 2{,}2$ МПа. Гидравлическое испытание на прочность и плотность металла производится при пробном давлении $p_{пр} = 6$ МПа. Технические требования на клапаны регламентированы ГОСТ 5761—74. Клапаны устанавливаются на горизонтальном трубопроводе вертикально, электроприводом вверх

2.1. Габаритные размеры и масса клапанов 15нж965бк

D_y, мм	L	H	l	l_1	Масса, кг
	мм				
50	230	560	150	114	43
150	480	1040	338	328	154

2.2. Габаритные размеры и масса клапанов 15с922нж и 15нж922бк

D_y, мм	L	H	l	l_1	Масса, кг
	мм				
50	230	682	155	210	53,4
65	290	690	155	210	98,6
80	310	690	100	305	103
100	350	721	100	305	124
150	480	947	604	552	227
200	600	1217	788	780	227

и присоединяются к трубопроводу фланцами, размеры которых установлены ГОСТ 12821—67. Допускается изготовление клапанов с фланцами по ГОСТ 12822—67 или ГОСТ 12823—67. Клапаны могут устанавливаться на горизонтальном трубопроводе с горизонтальным расположением шпинделя, если имеется опора под электропривод. Рабочая среда подается под золотник. Уплотнительные поверхности корпуса и золотника наплавлены коррозионностойкой сталью. Корпусные детали клапанов 15с922нж изготовляются из углеродистой стали, клапанов 15нж922бк — из коррозионностойкой стали. Габаритные размеры и масса клапанов приведены в табл. 2.2.

Клапаны запорные на $p_y = 2{,}5$ МПа с $D_y = 50$ мм с электроприводом (рис. 2.4). Предназначаются для жидкого и газообразного аммиака с рабочей температурой от —40 до +150 °С. Условное обозначение клапанов Е 21142. Гидравлическое испытание на прочность и плотность металла производится при пробном давлении $p_{пр} = 3{,}8$ МПа. Здесь компоновка электропривода и клапана выполнена так, что электродвигатель расположен вверху, над приводом. Это значительно увеличивает высоту конструкции. Клапаны устанавливаются на горизонтальном трубопроводе вертикально, электроприводом вверх. Допускается установка с горизонтальным расположением шпинделя, если имеется опора под электропривод. Уплотнительные поверхности корпуса и золотника наплавлены коррозионностойкой сталью. Клапаны имеют верхнее уплотнение, с помощью которого отключается сальниковая камера при полностью открытом клапане. Корпусные детали изготовляются из чугуна, набивка сальника — из фторопласта-4. Электроприводами могут оснащаться также сильфонные клапаны.

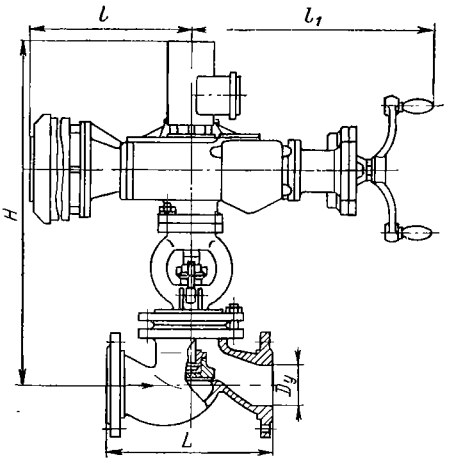


Рис. 2.3. Запорный клапан 15нж922бк с электроприводом

Клапаны сильфонные запорные на $p_y = 1$ МПа (рис. 2.5). Изготовляются эти клапаны с $D_y = 15 \div 100$ мм. Предназначаются для газообразных и жидких сред с рабочей температурой до 350 °С. Могут быть использованы для работы при давлении 0,5 МПа. Условные обозначения клапанов различных исполнений. 14с917ст, 14нж917ст — из углеродистой или коррозионностойкой стали с уплотнительными кольцами, наплавленными сплавом повышенной стойкости, и 14с917п, 14нж917п — из углеродистой или коррозионностойкой стали с мягким уплотнением в запорном органе. Основные технические данные обусловлены ГОСТ 10421—75. Клапаны с D_y, равным 15; 20 и 25, имеют присоединительные резьбовые концы или патрубки под приварку к трубопроводу; клапаны с $D_y = 32 \div 100$ мм снабжены фланцами и патрубками под приварку. Присоединительные фланцы изготовляются с присоединительными размерами по ГОСТ 1234—67 с размерами паза по ГОСТ 12832—67. Рабочая среда подается под золотник. Клапаны устанавливаются на горизонтальном трубопроводе вертикально, электроприводом вверх. Допускается установка с горизонтальным расположением шпинделя, если имеется опора под электропривод. Гидравлическое испытание на прочность конструкции и плотность металла клапана производится при пробном давлении $p_{пр} = 1{,}5$ МПа.

При рабочей температуре среды $t_р = 350$ °С допускается рабочее давление $p_р = 0{,}7$ МПа для клапанов из углеродистой стали и $p_р = 0{,}8$ МПа для клапанов из коррозионностойкой стали. Габаритные размеры и масса клапанов приведены в табл. 2.3.

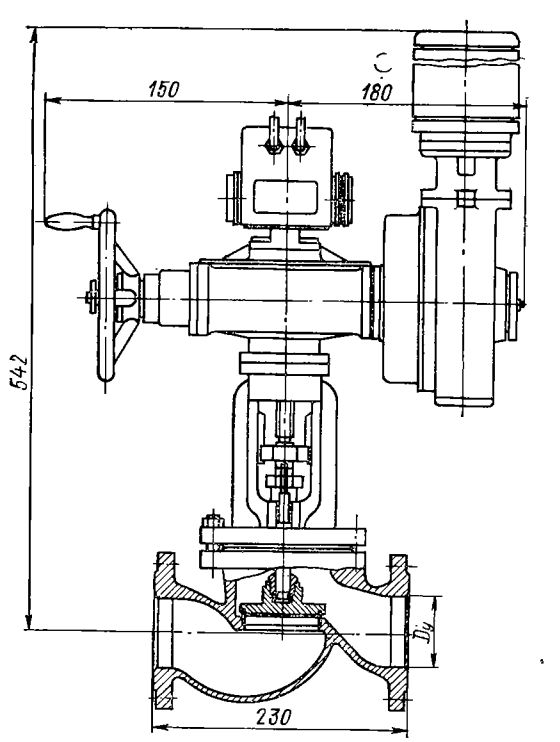


Рис. 2.4. Запорный клапан Е 21142 с электроприводом

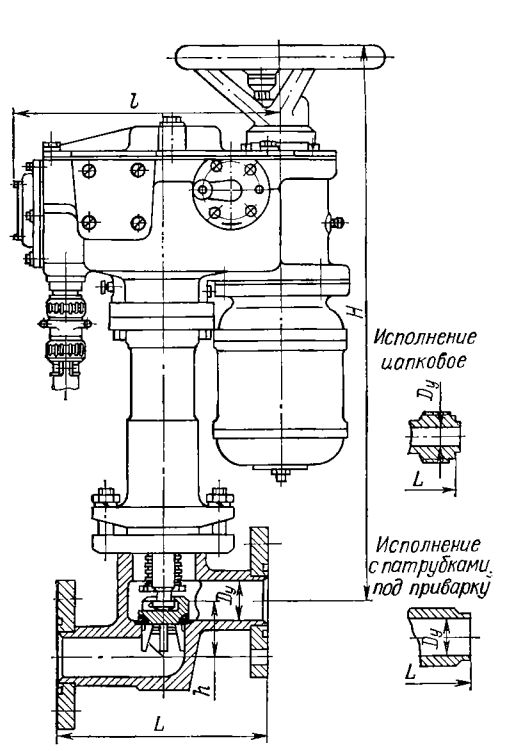


Рис. 2.5. Запорный сильфонный клапан 14с917ст с электроприводом

2.3. Габаритные размеры и масса клапанов 14с917ст, 14с917п и 14нж917ст, 14нж917п

D_y, мм	L	H	h	l	Масса, кг	
	мм				с фланцами	с патрубками под приварку
15	130	520	24	—	16,5 (с цапками)	16,2
20	150	530	35	—	18,8 (с цапками)	18,5
25	160	530	40	—	18,8 (с цапками)	18,5
32	180	485	45	390	49,6	46
40	200	490	55	390	53	49
50	230	490	65	390	57,1	54
65	290	765	84	390	61	60
80	310	765	95	390	68,6	67
100	350	790	120	480	131,9	125

Клапаны прямоточные запорные на $p_y = 1{,}6$ МПа с электроприводом (рис. 2.6). Изготовляются с $D_y = 50 \div 150$ мм из коррозионностойкой стали и предназначаются для агрессивных сред с температурой до 420 °С. Условное обозначение 15нж958бк. При рабочей температуре среды $t_р = 420$ °С допускается рабочее давление $p_р = 1{,}25$ МПа. Гидравлическое испытание на прочность и плотность металла производится при пробном давлении $p_{пр} = 2{,}4$ МПа. Клапаны устанавливаются на горизонтальном трубопроводе в рабочем положении вертикально, электроприводом вверх. Допускается установка с горизонтальным расположением шпинделя, если имеется опора под электропривод. При работе на трубопроводах для сред с температурой выше $t_р = 120$ °С необходимо обеспечить защиту электродвигателя от перегрева. Клапаны снабжены фланцами по ГОСТ 12821—67. Клапаны имеют верхнее уплотнение, позволяющее отключить сальниковую камеру с помощью бурта на шпинделе при полностью открытом клапане. Рабочая среда подается под золотник. Корпусные детали изготовляются из коррозионностойкой стали 10Х18Н12М3ТЛ, а также по отдельному заказу могут быть изготовлены из других коррозионностойких сталей. Габаритные размеры и масса клапанов приведены в табл. 2.4.

2.4. Габаритные размеры и масса прямоточных запорных клапанов 15нж958бк

D_y, мм	L	H	l	l_1	Масса, кг
	мм				
50	230	560	150	114	50
80	310	625	150	114	65
100	350	580	328	338	113
150	480	860	328	338	163

Клапаны запорные угловые на $p_y = 32$ МПа (рис. 2.7). Изготовляются с $D_y = 10 \div 125$ мм. Предназначаются для жидких и газообразных сред с рабочей температурой от —30 до +200 °С (15с979нжМ) и от —50 до +200 °С (15с979нжVМ). Снабжаются электроприводами типа Б, В и Г, что увеличивает габариты изделия. Основные технические данные клапанов регламентированы ГОСТ 10640—75, присоединительные резьбовые фланцы — ГОСТ 9399—75 и концы под линзовое уплотнение — ГОСТ 9400—75. Клапаны имеют верхнее уплотнение, позволяющее отключить сальниковую камеру с помощью бурта на шпинделе при полностью открытом клапане. Гидравлическое испытание кла-

панов на прочность и плотность металла производится при пробном давлении $p_{пр} = 45$ МПа. Рабочая среда подается под шток-клапан. Уплотнение в запорном органе конусное. Клапаны устаиавливаются иа горизонтальиом трубопро-

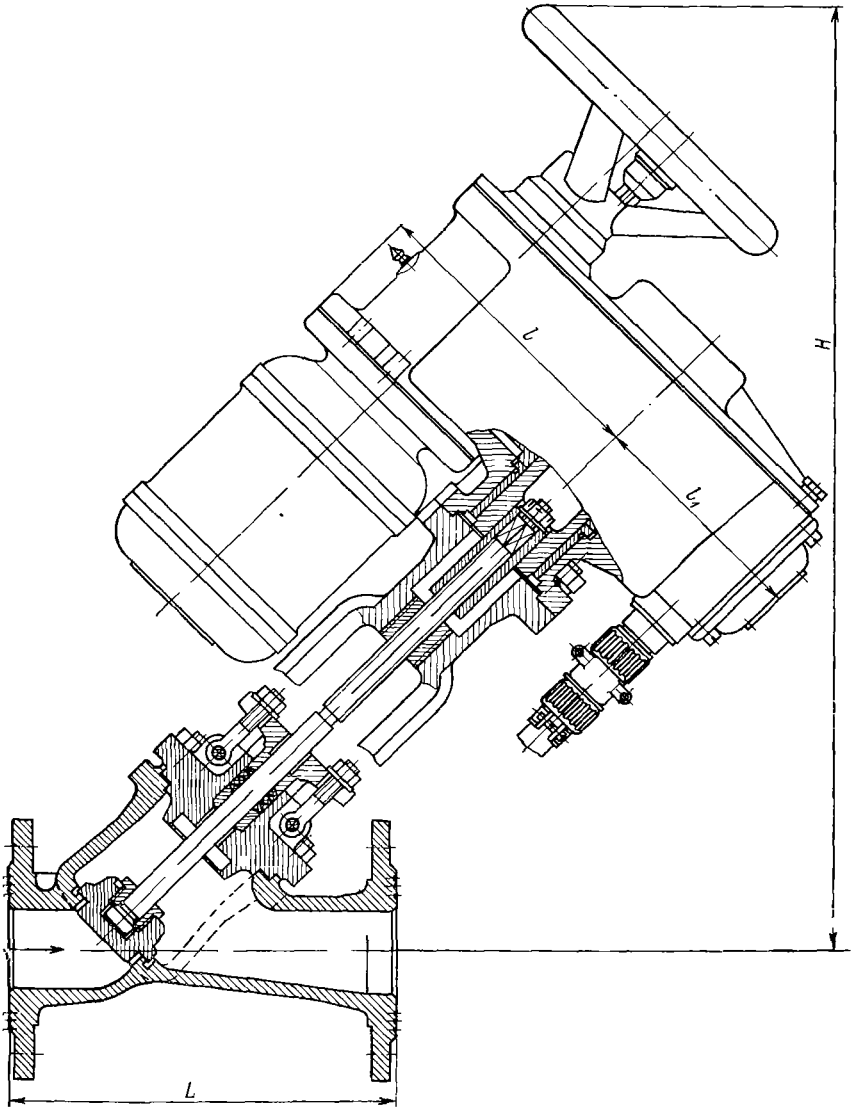


Рис. 2.6. Прямоточный запорный клапан 15нж958бк с электроприводом

воде вертикально, электроприводом вверх. Допускается установка с горизонтальным расположением шпинделя, если имеется опора под электропривод. Корпусные детали изготовляются из углеродистой стали. Габаритные размеры и масса приведены в табл. 2.5.

2.5. Габаритные размеры и масса угловых клапанов 15с979нжМ и 15с979ижVM

$D_у$, мм	L	H	l	l_1	l_2	l_3	Масса, кг
	мм						
10	85	685	135	133	460	468	74,3
15	95	685	135	133	460	468	75,5
25	110	730	135	133	460	468	80,6
32	120	764	135	133	460	468	84
40	150	844	135	133	460	468	108
60	170	1198	260	183	410	390	245
65	200	1236	260	183	410	390	277
90	235	1502	395	315	532	562	615
125	290	1747	395	315	532	562	823

Применяемые для агрессивных сред запорные клапаны с эластичным затвором — мембранные (диафрагмовые) и шланговые — могут оснащаться электроприводом.

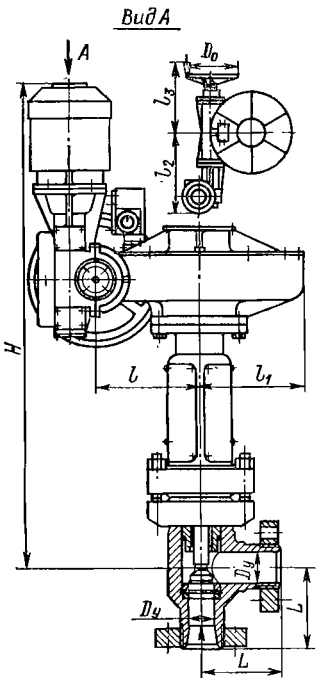


Рис. 2.7. Запорный угловой клапан 15с979ижVM с электроприводом

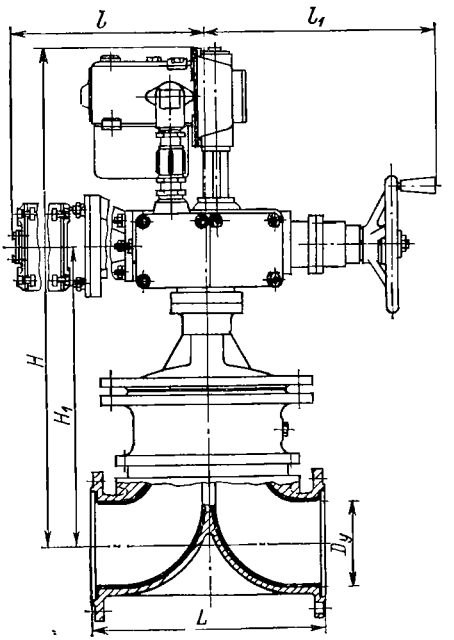


Рис. 2.8. Мембранный запорный клапан 15ч991эм2 с электроприводом

Клапаны запорные мембранные на $p_у = 0{,}6$ МПа с электроприводом (рис. 2.8). Клапаны чугунные с защитным покрытием из коррозионностойкой эмали. Предназначаются для агрессивных сред с рабочей температурой до 90 °С.

Условное обозначение 15ч991эм2. Устанавливаются на горизонтальном трубопроводе вертикально, электроприводом вверх. К трубопроводу присоединяются при помощи фланцев, размеры которых установлены ГОСТ 12815—67. Рабочая среда подается под мембрану с любой стороны. Гидравлическое испытание на прочность и плотность металла производится при пробном давленнн $p_{пр} = 0{,}9$ МПа. Габаритные размеры и масса клапанов прнведены в табл. 2.6.

2.6. Габаритные размеры и масса мембранных чугунных клапанов 15ч991эм2

$D_у$, мм	L	H	H_1	l	l_1	Масса, кг
	мм					
150	410	882	442	445	425	168
200	500	1016	556	445	410	204
250	600	1125	625	530	485	390
300	700	1230	830	575	485	574

Клапаны шланговые на $p_у = 0{,}6$ МПа с электроприводом (рис. 2.9). Условное обозначение ПТ 98010. Клапаны изготовляются из алюминия с $D_у = 50 \div 200$ мм. Предназначаются для агрессивных и вязких сред, суспензий, пульпы и шлама с рабочей температурой $t_р = 5 \div 60$ °С. Гидравлическое испытание на прочность и плотность металла производится при пробном давленни $p_{пр} = 1{,}5$ МПа. Присоединительные фланцы имеют размеры по ГОСТ 1234—67. Клапаны устанавливаются на горизонтальном трубопроводе вертикально, электроприводом вверх. Допускается установка горизонтально в положении «на ребро» и «плашмя» при условии, что под электропривод будет предусмотрена опора. Среда проходит через резиновый шланг, который может быть пережат траверсой, когда клапан требуется перекрыть. Габаритные размеры и масса клапанов приведены в табл. 2.7.

2.7. Габаритные размеры и масса шланговых клапанов ПТ 98010

$D_у$, мм	L	H	Масса, кг
	мм		
50	230	500	37
80	310	560	45
100	350	690	72
125	400	690	91
150	480	790	94
200	600	750	130

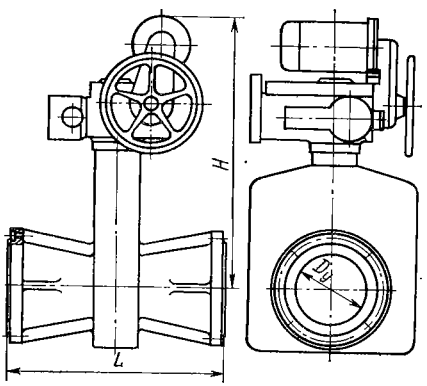


Рис. 2.9. Шлаиговый запорный клапан ПТ 98010 с электроприводом

2.3. Запорные клапаны с электромагнитным приводом (электромагнитные клапаны)

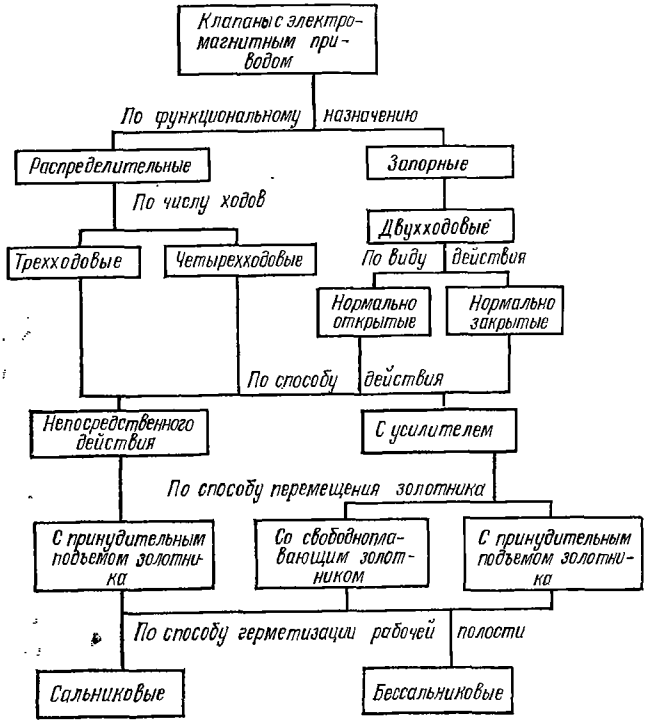
Клапаны с электромагнитиым приводом (схема 2.2) отличаются высокой экономичностью в потреблении электроэнергии, простотой схемы управления, малыми габаритами и массой, быстродействием, постоянством герметичности запорного органа. Ресурс их достигает нескольких миллионов циклов.

Наиболее часто электромагнитные запорные клапаны используются для обслуживания вспомогательных трубопроводов малого диаметра, предназначенных для дренажа, выпуска воздуха перед заполнением линии, отбора проб и для других целей в трубопроводиых системах с автоматическим управлением. Обычно

электромагнитные клапаны изготовляются с условным диаметром прохода D_y = = 3÷200 мм, но в отдельных случаях он бывает и меньше (до 0,8 мм) и больше (до 250 мм). Наиболее часто клапаны используются для сред с температурой от —40 до +175 °С при рабочем давлении $p_p \leqslant 20$ МПа при вязкости до 40 сСт. Отдельные конструкции применяются для работы при температурах от —200 до +500 °С. Основные параметры электромагнитных клапанов нормализованы ГОСТ 22413—77 (табл. 2.8).

Схема 2.2

КЛАССИФИКАЦИЯ КЛАПАНОВ С ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫМ ПРИВОДОМ



В зависимости от конструкции клапанов с электромагнитным приводом они могут использоваться для любого или только для установленного направления потока рабочей среды, причем, как правило, в направлении на золотник. При несоблюдении оговоренного направления потока среды такие клапаны полностью или частично теряют работоспособность или герметичность запорного органа.

Различают сальниковые и бессальниковые конструкции электромагнитных клапанов. В зависимости от вида действия (положения запорного органа при обесточенной обмотке привода) клапаны подразделяются на нормально открытые (НО) и нормально закрытые (НЗ). В клапанах с видом действия НО при обесточенной обмотке электромагнита проход открыт, а с видом действия НЗ при обесточенной обмотке привода проход закрыт. Имеются конструктивные исполнения клапанов с электромагнитным приводом, которые могут настраиваться для работы на требуемый вид действия НО или НЗ.

2.8. Основные параметры электромагнитных клапанов (по ГОСТ 22413—77)

$p_р$, МПа	$D_у$, мм	Рабочая среда
0,1	3; 6; 10; 15; 25; 32; 40; 50; 65; 100; 150; 200	Природный газ, воздух, вода
0,25	3; 6; 10; 15; 25; 32; 40; 50; 65; 100; 150; 200	Нефтепродукты (мазут, масло, печное топливо), агрессивные среды (перхлорэтилен и др.), газ, вода, воздух
0,6	3; 6; 10; 15; 25; 32; 40; 50; 65; 100; 150; 200	Пар, щелочи, кислоты, вода, воздух, газ
1,0	3; 6; 10; 15; 25; 40; 50; 65; 100; 150; 200	Рассол, вода, пар, воздух
1,6	10; 15; 25; 40; 50; 65; 100; 150	Хладон-12 и хладон-22, аммиак, пар, рассол, вода, воздух, газ
2,5	3; 6; 10; 15; 25; 40; 50; 65; 100; 150	Хладон-12 и хладон-22, аммиак, печное топливо, вода, воздух, газ
4,0	10; 15; 25; 40	Морская вода
6,4	3; 6; 10; 15; 25	Воздух, вода, газ, масло
10,0	3; 6; 10; 15	Воздух, вода, газ
20,0	3; 6; 10	Воздух, вода

Примечания:
1. Новое проектирование клапанов на давление $p_р = 1{,}6$ МПа не производится.
2. Приведенные параметры распространяются на распределительные клапаны трех- и четырехходовые, а также на запорные клапаны прямого действия, с уравновешенным золотником и с использованием энергии рабочей среды.

По принципу работы привода электромагнитные клапаны подразделяются на клапаны непосредственного действия и с мембранными или поршневыми усилителями. Усилители действуют с использованием энергии рабочей среды.

В электромагнитных клапанах непосредственного действия перестановочное усилие, действующее на золотник, создается только тяговым усилием, развиваемым электромагнитом, поэтому действие их не зависит от величины перепада давления рабочей среды на клапане и обеспечивается на всем диапазоне перепадов давлений. Клапаны непосредственного действия имеют простую конструкцию, обладают высоким быстродействием и надежны в работе. Они могут использоваться также и для вязких или сильно загрязненных рабочих сред. Клапаны непосредственного действия в зависимости от разгрузки золотника при одностороннем давлении рабочей среды бывают с неразгруженным и с разгруженным золотником.

Клапаны для газа бессальниковые запорные НЗ с $D_у = 10$ мм непосредственного действия с неуравновешенным золотником (рис. 2.10). Условное обозначение клапана Т 26314-010. В корпусе *1* имеются входной *А* и выходной *Б* каналы. Уплотнительное кольцо *3* служит для герметизации запорного органа. Разделительная трубка *4*, верхняя и нижняя шайбы *5* и втулки *6* и *15* герметизируют магнитопровод. Шайбы *7* изготовлены из ферромагнитного материала. На сердечник *17*, снабженный пазами *16*, действует пружина возврата *8*. Катушка *9* прижата компенсационной прокладкой *10*. Кожух *11* закреплен винтом *12*, ввинчиваемым в неподвижный полюс *14*. Для предотвращения попадания вместе с рабочей средой твердых инородных тел в рабочую камеру клапана, а также в зазоры подвижных соединений во входном патрубке *А* установлен сетчатый фильтр *21*. Разделительная трубка из немагнитного материала нижним флайцем крепится к корпусу винтами *19*. Пробки *2* — транспортные.

Герметичность соединения корпус—фланец трубки обеспечивается резиновым кольцом *20*. Верхний торец разделительной трубки *4* герметично (с помощью развальцовки и сварки) соединен с неподвижным полюсом *14* магнитопровода. Проникновения окружающей и рабочей среды в полость катушки предотвращаются с помощью прокладок *13*, *18* и кольца *20*. Уплотнительная шайба *3* изготовлена из резины методом вулканизации в кольцевой канавке на нижнем торце сердечника *17*, выполняющего одновременно функцию затвора запорного органа.

Детали магнитопровода *5*, *6*, *11*, не контактирующие с рабочей средой, изготовляются из ферромагнитной стали. Детали магнитопровода *14* и *17*, работающие в контакте с рабочей средой, изготовляются из коррозионностойких ферромагнитных сталей марок 12Х17 и 17Х. Разделительная трубка изготовляется из маломагнитных коррозионностойких сталей типа 08Х18Н9Т. Клапан работает следующим образом. Рабочая среда подается в полость *А* в направлении на золотник. При подаче напряжения на обмотку катушки под воздействием магнитного поля сердечник *17* движется к полюсу *14*. При этом уплотнительная шайба *3* поднимается над уплотнительной поверхностью седла *2*. Клапан открыт. Рабочая среда из полости *А* через отверстие седла поступает в выходную полость *Б*. После снятия напряжения сердечник под действием собственного веса и рабочего усилия пружины движется вниз к седлу *2* и уплотнительная шайба *3* перекрывает отверстие седла. Клапан закрыт.

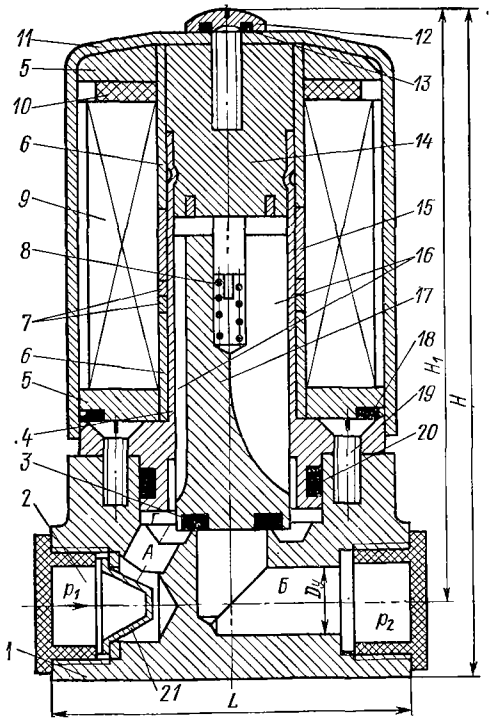


Рис. 2.10. Запорный электромагнитный клапан Т 26314-010 — типовая бессальниковая конструкция

Клапаны для газа бессальниковые запорные электромагнитные НО с D_y = = 10 мм непосредственного действия с неуравновешенным золотником (рис. 2.11). Условное обозначение Т 26315-010. В корпусе *1* золотник *8* с помощью пружины *7* приподнят над седлом. При обесточенной катушке *5* клапан открыт. Якорь *4* толкателем золотника поднят кверху. При подаче напряжения на обмотку катушки *5* сердечник *4* движется к полюсу *6* и, действуя на толкатель, опускает золотник на седло. Клапан закрыт. После снятия напряжения золотник под действием пружины *7* поднимается вверх, перемещая вверх и сердечник *4*. Крышка *3* уплотнена кольцом *2*. Штуцер *10* закреплен в кожухе *9*. Клапан имеет фильтр-сетку *11*.

Клапаны запорные бессальниковые электромагнитные НЗ с D_y = 15 мм непосредственного действия для жидкого топлива (рис. 2.12). Условное обозначение Т 26316-015. Здесь входной канал, выходной канал, полюс и сердечник расположены по одной оси. Рабочая среда проходит через центральные отверстия и в полюсе и сердечнике, этим достигается компактность конструкции,

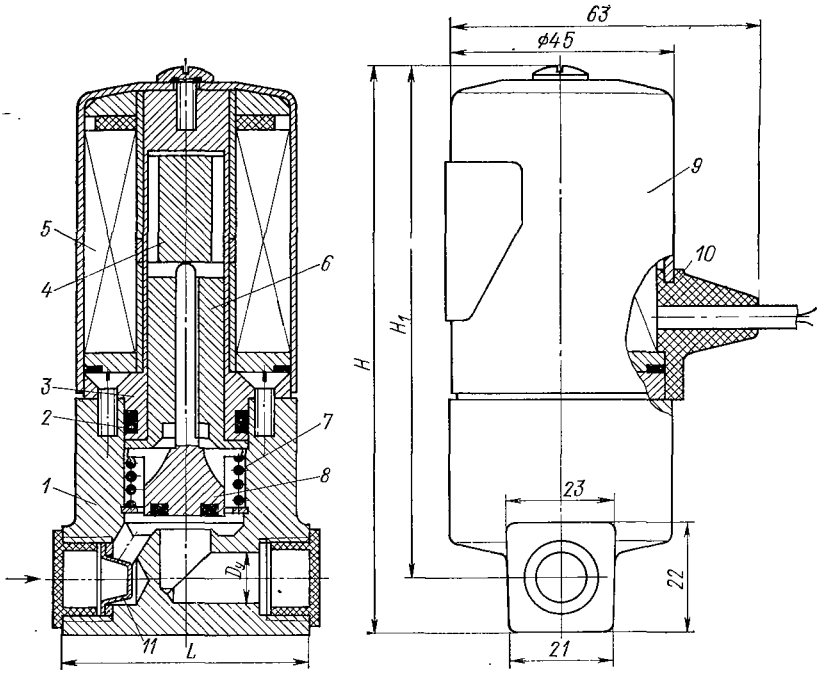


Рис. 2.11. Запорный бессальниковый электромагнитный клапан НО с неуравновешенным затвором для газа Т 26315-010

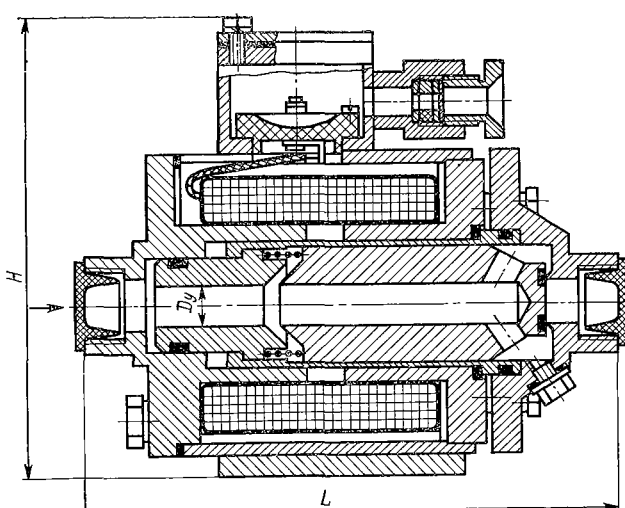


Рис. 2.12. Запорный бессальниковый электромагнитный клапан для жидкого топлива Т 26316-015

2.9. Основные технические характеристики запорных электромагнитных клапанов с неуравновешенным золотником

Обозначение	Вид действия	$D_у$, мм	Диаметр отверстия в седле $D_с$, мм	Среда	$p_р$, МПа	$t_р$, °С	Электромагнитный привод
Т 26314-010 Т 26314-010-01 Т 26314-010-02 Т 26314-010-03	НЗ	10	10 10 10 3	Природный газ	0,03 0,03 0,1 0,6 и 16	20	Т 26314-010
Т 26315-010	НО	10	10	Природный газ	0,03	20	Т 26315-010
Т 26316-015	НЗ	15	12	Мазут М40, М100 Дизельное топливо	0,25	90±10 20	Т 26316-015
Т 96492-015 Т 96492-025	НЗ НЗ	15 25	15 25	Маслохладоновая смесь	2,5	50	Т 098060

Примечания:
1. Клапаны Т 26314-010, Т 26315-010, Т 26316-015 виброустойчивы при частоте колебаний 25 Гц с амплитудой 0,1 мм.
2. Допускается температура окружающей среды от 5 до 50 °С, относительная влажность 95 % при 25 °С.

Основные технические характеристики запорных электромагнитных клапанов с неуравновешенным золотником, показанных на рис. 2.10—2.12, приведены в табл. 2.9, а габаритные размеры — в табл. 2.10.

2.10. Габаритные размеры и масса запорных электромагиитных клапанов с неуравновешенным золотником

Обозначение	H	H_1	L	Масса, кг
	мм			
Т 26314-010	95	85	50	0,75
Т 26315-010	110	99	50	0,96
Т 26316-015	150	—	136	3,9
Т 96492-015	163	92	160	2,0
Т 96492-025	190	105	160	11,0

В электромагнитных клапанах непосредственного действия с уравновешенным золотником последний полностью или частично разгружен от одностороннего воздействия рабочей среды, чем достигается значительное снижение требуемого перестановочного усилия. Это позволяет применять приводы с меньшим тяговым усилием и меньшей мощности, уменьшить массу и габаритные размеры клапана. Разгрузка от одностороннего воздействия рабочей среды может осуще-

ствляться уравновешиванием золотника поршнем (рис. 2.13, *а*), мембраной (рис. 2.13, *б*) или сильфоном (рис. 2.13, *в*). Может быть также применена двухседельная конструкция запорного органа клапана (рис. 2.13, *г*).

Мембраны, применяемые для уравновешивания, могут иметь различные конструктивные разновидности. Так, на рис. 2.13, *д* и *е* показана мембрана, имеющая сложную форму, необходимую для перекрытия отверстия в седле корпуса, так как здесь мембрана выполняет роль золотника. На рис. 2.13, *ж* вместо мембраны плоской применена чулочная мембрана, по принципу действия близкая к поршню.

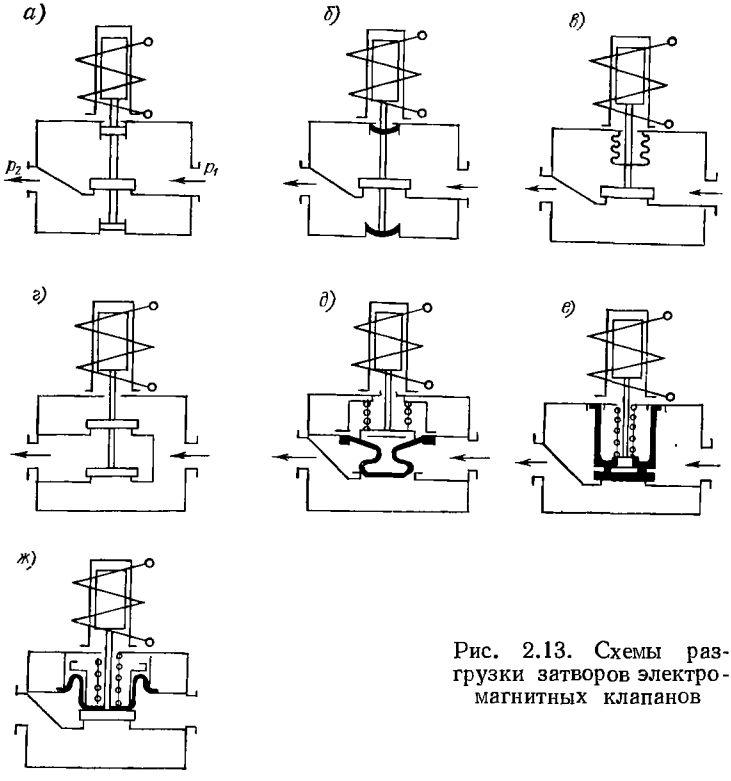


Рис. 2.13. Схемы разгрузки затворов электромагнитных клапанов

Электромагнитные клапаны с уравновешиванием давления рабочей среды на золотник при помощи поршня, мембраны или сильфона по принципу действия сходны, так как уравновешивание создается усилием, возникающим от давления рабочей среды на площадь уравновешивающего элемента, но различаются конструкцией уравновешивающего элемента и степенью уравновешенности.

В двухседельных клапанах уравновешен золотник, поэтому они могут использоваться при любом направлении потока рабочей среды. Кроме того, величина хода якоря магнита в них может быть принята примерно в два раза меньше, чем в остальных случаях. Однако они имеют корпус сложной конструкции, и в них не может быть обеспечен высокий класс герметичности запорного органа. В этих клапанах вид действия не имеет определенного характера. На рис. 2.14 и 2.15 приведены две характерные конструкции электромагнитных клапанов непосредственного действия с затвором, разгруженным при помощи фигурной мембраны и видом действия НЗ.

Клапаны запорные НЗ с электромагнитным приводом (рис. 2.14). Условное обозначение ПЗ 26288. Изготовляются с $D_у$, равным 15; 25; 40 и 65 мм. Предназначаются для установки на трубопроводах машин химической чистки одежды в системах подачи растворителя. Герметизация рабочей полости клапана относительно внешней среды осуществляется с помощью грибообразной резиновой мембраны. Клапан состоит из корпуса *1*, стойки *3*, золотника *2*, грибообразной мембраны *4*, крышки *5*, пружины *6*, кожуха *7*, электромагнита *8* и резьбовой

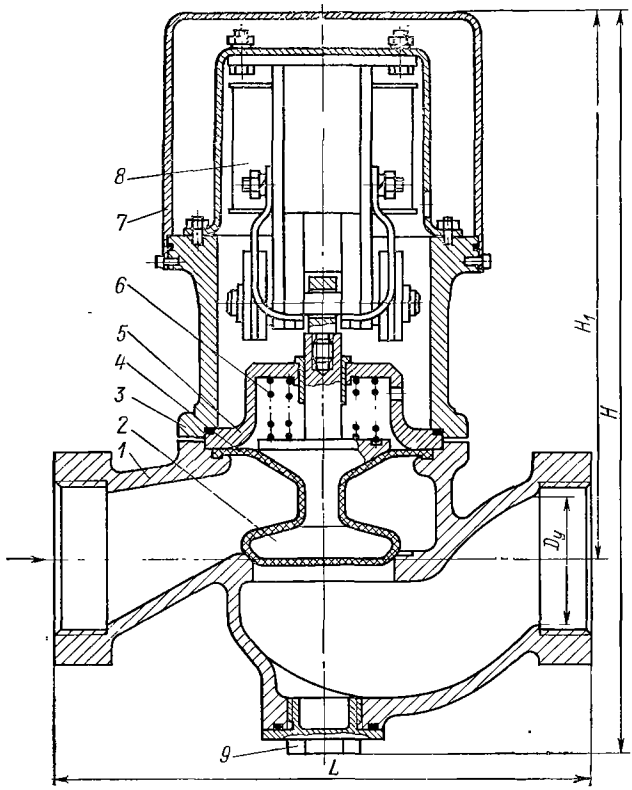


Рис. 2.14. Электромагнитный клапан ПЗ 26288 с разгруженным затвором

пробки *9*. При обесточенной обмотке катушки электромагнита рабочий золотник под действием пружины и давления рабочей среды на неразгруженную площадь золотника перекрывает проходной канал в седле корпуса. Клапан закрыт. При подаче напряжения на обмотку электромагнита его сердечник вместе с рабочим движется вверх и открывает проходной канал в седле корпуса. Клапан открыт. После обесточивания обмотки электромагнита золотник движется вниз и перекрывает канал в седле корпуса. Клапан закрыт. Для механической очистки внутренних полостей клапана в корпусе предусмотрено резьбовое отверстие с пробкой *9*.

Клапаны с электромагнитным приводом Т 29141 (рис. 2.15). Предназначен для работы в качестве запорного устройства в системах слива воды и мыльно-содового раствора с температурой до 100 °С. Рабочая среда может содержать твердые частицы. Конструкции корпуса и запорного органа обеспечивают надеж-

ную работу клапана и герметичность при эксплуатации на загрязненных средах, а также удобство осмотра и очистки рабочих поверхностей. Герметизация полости клапана от внешней среды обеспечивается уплотнительным буртом на отбортовке цилиндрической части резиновой мембраны, выполняющей функции золотника. Клапан состоит из корпуса *1* с патрубками *А*, *Б*, *В*, крышки *4*, золотника *2*, пружины *3*, тяги *5*, электромагнитного привода *6* и кожуха *7*. Рабочая среда подается в патрубок *А* или *Б*. Слив рабочей среды осуществляется в один из свободных патрубков, а второй, закрываемый пробкой *8*, используется для осмотра и очистки рабочих поверхностей корпуса и золотника. Якорь электромагнита соединен с золотником тягой. При подаче напряжения на обмотку электромагнита золотник перемещается вверх и открывает канал в седле корпуса. Клапан открыт. После обесточивания обмотки электромагнита золотник под действием веса подвижных деталей и усилия пружины движется вниз и перекрывает канал в корпусе. Клапан закрыт. Профиль поверхностей запорного органа позволяет снизить гидравлический удар в трубопроводе при срабатывании клапана и обеспечивает герметичность перекрытия запорного органа при малых перепадах давления рабочей среды.

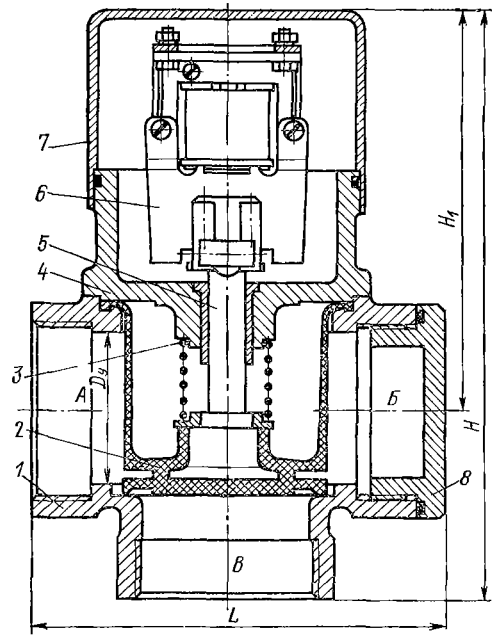


Рис. 2.15. Электромагнитный клапан Т 29141 с разгруженным затвором

В табл. 2.11 приведены основные технические характеристики электромагнитных клапанов НЗ с уравновешенным золотником, а в табл. 2.12 даны их габаритные размеры и масса. Точное уравновешивание золотника в клапанах затрудняется тем, что эффективная площадь мембраны не имеет постоянной величины, а несколько изменяется с ходом мембраны. Оказывают влияние на неуравновешенность и отклонения размеров (в пределах допуска), изменение сил трения, гидродинамические воздействия среды. В связи с этим электромагнитные клапаны с уравновешенным золотником применяются в ограниченном диапазоне диаметров прохода и давлений.

Электромагнитные клапаны с усилителем. Более широкие возможности по расширению этих параметров предоставляют клапаны с мембранными или поршневыми усилителями, преобразующими энергию рабочей среды в перестановочное усилие, действующее на золотник. В конструкциях таких клапанов имеется основной золотник, перекрывающий отверстие в седле корпуса, и управляющий золотник, который механически связан с сердечником электромагнитного привода. Управляющий золотник (иногда он называется «импульсным клапаном») под действием электрического сигнала, подаваемого на обмотку электромагнитного привода, открывает или перекрывает проход рабочей среде через разгрузочное отверстие. В современных отечественных и зарубежных конструкциях клапанов площадь сечения разгрузочного отверстия во много раз (до 1000 и более) меньше площади сечения отверстия в основном проходе. Этим достигается резкое снижение величины тягового усилия, габаритов и потребляемой мощности, необходимой для управления электромагнитом. В качестве управля-

2.11. Основные технические характеристики электромагнитных клапанов НЗ с уравновешенным золотником

Обозначение	$D_у$, мм	Элемент, обеспечивающий разгрузку	Среда	$p_р$, МПа	$t_р$, °С	Электромагнитный привод
ПЗ 26339-025 ПЗ 26339-050	25 50	Сильфон (см. рис. 2.13, *в*)	Воздух	$0{,}67 \cdot 10^{-6}$	50	МИС-3100Е МИС-5100Е
Б 26107-015 Б 26107-025	15 25	Мембрана-золотник (см. рис. 2.13, *д*)		От 0,04 до 0,15	От —10 до +90	ПЗ 098006
Б 26107-040	40		Вода пресная	0,1	90	
ПЗ 29141-040 Т 29141-065	40 65	Резиновая трубка (см. рис. 2.13, *е*)	Вода, мыльно-содовый раствор	0,01	100	ЭД 05101
НЗ 26288-015 ПЗ 26288-025 Т 26288-040 Т 26288-065	15 25 40 65	Мембрана-золотник (см. рис. 2.13, *д*)	Перхлорэтилен, трихлорэтилен	0,25	50	ЭД 05101
Б 26102-032	32	Мембрана-золотник (см. рис. 2.13, *д*)	Азот	0,15	90	—

2.12. Габаритные размеры и масса электромагнитных клапанов НЗ с уравновешенным золотником

Обозначение	H	H_1	L	Масса, кг	Обозначение	H	H_1	L	Масса, кг
	мм					мм			
ПЗ 26339-025	292	250	40	6,2	Т 29141-01.065	252	172	172	8,8
ПЗ 26339-050	350	285	238	11,6	ПЗ 26288-01.015	224	176	90	3,5
Б 26107-00.015	310	290	110	10	ПЗ 26288-01.025	240	176	120	4,5
Б 26107-00.025	325	300	120	10	Т 26288-01.040	324	266	170	10,3
Б 26107-00.040	368	333	170	12,4	Т 26288-01.065	356	258	260	16,5
Т 29141-01.040	236	181	122	6	Т 26102-01.032	314	290	180	16,0

ющего золотника в большинстве случаев конструктивно используется сердечник электромагнитного привода, который для этой цели снабжается эластичным уплотнением. Схемы основных типов запорных электромагнитных клапанов с усилителями приведены на рис. 2.16.

В зависимости от наличия механической связи между основным и вспомогательным (управляющим) золотниками различают клапаны со свободноплавающим золотником и клапаны с принудительным подъемом золотника. Широко применяются электромагнитные запорные клапаны со свободноплавающим золотником; они могут иметь поршневой усилитель (рис. 2.16, *а*, *д*, *е*) или мембранный усилитель (рис. 2.16, *б*, *г*). На схемах клапанов с принудительным подъемом золотника, показанных на рис. 2.16, роль поршня выполняют: шар (рис. 2.16, *е*)

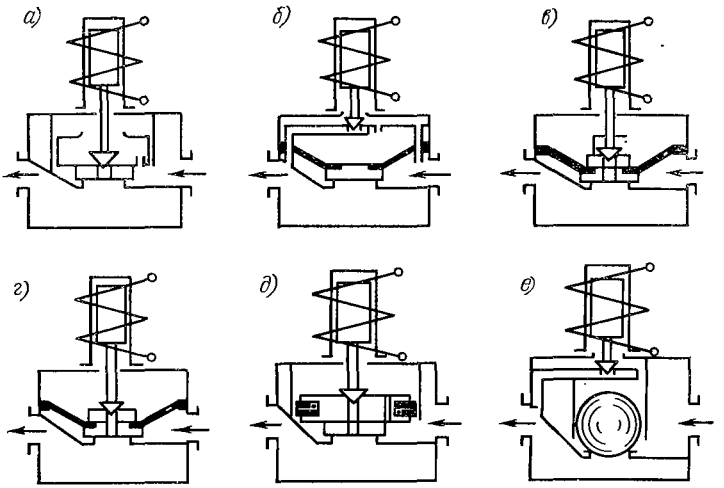


Рис. 2.16. Схемы основных типов запорных электромагнитных клапанов с усилителем: *а*, *д*, *е* — с поршневым; *б*, *г* — с мембранным; *в* — с мембранным усилителем и принудительным подъемом затвора

или диск (рис. 2.16, *д*). Управляющий запорный орган может иметь подвижное седло (рис. 2.16, *а*, *в*, *г*, *д*) или неподвижное седло (рис. 2.16, *б*, *е*). Разгрузочное отверстие, перекрываемое золотником управляющего запорного органа, служит для сброса давления рабочей среды из полости над мембраной или поршнем, в результате чего поднимается основной золотник и открывается основной запорный орган. Помимо этого в мембране, поршне или непосредственно в корпусе выполняется одно или несколько разгрузочных отверстий, которые предназначаются для подачи давления рабочей среды в полость над мембраной или поршнем для закрытия основного запорного органа. Вместо отверстия может быть использован кольцевой зазор между цилиндрическими поверхностями поршня и направляющей втулки.

В клапане со свободноплавающим золотником открытие и удержание основного золотника в поднятом над седлом положении осуществляется только силами, создаваемыми под действием перепада давления на площадь мембраны или поршня, возникающего после открытия управляющего запорного органа и прохода среды через разгрузочное отверстие. Соотношение площадей разгрузочного и загрузочного (обводного) отверстий (калиброванных) зависит от свойств среды и требуемой скорости открывания и закрывания клапана.

Клапаны запорные электромагнитные НЗ с мембранным усилителем (рис. 2.17). Условное обозначение СЗ 26239. Клапаны со свободноплавающим

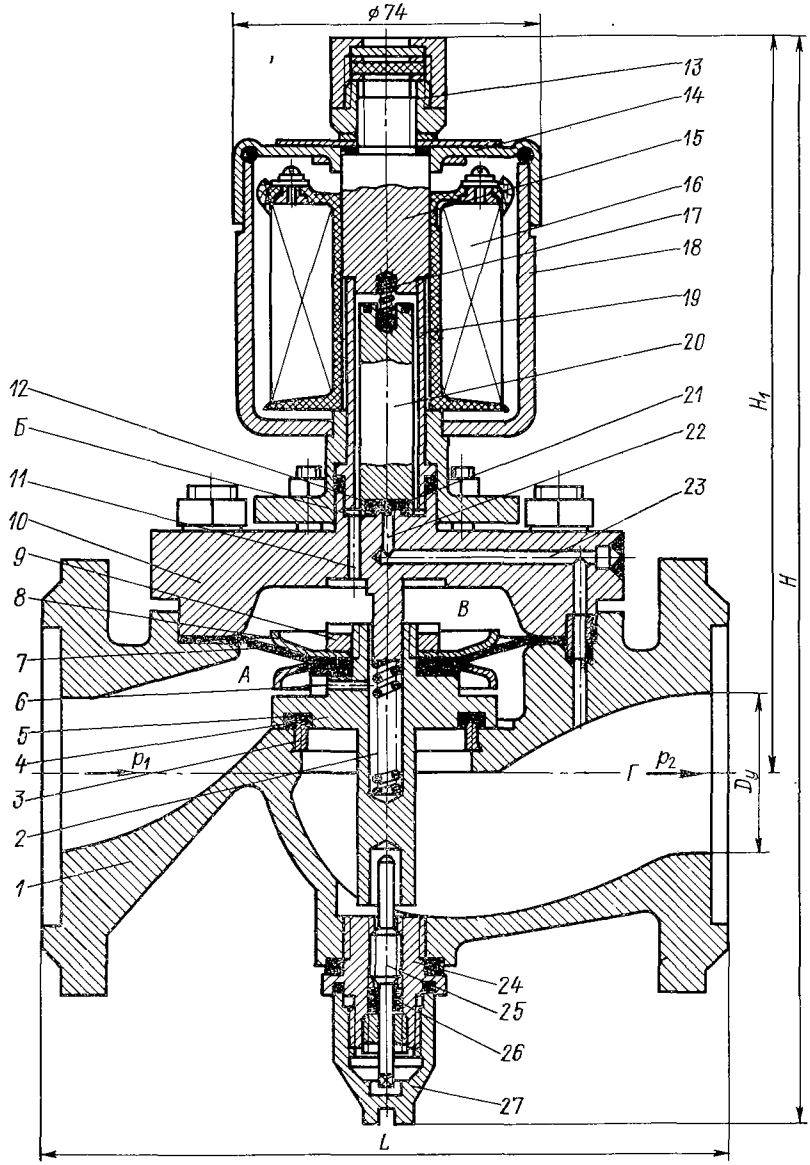


Рис. 2.17. Запорный электромагнитный клапан СЗ 26239 с мембранным усилителем

золотником изготовляются с условным диаметром прохода $D_y = 25 \div 65$ мм на рабочее давление $p_p = 1{,}6$ МПа. Клапан состоит из корпуса *1* с седлом *3*, входным и выходным патрубками, основного золотника *4* с уплотнительным кольцом *5* и загрузочным отверстием (каналом) *6*, соединяющим полость *А* с полостью *В*, резиновой мембраны *7*, тарелки *8*, гайки *9*, крышки *10* и пружины *2*.

Гофрированная резиновая мембрана по наружному периметру, зажатая между уплотнительными поверхностями крышки *10* и корпуса *1*, обеспечивает герметичность соединения. Основной золотник *4* и тарелка *8* закреплены в центральной части мембраны с помощью гайки *9*. В крышке *10* выполнен канал *11*, соединяющий надмембранную полость *В* и полость *Б* управляющего запорного органа, а также седло *12* управляющего затвора с разгрузочным калиброванным отверстием *22*, соединенным каналом *23* с полостью *Г* в выходном патрубке. В качестве привода применен герметичный электромагнит тянущего типа с унифицированной магнитной системой и сменными катушками переменного и постоянного тока.

Электромагнитный привод состоит из сердечника *20* с упругим уплотнением *21*, выполняющим функцию управляющего элемента и размещенным в полости *Б* герметичной разделительной трубки *19*, корпуса *18*, катушки *16*, пружины *17*, полюса *15* герметично с помощью сварки соединенного с торцом трубки *19*, крышки *14* с вводом *13* кабеля подводимого напряжения. Корпус *18* и крышка *14* выполняют функции замыкающего магнитопровода, в связи с чем изготовляются из ферромагнитного материала. Ручной (аварийный) привод состоит из штуцера *24*, шпинделя *25*, сальника *26*, ключа-колпачка *27*.

Поток рабочей среды с давлением p_1 подается во входной патрубок *2*. При обесточенной обмотке катушки *16* сердечник *20* перекрывает седло *12* с разгрузочным калиброванным отверстием *22*. Давление среды в полостях *А*, *Б*, *В* равно p_1. Основной золотник *4* под действием собственного веса и давления рабочей среды на неразгруженную площадь герметично перекрывает проход в седле *3* корпуса *1*. Клапан закрыт.

При подаче напряжения на обмотку катушки *16* сердечник *20* перемещается вверх и открывает проход среде через разгрузочное отверстие *22* и далее по каналу *23* в полость *Г* выходного патрубка (полость низкого давления). При этом полости *Б* и *В* соединяются с полостью *Г*. Так как площадь сечения загрузочного отверстия *6* меньше площади сечения разгрузочного отверстия *22*, то поступление среды в надмембранную полость *В* происходит значительно медленнее, чем сброс среды из нее через разгрузочное отверстие *22*. Давление рабочей среды в полости *В* падает.

Основной золотник под действием разности давлений в полостях *А* и *В* на эффективную площадь поверхности мембраны перемещается вверх и открывает проходной канал в седле *3* корпуса *1*. Клапан открывается. После снятия напряжения с обмотки катушки *16* сердечник (управляющий элемент) *20* под действием собственного веса и усилия пружины *17* перемещается вниз и перекрывает разгрузочное отверстие *22* в седле *12*. При этом рабочая среда продолжает поступать через загрузочное отверстие *6* в полости *Б* и *В*. Давление среды в этих полостях становится равным величине p_1. Величина перепада давления, воздействующего на мембрану, становится равной нулю, и основной золотник *4* перемещается вниз, перекрывая проходной канал в седле *3* корпуса *1*. Клапан закрыт.

В конструкциях клапанов со свободноплавающим золотником высота его подъема определяется только величиной скоростного напора потока рабочей среды. Следовательно, величина гидравлического сопротивления клапана будет переменной величиной, зависящей от скорости протекания потока рабочей среды через клапан. Существенными недостатками клапанов с плавающим золотником и усилителем являются невозможность открытия клапана подачей электрического сигнала на обмотку электромагнита, если отсутствует перепад давления рабочей среды (нет потока), и вероятность самопроизвольного кратковременного открытия прохода при резкой подаче рабочей среды во входной патрубок.

Это явление особенно характерно при жидких рабочих средах, когда возможно образование воздушной подушки в полостях над мембраной или поршнем. В момент резкого подъема давления в полости входного патрубка и в полости над

мембраной или поршнем на мембране кратковременно создается перепад давления, величина которого при определенных условиях может оказаться достаточной для приоткрытия запорного органа. Аналогичное явление может иметь место в случае быстрого повышения давления в подающем трубопроводе, вызванного срабатыванием быстродействующих запорных устройств, установленных на трубопроводе до клапана.

Указанная особенность должна учитываться при применении и эксплуатации таких клапанов. Во всех конструкциях электромагнитных клапанов с усилителем седло основного запорного органа неподвижно и выполнено в корпусе клапана. Седло управляющего запорного органа может быть неподвижным (рис. 2.16, *б* и *е*) и подвижным (плавающим), выполненным в теле основного золотника. Последние проще в изготовлении и надежнее в эксплуатации, поскольку не имеют длинных соединительных каналов, подверженных засорению осадками. Недостатком этих клапанов является увеличенный рабочий ход сердечника электромагнита.

Наряду с клапанами, снабженными мембранным усилителем, выпускаются различные клапаны с поршневыми усилителями. Такие клапаны также могут иметь подвижное или неподвижное седло управляющего элемента. Принцип работы их аналогичен мембранным клапанам. Поршневые клапаны сложнее в изготовлении и менее надежны в эксплуатации, чем мембранные. Последнее вызвано возможностью заклинивания поршня в направляющей втулке при попадании твердых или волокнистых тел вместе с рабочей средой в зазор между указанными деталями или отложении на их взаимодействующих поверхностях осадков из рабочей среды. Вес запорного органа в клапанах с поршневым усилителем обычно значительно больше, чем у клапанов с мембранным усилителем. Эта разница сильно увеличивается с увеличением условного диаметра прохода клапанов. Значительный вес запорного устройства, а также силы трения, возникающие между взаимодействующими поверхностями поршня и направляющей втулки (особенно в случаях наличия уплотнительных колец или манжет на боковой поверхности поршня), повышают порог чувствительности клапана и перепад давления рабочей среды, необходимый для удержания основного золотника в поднятом над седлом положении. Выпуск электромагнитных клапанов с поршневым усилителем наряду с более прогрессивными мембранными может быть объяснен следующими основными факторами:

ограниченность механической прочности и устойчивости к воздействию высоких и низких температур материалов, пригодных для изготовления мембран, что существенно сужает диапазон рабочих температур и давлений клапанов с мембранным усилителем;

избирательная стойкость резин, которые являются наиболее распространенным материалом для изготовления мембран, к различным по химическому составу рабочим средам, что приводит к необходимости предусматривать большое количество исполнений клапанов в зависимости от рабочей среды;

невозможность применения большинства материалов, пригодных для изготовления мембран, для клапанов, работающих в средах, к которым предъявляются требования повышенной химической чистоты;

низкая коррозионная стойкость большинства материалов, пригодных для изготовления мембран, ограничивающая применение мембранных конструкций в ряде агрессивных сред.

Наиболее характерным является применение электромагнитных клапанов с поршневым усилителем для горячих сред (пар), низкотемпературных сред, а также для работы на вакуумных трубопроводах и в чистых средах.

Клапаны с шаровым запорным органом имеют простую конструкцию, но применяются редко из-за низкой стойкости резины, из которой обычно изготовляется шар. Получают применение поршневые усилители с узким поршнем в виде пластины, снабженной упругим неметаллическим поршневым кольцом. Они менее чувствительны к загрязнениям рабочей среды и колебаниям температуры, чем усилители с обычным поршнем, имеют меньшую массу поршня, меньшую массу клапана и потребляют меньше энергии.

Клапаны запорные электромагнитные бессальниковые (рис. 2.18). Условное обозначение Т 26266-015. Герметизация рабочей полости корпуса клапана отно-

сительно внешней среды осуществляется с помощью металлической разделительной трубки. Мембрана из резины одновременно служит уплотнением основного запорного органа. Клапан состоит из корпуса *1*, мембраны *2*, основного золотника *3*, крышки *4*, сердечника управляющего золотника *5*, разделительной трубки *6*, катушки *7* и фильтра *10*. При обесточенной обмотке катушки *7* сердечник-управляющий золотник *5* перекрывает проход рабочей среде через разгрузочное отверстие *8*. Основной золотник торцом мембраны перекрывает отверстие в седле корпуса. Герметичность перекрытия разгрузочного отверстия и основного запорного органа обеспечивается действием давления рабочей среды на неразгруженную поверхность золотника, его весом и усилием пружины.

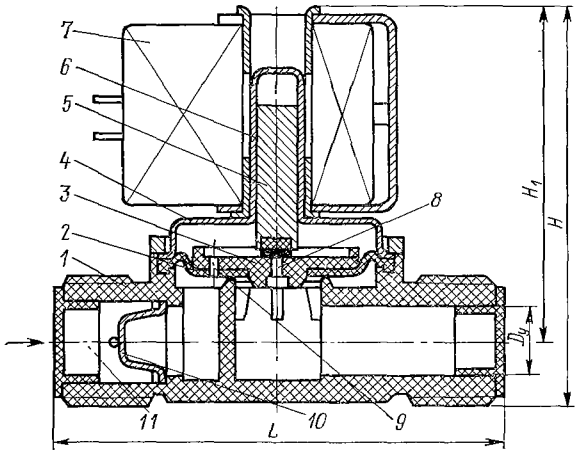


Рис. 2.18. Бессальниковый электромагнитный клапан Т 26266-015

Над- и подмембранные полости сообщаются через калиброванное отверстие *9* в мембране, диаметр которого меньше диаметра разгрузочного отверстия *8*. При подаче напряжения на обмотку катушки сердечник открывает проход рабочей среде из надмембранной полости в полость выходного патрубка корпуса. Давление в надмембранной полости падает, так как расход среды через отверстие *8* больше, чем ее поступление в надмембранную полость через отверстие *9*. Под действием разности усилий, действующих на мембрану со стороны над- и подмембранной полостей, золотник поднимается вверх и открывает проходное отверстие в седле *10* корпуса клапана. После обесточивания обмотки сердечник-управляющий золотник движется вниз и перекрывает разгрузочное отверстие. Клапан закрывается. Пробки *11* — транспортные.

В табл. 2.13 приведены основные технические характеристики запорных электромагнитных клапанов НЗ со свободноплавающим золотником. В табл. 2.14 даны габаритные размеры и масса этих клапанов.

В конструкциях клапанов со свободноплавающим золотником при помощи электромагнита преодолевается только сила, создаваемая давлением рабочей среды на неразгруженную поверхность управляющего золотника. Основной золотник поднимается над седлом корпуса и удерживается в таком положении силами, возникающими под действием перепада давления рабочей среды на мембране или поршне. Этим достигается уменьшение габаритов, массы и потребляемой мощности электромагнитного привода, расширяется диапазон допустимых давлений рабочей среды и условных диаметров клапанов.

Клапаны с принудительным подъемом основного золотника сочетают в себе характерные особенности конструкций клапанов непосредственного действия

2.13. Основные технические характеристики электромагнитных запорных клапанов НЗ со свободноплавающим золотником

Обозначение	D_y, мм	Среда	$p_р$, МПа	$t_р$, °С	Перепад давления на закрытом клапане, обеспечивающий открытие запорного органа, МПа	Электромагнитный привод
Т 26198	25; 40	Жидкий хладон-12	От $0{,}67 \cdot 10^{-9}$ до 1,8	От —2 до +45	От 0,05 до 1,5	Т 98031
		Газообразный хладон-12		От 20 до 60		
		Жидкий хладон-22	От $0{,}67 \cdot 10^{-9}$ до 2,3	От —20 до +50	От 0,05 до 2,0	
		Газообразный хладон-22		От 20 до 60		
		Жидкий аммиак	От $0{,}67 \cdot 10^{-9}$ до 2,3	От —45 до +45		
		Газообразный аммиак		От —20 до +60		
		Пресная вода	От 0,05 до 0,1	От 1 до 40	От 0,05 до 1,0	
		Водный раствор NaCl		От —15 до +30		
		Водный раствор $CaCl_2$		От —45 до +30		
СЗ 26239	25; 40; 50; 65	Пресная вода	1,6	От 1 до 45	От 0,1 до 1,6	ЭМП-3
		Воздух		До 45		
		Рассол, аммиак		От —40 до +45		
		Хладон-12 с маслом		От —20 до +45		
		Хладон-22 с маслом		От —2,0 до +45		

Обозначение	D_y, мм	Среда	$p_р$, МПа	$t_р$, °С	Перепад давления на аакрытом клапане, обеспечивающий открытие запорного органа, МПа	Электромагнитный привод
Т 26266	10	Вода	0,5	От 5 до 100	От 0,05 до 0,5	Т 098045
	15					Т 098046
	25; 40					Т 098047
Т 26292	100	Конденсат	От 0,5 до 3,6	100	От 0,5 до 1,5	Т 098049
Т 26235	10	Раствор этилового спирта	1,2	30	От 0,3 до 1,2	Т 26235

2.14. Габаритные размеры и масса запорных электромагнитных клапанов НЗ со свободноплавающим золотником

Обозначение	D_y, мм	H, мм	H_1, мм	L, мм	Масса, кг
Т 26198	25	275	165	160	10,5
	40	310	175	200	15,5
СЗ 26239	25	262	182	160	6,2
	40	278	187	170	7,8
	50	290	186	230	12,3
	65	387	237	290	24,5
Т 26266	10	80	70	120	0,4
	15	85	70	125	0,45
	25	124	100	145	0,75
	40	135	110	165	1,0
Т 26292	100	455	280	450	50,0
Т 26235	10	114	105	80	1,1

и клапанов со свободноплавающим золотником. В таких конструкциях подъем основного золотника на полный ход происходит независимо от величины скоростного напора потока рабочей среды, протекающей через клапан. Для подъема используется энергия рабочей среды и тяговое усилие, развиваемое электромагнитом.

Конструкция и принцип действия запорного органа этих клапанов такие же, как и у клапанов со свободноплавающим золотником. Отличительной особенностью является наличие механической связи между управляющим и основным золотниками, которая может осуществляться применением различных конструктивных решений (головка и Т-образный паз, пружина и др.).

Независимо от конструкции узла соединения основного и управляющего золотников должна обеспечиваться последовательность работы элементов конструкции клапана, приведенная на рис. 2.19.

При обесточенной обмотке *1* электромагнита управляющий золотник *7* и основной золотник *5* перекрывают проходные отверстия в соответствующих седлах. Клапан закрыт (положение *I*). При подаче напряжения на обмотку *1* сердечник-управляющий золотник *7* движется к полюсу *2* и открывает проход для рабочей среды через разгрузочное отверстие *d* в подвижном седле *6* (поло-

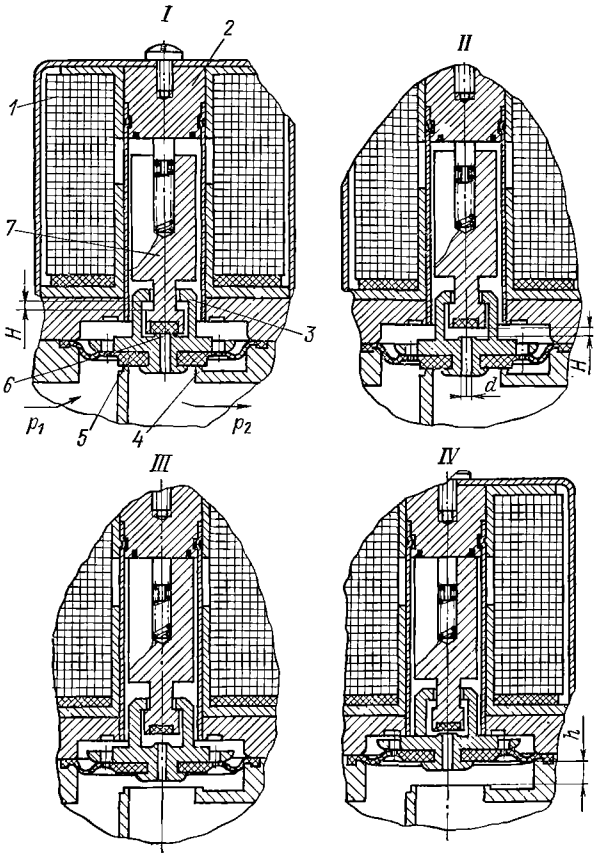


Рис. 2.19. Схема работы электромагнитного клапана с принудительным подъемом основного затвора

жение *II*). В результате возникает перепад $p_1 - p_2$ давления рабочей среды на мембране (поршне), под действием которого основной золотник *5* начинает подниматься над седлом *4*. Сердечник, переместясь на величину пути $H_р$ (положение *II*) и продолжая свое движение к полюсу *2*, увлекает за собой с помощью скобы *3* основной золотник, если последний под действием перепада давления рабочей среды на мембране не поднялся над седлом *4*. Электромагнитный привод поднимает и удерживает (фиксирует) основной золотник (положение *III*) независимо от величины и колебаний скоростного напора потока рабочей среды.

В случае отсутствия или малой величины перепада давления рабочей среды на клапане открытие (подъем) основного золотника осуществляется только силой

тяги электромагнита. Поэтому сила тяги электромагнита в таких конструкциях должна быть достаточной для преодоления веса подвижных частей запорного органа и противодействующего усилия упругих элементов.

В ряде конструкций клапанов с принудительным подъемом основной золотник имеет возможность перемещаться относительно управляющего золотника после того, как сердечник *7* вошел в контакт с торцом полюса, т. е. занял свое крайнее положение. Величина возможного свободного перемещения основного золотника H обычно в несколько раз меньше h (положения *III*, *IV*).

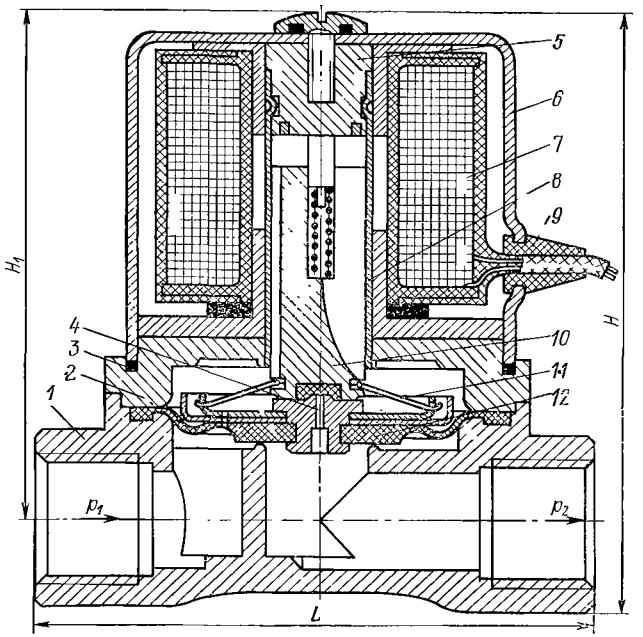


Рис. 2.20. Электромагнитный клапан Т 26401-15 с принудительным подъемом затвора

Клапаны электромагнитные с принудительным подъемом золотника (рис. 2.20). Условное обозначение Т 26401-015. Клапан состоит из корпуса *1* с седлом, крышки *2*, основного золотника *12*, состоящего из мембраны, тарелки, стойки и втулки *4*, управляющего золотника *10*, функцию которого выполняет сердечник электромагнитного привода с катушкой *7*, герметичной разделительной трубки *8*, полюса *5* с пружиной и толкателем, кожуха *6*, замыкающего магнитопровод, снабженного штуцером *9*, прокладки *3*.

Упругоподвижная механическая связь между основным и управляющим золотниками осуществляется с помощью плоской пружины *11*, центральная часть которой жестко закреплена в кольцевой канавке сердечника-управляющего золотника *10*, а концевые части размещены в отверстиях стойки основного золотника. Такая конструкция позволяет обеспечить открытие клапана при помощи электромагнитного привода на полную величину прохода даже при отсутствии перепада давления рабочей среды, а также существенно уменьшить падение давления рабочей среды на открытом клапане.

Кроме того, приведенное упругоподвижное соединение исключает выход из строя обмотки катушки, находящейся под напряжением, в случаях разрушения мембраны, заклинивания основного золотника, повышения допустимого перепада давления на клапане. В случае превышения определенной величины

2.15. Основные технические характеристики запорных электромагнитных клапанов НЗ с принудительным подъемом золотника

Обозначение	D_y, мм	Среда	$p_р$, МПа	$t_р$, °С	Электромагнитный привод
Т 26198	6; 10; 15	Жидкий хладон-12	От $0{,}67 \cdot 10^{-9}$ до 1,8	От —2 до +45	Т 098030
		Газообразный хладон-12		От 20 до 60	
Т 26199	6; 10; 15	Жидкий хладон-22	От $0{,}67 \cdot 10^{-9}$ до 2,3	От —2 до +50	Т 098032
		Газообразный хладон-22		От 20 до 60	
Т 26201	10; 15	Пресная вода	От 0,05 до 1,0	От 1 до 40	
Т 26200		Жидкий аммиак	От $0{,}67 \cdot 10^{-9}$ до 2,3	От —45 до +40	Т 098034
		Газообразный аммиак		От —20 до +60	
Т 26401		Жидкий хладон-12	От $0{,}67 \cdot 10^{-9}$ до 2,5	От —2 до +45	Т 098062
		Жидкий хладон-22		От —2 до +50	
		Вода пресная		От 1 до 45	
Т 21144 и 14кч877брСВВ	25; 50; 65	Вода, пар	1,6	150	ЭВ-3
		Вода, нейтральный газ	0,6	70	
Т 26191-М	10; 15; 25; 40	Пар, конденсат	0,6	От 110 до 175	Т 26191-М

Обозначение	D_y, мм	Среда	$p_р$, МПа	$t_р$, °С	Электромагнитный привод
СЗ 21087	25; 50; 65	Пар, вода	1,6	От 5 до 150	ЭВ-3
		Вода, воздух	0,6	От 5 до 70	
Т 26264	10; 15	Жидкий и газообразный аммиак	От $0{,}67 \cdot 10^{-9}$ до 2,3	От —50 до +50	Т 098043
		Вода	От 0 до 2,3	От 1 до 50	
ПЗ 26227	10; 15	Вода	От $0{,}67 \cdot 10^{-9}$ до 2,3	От 1 до 45	ПЗ 098025
		Жидкий хладон-12		От —2 до +45	
		Жидкий хладон-22		От —2 до +50	
Т 26237	15	Газообразный хладон-12	От $0{,}67 \cdot 10^{-9}$ до 2,3	От 10 до 100	ПЗ 098027
		Газообразный хладон-22		От 20 до 60	
СЗ 26219	25; 40; 50	Природный газ	От 0,001 до 0,1	От —15 до +40	ЭВ-2 или ЭМП-3
Т 26294	150	Воздух	0,1 («на затвор»); 0,004 («под затвор»)	От 28 до 100	Т 098050

противодействующего усилия на основном золотнике плоская пружина упруго деформируется, концевые участки ее перемещаются в отверстиях стойки, и сердечник перемещается до соприкосновения взаимодействующих торцов полюса и сердечника, т. е. цепь магнитопровода замыкается, и нагрев обмотки катушки не превышает допустимой величины. Указанное значительно повышает срок службы и эксплуатационную надежность электромагнитного привода в электромагнитных клапанах с упругой связью основного и управляющего золотников по сравнению с клапанами с жесткой связью, в которых сердечник не имеет возможности достигнуть соприкосновения с полюсом. Если основной золотник после подачи напряжения на обмотку катушки не поднимется над седлом, цепь магнитопровода останется разомкнутой, что приведет к недопустимому нагреву обмотки, разрушению изоляции обмоточного провода и выходу из строя катушки.

Основные технические характеристики запорных электромагнитных клапанов приведены в табл. 2.15, а габаритные размеры и масса клапанов — в табл. 2.16.

2.16. Габаритные размеры и масса электромагнитных клапанов НЗ с принудительным подъемом золотника

Обозначение	D_y, мм	H, мм	H_1, мм	L, мм	Масса, кг
Т 26198; Т 26199; Т 26200; Т 26201	6	197	135	116	2,5
	10	197	135	120	2,7
	15	205	140	134	3,2
Т 26401	10	96	85	76	1,4
	15	101	82	82	1,45
Т 21144	25	542,5	485	160	17,1
	50	592	512	230	24,0
	65	610	520	290	34,0
Т 26191-М	10	136	122	80	2,1
	15	140	125	90	2,2
	25	175	147	120	6,0
	40	265	210	200	11,7
СЗ 21087	25	521	475	160	27,2
	50	565	485	230	31,6
	65	605	515	290	40,0
Т 26264	10	173	125	102	2,7
	15	170	120	115	3,0
Т 26227; Т 26237	10	182	120	108	2,6
	15	180	120	115	2,8
СЗ 26219	25	275	192	160	7,8
	40	290	198	170	10,5
	50	302	198	230	14,2
Т 26294	150	610	485	480	85,0

Электромагнитные клапаны, как правило, снабжаются ручным дублером, с помощью которого в аварийных условиях осуществляется ручное управление клапаном. Ручные дублеры используются в следующих основных случаях.

1. При отсутствии электроэнергии, возникновении обрыва или короткого замыкания в цепи обмотки катушки электромагнитного привода, разрушении деталей исполнительного устройства (мембраны, уплотнительных колец и т. п.) или заклинивании подвижных деталей клапана. При регулировке, настройке и заправке ряда систем, когда возникает необходимость открытня прохода клапана без подачи напряжения на обмотку приводного электромагнита.

2. При отсутствии или малом перепаде давления рабочей среды на клапане в конструкциях со свободноплавающим золотником.

3. Для открытия прохода при перепаде давления рабочей среды на клапане, превышающем максимальный перепад давления, при котором обеспечивается открытие прохода с помощью электромагнитного привода.

Ручной дублирующий привод может быть одностороннего или двустороннего действия. Привод одностороннего действия предназначен для перемещения золотника только в одну сторону, а возврат последнего в исходное положение (после снятия воздействия ручного привода) осуществляется под действием усилия пружины, веса золотника и связанных с ним деталей. Привод такого типа имеет преимущественное распространение. Привод двустороннего действия, когда ручным дублером можно перемещать золотник в обе стороны, имеет ограниченное применение из-за сложности конструкции.

Наиболее часто ручной дублер выполняется в виде винта с сальниковым уплотнением, проходящего через корпус клапана. При ввинчивании винт упирается в золотник и перемещает его в требуемое положение (см. рис. 2.17).

2.4. Запорные клапаны с поршневым приводом

Клапаны с поршневым приводом по своему служебному назначению можно разделить на запорные и отсечные. В запорных клапанах время срабатывания обычно не ограничено и составляет 1—10 с в зависимости от условного диаметра прохода. В отсечных клапанах время срабатывания не превышает 1 с и обычно составляет 0,1—0,6 с. Отсечные клапаны могут использоваться в качестве аварийных устройств при нарушении нормального хода технологического процесса, когда возникает необходимость быстрого отключения агрегата, трубопровода или его участка от общей системы. Быстрота срабатывания обычно достигается увеличением давления управляющей среды и диаметра трубопровода, подводящего к приводу управляющую среду. Клапаны могут иметь поршневой привод одностороннего (с пружиной) или двустороннего (без пружины) действия. Клапаны одностороннего действия бывают нормально открытые и нормально закрытые. В первых при отсутствии управляющего давления в приводе запорный орган открыт, во вторых — закрыт. Указанные положения достигаются применением в приводе цилиндрических или тарельчатых пружин. Большинство клапанов снабжается сигнализаторами крайних положений запорного органа. Поршневой пневмопривод обладает быстродействием, имеет простую конструкцию, низкую металлоемкость, но значительные габариты по высоте. Недостатком является необходимость в ряде случаев применять демпферы для гашения кинетической энергии подвижных частей в конце хода, невозможность получения больших усилий и отсутствие самоторможения, в связи с чем после закрытия клапана необходимо поршень держать под давлением во избежание потери герметичности запорного органа при подаче рабочей среды под золотник. Поршневой гидропривод (управляющая среда — масло) позволяет при тех же габаритах, что и пневмопривод, получать значительно большее усилие благодаря большому давлению в приводе. Чтобы надежно зафиксировать достигнутое усилие герметизации клапана при отсутствии управляющей среды, необходимо применять механизмы со свойствами самоторможения. Для этой цели иногда применяют двусторонний поршневой привод с реечным механизмом и винтовой парой. В этом случае происходит сложное преобразование движения: поступательное движение поршня реечным механизмом преобразуется во вращение ходовой гайки, которое затем винтовым механизмом преобразуется в поступательное движение шпинделя с золотником.

На рис. 2.21 и 2.22 показаны угловые запорные (отсечные) клапаны с поршневым пневмоприводом двустороннего действия. Они служат для быстрого (аварийного) отключения участка трубопровода в системах с автоматическим управлением. Предназначаются для нейтральных газов. Присоединительные резьбовые фланцы выполнены по ГОСТ 9399—75. Рабочая среда подается под золотник. Управляющей средой служит азот под давлением 7,5 МПа. При закрывании клапана азот подается в верхнюю полость пневмопривода, при открывании — в нижнюю. Клапаны имеют верхнее уплотнение: при подъеме штока вверх до отказа кольцевой бурт его прижимается к крышке и тем отключает сальниковую камеру от внутренней полости клапана. Клапаны могут устанавливаться на трубопроводе в любом рабочем положении. Имеются сигнализаторы крайних положений затвора.

Клапаны запорные (отсечные) с поршневым пневмоприводом для нейтральных сред с температурой от —50 до +200 °С и рабочим давлением $p_р = 40$ МПа (рис. 2.21). Условное обозначение К 96397. Клапаны изготовляются с $D_у =$

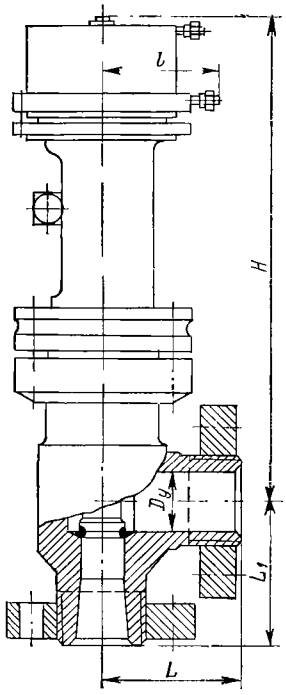


Рис. 2.21. Запорный клапан К 96397 с поршневым пневмоприводом

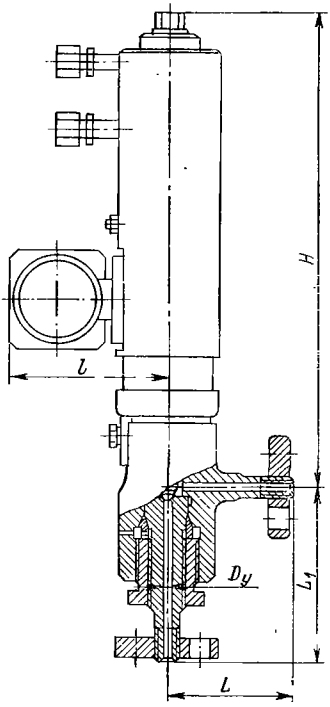


Рис. 2.22. Запорный клапан В 96353 с пневмоприводом

$= 10 \div 125$ мм. Гидравлическое испытание на прочность и плотность металла производится при пробном давлении $p_{пр} = 56$ МПа. Резьбовые патрубки под линзовое уплотнение выполнены по ГОСТ 9400—75 на $p_у = 40$ МПа. Клапаны

2.17. Габаритные размеры и масса отсечных клапанов с пневмоприводом К 96397

$D_у$, мм	L	L_1	H	l	Масса, кг
	мм				
10	35	35	286	100	6,2
20	110	110	355	110	18,5
32	120	120	420	110	22
50	170	170	567	120	92
65	200	200	655	120	130
80	235	235	760	140	292
125	290	290	1000	120	515

2.18. Габаритные размеры и масса отсечных клапанов с пневмоприводом В 96353

$D_у$, мм	L	L_1	H	l	Масса, кг
	мм				
6	85	120	320	110	11,8
10	85	125	320	110	15
15	95	145	320	115	26
25	120	165	375	140	38
40	65	200	510	115	94
65	65	200	560	135	110

с D_y = 10 мм имеют ниппельное присоединение. Корпус клапана изготовляется из стали 07Х21Г7АН5, шток — из стали 14Х17Н2. Габаритные размеры и масса клапанов приведены в табл. 2.17.

Клапаны запорные (отсечные) с пневмоприводом для нейтральных сред с температурой от —50 до +50 °С с рабочим давлением $p_р$ = 100 МПа (рис. 2.22). Условное обозначение В 96353. Клапаны изготовляются с D_y = 6÷65 мм. Гидравлическое испытание на прочность производится при пробном давлении $p_{пр}$ = 125 МПа. Резьбовые патрубки под линзовое уплотнение выполнены по ГОСТ 9400—75 на p_y = 100 МПа. Корпус клапана изготовляется из стали 09Х16Н4Б-Ш, шток — из стали 20Х17Н2Б-Ш, поршень — из стали 40ХН. Набивка сальника — из фторопласта-4 с коксовым наполнителем. Габаритные размеры и масса клапанов приведены в табл. 2.18.

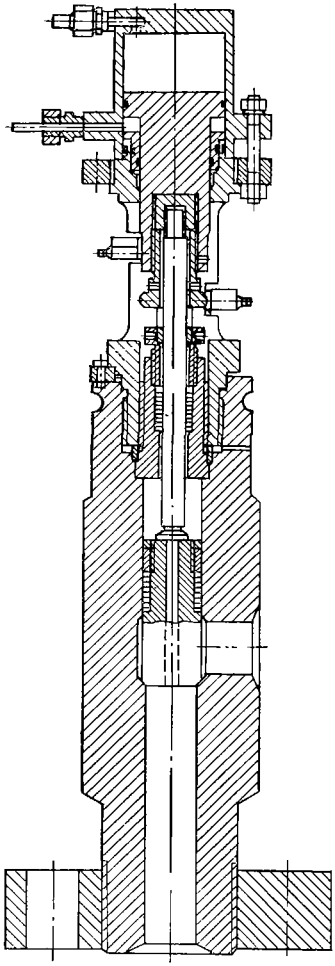


Рис. 2.23. Угловой запорный клапан на $p_р$ = 250 МПа с гидроприводом

Клапан угловой запорный высокого давления с гидроприводом двустороннего действия, используемый при производстве полиэтилена и этилена (рис. 2.23). Клапан работает на средах с рабочим давлением $p_р$ = 250 МПа и температурой $t_р$ до 300 °С. В клапане применен поршневой запорный орган разгружейного типа с манжетным уплотнением. Осевое отверстие в поршне соединяет верхнюю к нижнюю полости, уравнивая усилия от давления среды. Неуравновешенным остается усилие, действующее на площадь поперечного сечения штока, проходящего через сальник.

Клапаны проходные с пневмоприводом двустороннего действия с D_y = 100 мм (рис. 2.24). Для регулирования скорости открытия и закрытия клапана пневмопривод снабжен гидравлическим демпфером с поршнем, в котором имеются два перепускных отверстия различного диаметра, одно из них открывается при закрывании клапана, другое — при открывании. Каждое отверстие перекрыто шариком, поджатым пружиной. Различные диаметры перепускных клапанов позволяют получать различные скорости открывания и закрывания арматуры.

Клапаны прямоточные с пневмоприводом (рис. 2.25). Условное обозначение ЗЛ 21201. Клапаны изготовляются с D_y = 50÷150 мм. Материал корпусных деталей — коррозионностойкая сталь 10Х18Н9ТЛ (исполнение I) или 10Х18Н12М3ТЛ (исполнение II). Клапаны предназначаются для агрессивных сред с температурой до 200 °С. Клапаны исполнения I рассчитаны на p_y = 1 МПа, испытываются на прочность и плотность при пробном давлении $p_{пр}$ = 1,5 МПа. Клапаны исполнения II рассчитаны на p_y = 1,6 МПа, испытываются при $p_{пр}$ = = 2,4 МПа. Фланцы выполнены по ГОСТ 12821—67 на p_y = 1,6 МПа. Уплотнительные поверхности корпуса и золотника наплавлены сплавом повышенной стойкости. Имеется верхнее уплотнение, благодаря которому при полностью открытом клапане кольцевой бурт шпинделя, упираясь в крышку, перекрывает

проход среды через зазор между шпинделем и крышкой в золотниковую камеру и, таким образом, отключает ее от полости корпуса. Управляющей средой для пневмопривода является воздух под давлением 0,6 МПа. Клапаны могут устанавливаться на трубопроводе в любом рабочем положении. В табл. 2.19 приведены габаритные размеры и масса клапанов.

Клапан сварной прямоточный из титана с пневмоприводом (рис. 2.26). Клапаны изготовляются с $D_y = 50 \div 300$ мм и предназначаются для агрессивных сред при рабочем давлении $p_p = 1 \div 2{,}5$ МПа с рабочей температурой t_p до 150 °С.

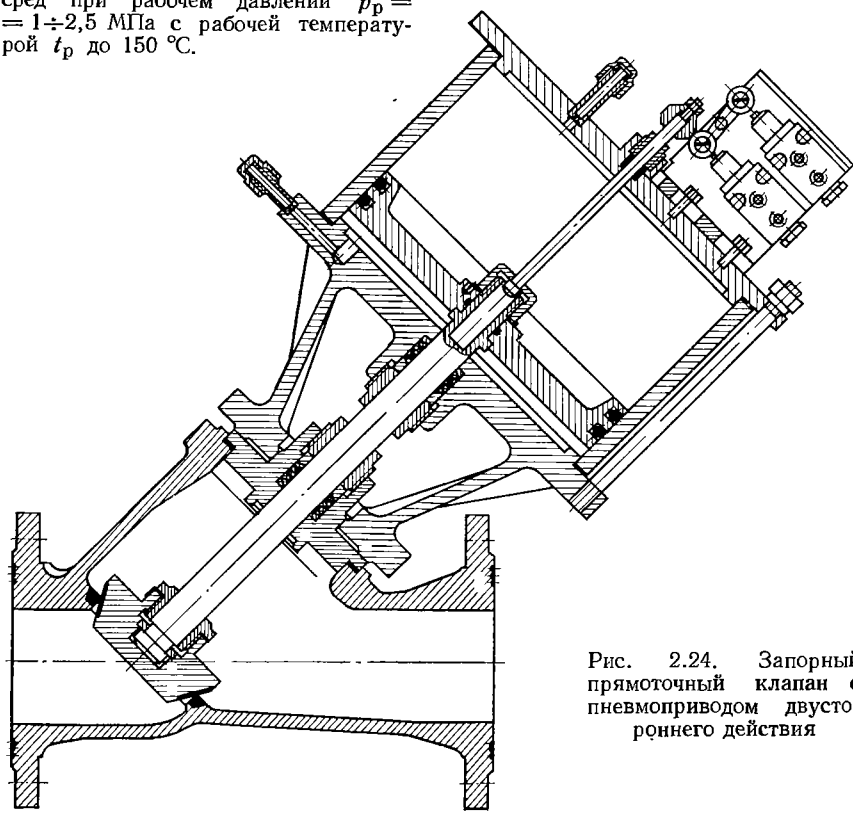


Рис. 2.24. Запорный прямоточный клапан с пневмоприводом двустороннего действия

Клапаны прямоточные НЗ с поршневым приводом односторонего действия (рис. 2.27). Открывание клапана производится сжатым воздухом. При прямом ходе поршня сжимается силовая пружина. Обратный ход — закрывание клапана происходит быстро под действием пружины. Таким образом, клапан может выполнять функции отсечного. Клапан имеет сигнализаторы крайних положений и ручной дублер для управления вручную при аварийном отсутствии сжатого воздуха. Ручной дублер представляет собой винтовой механизм, состоящий из шпинделя и гайки и снабженный рукояткой. Головка шпинделя соединена с поршнем так, что поршень может свободно перемещаться на величину хода, а в крайнем нижнем положении его бурт в ступице подходит к бурту головки шпинделя. Шпиндель в средней части имеет шлицевые гребни, которые соединены со шлицевыми пазами во втулке крышки привода, поэтому он может перемещаться только поступательно. При вращении рукоятки дублера шпиндель, поднимаясь, захватывает поршень и приводит его в верхнее положение — клапан открыт. Для удобства сборки шток клапана соединен со штоком поршня соединительной муфтой.

Запорные сильфонные клапаны с двусторонним пневмоприводом (рис. 2.28). Используется в атомной энергетике для сред с рабочим давлением $p_р = 20$ МПа при рабочей температуре $t_р \leqslant 325$ °С. Основные детали клапана изготовляются ковкой или штамповкой из коррозионностойкой стали. Уплотнительные поверхности конусного уплотнения запорного органа наплавлены сплавом повышенной стойкости ЦН-12М. Шестислойный сильфон дублируется сальником с набивкой марки АГ-1. Пневмопривод имеет ручное управление для случая, когда нет давления воздуха. Для перехода на ручное управление необходимо вынуть чеку и надеть специальную рукоятку, поставляемую с клапаном. Клапан снабжен электрическим сигнализатором крайних положений запорного органа.

Клапан сильфонный НЗ с пневмоприводом (рис. 2.29). Изготовляются с $D_у$ до 150 мм. Управляющее давление воздуха $p_у = 4{,}5 \pm 0{,}5$ МПа. Клапан открывается сжатым воздухом, а закрывается усилием пакета тарельчатых пружин,

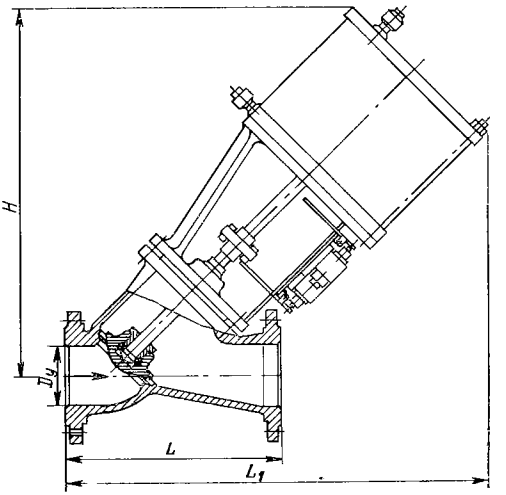


Рис. 2.25. Прямоточный клапан ЗЛ 21201 с пневмоприводом

2.19. Габаритные размеры и масса клапанов ЗЛ 21201

$D_у$, мм	L, мм	L_1, мм	H, мм	Масса, кг
50	230	485	485	35
80	310	590	505	63
100	350	670	600	118
150	480	800	770	162

сжимаемых при рабочем ходе поршня. Ход золотника при открывании, а следовательно, и сильфонов регулируется упорными болтами в верхней части привода. При наличии управляющего давления ручное управление не должно осуществляться. Конструкция его позволяет открывать клапан без сжатия тарельчатых пружин. Ручное управление осуществляется специальным торцовым ключом, который сцепляют с торцовыми кулачками втулки подъема. Клапаны с $D_у = 100$ мм работают с подачей среды на тарелку. Клапаны меньшего размера могут работать с подачей среды под тарелку и на тарелку. При подаче среды на тарелку пневмопривод обеспечивает открывание клапана при перепаде давлений на тарелке не более 2,5 МПа.

Клапаны сильфонные НО с пневмоприводом и тарельчатыми пружинами (рис. 2.30). Изготовляется с $D_у = 50$ мм. Сжатый воздух подается в полость над поршнем. При ходе вниз поршень сжимает пакет тарельчатых пружин, упирающийся нижним торцом в неподвижную опору. Способ ручного управления клапаном с помощью торцового ключа показан на рис. 2.31. При вращении ключом ходовой гайки с внутренней резьбой опускается шток с наружной резьбой, перемещающий вниз шток клапана с золотником. Клапан закрывается.

Запорные клапаны с пневмоприводом и реечным механизмом (рис. 2.32). Поршневой привод двустороннего действия. Аналогичные приводы используются и в регулирующих клапанах. Положительными качествами такого привода являются возможность создания больших усилий при низких давлениях воздуха и малых диаметрах поршня, а также свойство самоторможения применяемого

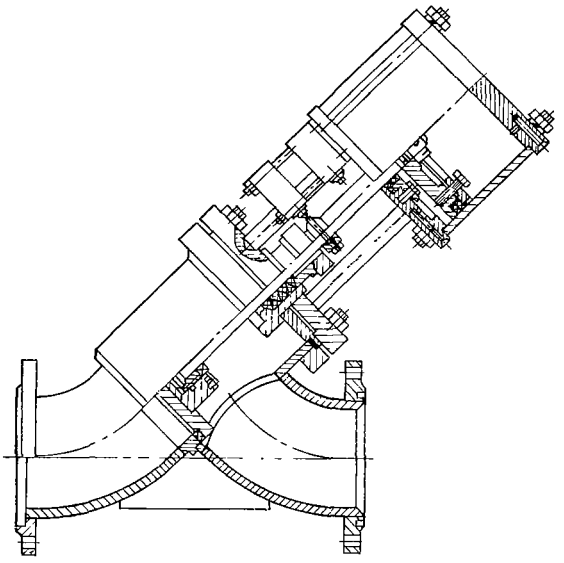


Рис. 2.26. Сварной прямоточный клапан из титана с поршневым пневмоприводом

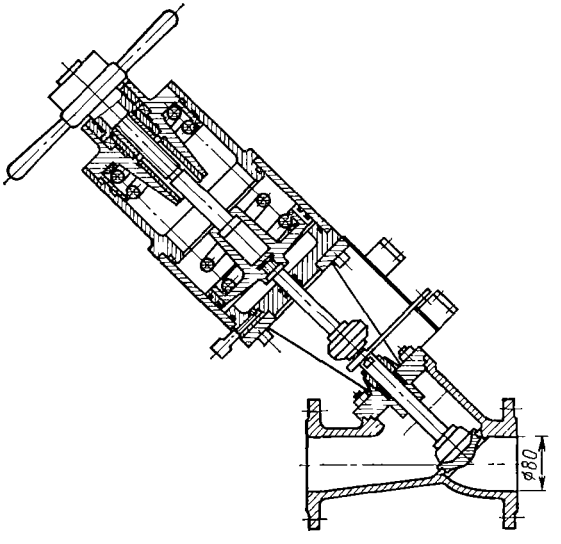


Рис. 2.27. Прямоточный отсечной клапан с поршневым приводом одностороннего действия

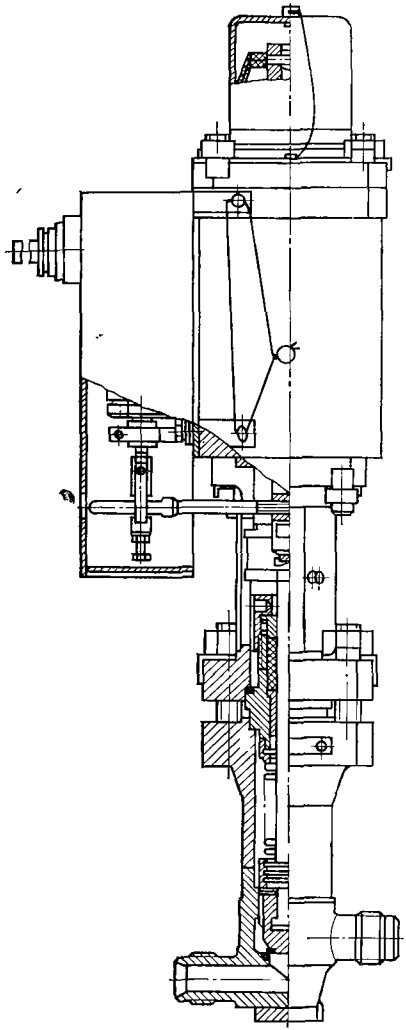


Рис. 2.28. Запорный сильфонный клапан на $p_р = 20$ МПа с двусторонним пиевмоприводом

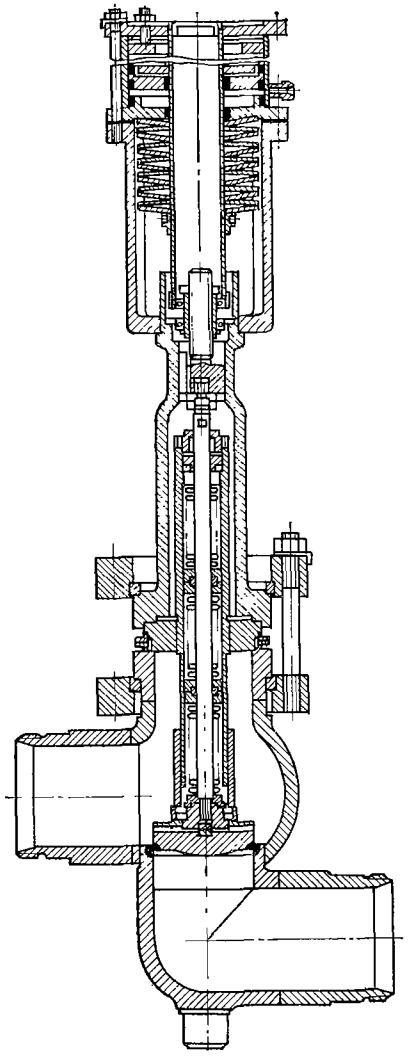


Рис. 2.29. Нормально закрытый (НЗ) сильфонный клапан с пневмоприводом

механизма, благодаря чему запорный орган клапана может быть остановлен в любом промежуточном положении без опасности самопроизвольного перемещения под действием давления рабочей среды. В таком приводе неуравновешенность золотника оказывает незначительное влияние на величину перестановочного усилия, создаваемого поршнем, что имеет большое значение для клапанов, пред-

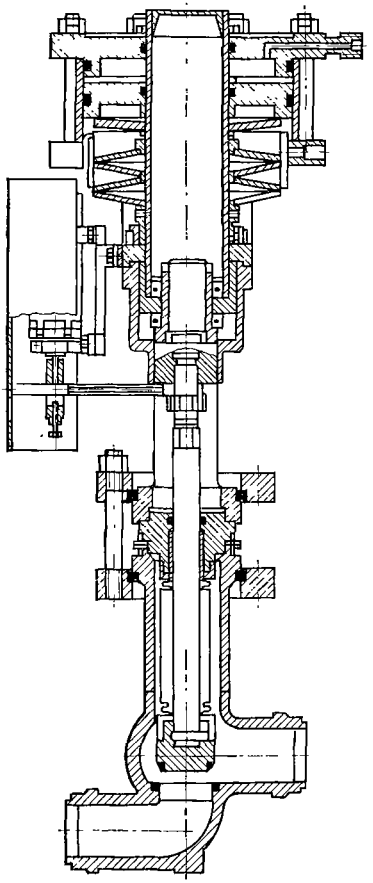


Рис. 2.30. Нормально открытый (НО) сильфонный клапан с пневмоприводом

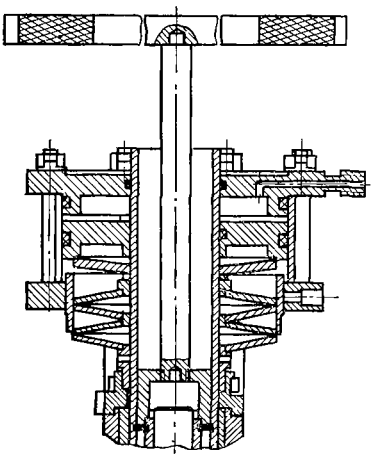


Рис. 2.31. Ручное управление клапаном, показанным на рис. 2.30

назначенных для работы при высоких и сверхвысоких давлениях. В этих клапанах наиболее часто применяются рассматриваемые поршневые пневмоприводы (или гидроприводы) с реечной и винтовой передачами.

2.5. Запорные клапаны с мембранным приводом

В связи с тем, что усилие, создаваемое мембранным приводом, ограничено сравнительно небольшим давлением воздуха или газа, используемых в качестве управляющей среды (обычно 0,2—0,8 МПа), мембранные приводы используются для запорных клапанов небольших проходов и давлений. Запорные клапаны с мембранным приводом могут быть также использованы как отсечные и для двухпозиционного регулирования. В отличие от регулирующих клапанов они не снабжаются позиционерами.

Клапаны односедельные запорные (отсечные) с пневматическим мембранным исполнительным механизмом (рис. 2.33). Условные обозначения: 22с16нж,

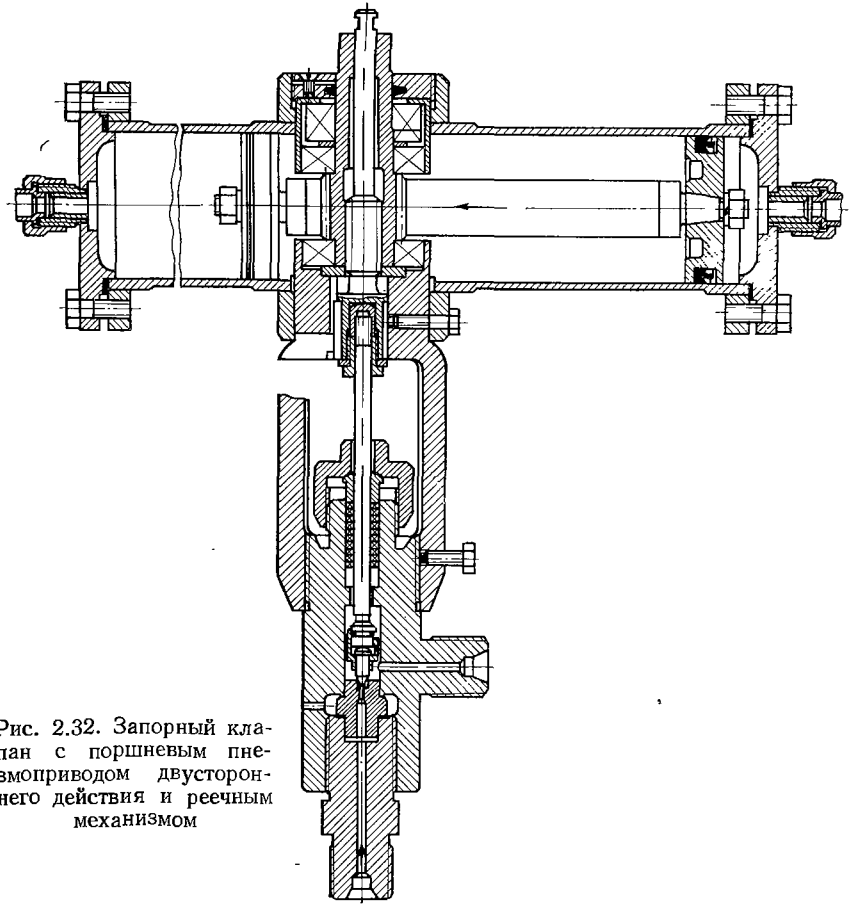


Рис. 2.32. Запорный клапан с поршневым пневмоприводом двустороннего действия и реечным механизмом

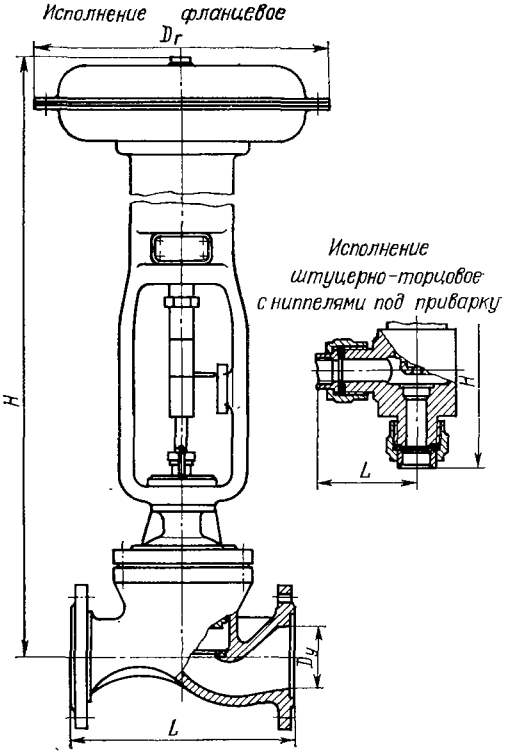


Рис. 2.33. Запорный (отсечной) односедельный клапан 22нж17нж с пневматическим мембранным приводом одностороннего действия

22с17нж, 22нж16нж и 22нж17нж. Клапаны могут иметь различные МИМ с видом действия НО (нормально открыт) или НЗ (нормально закрыт). В клапанах с видом действия НО давлением воздуха на мембрану клапан закрывается, а усилием пружины открывается. В клапанах с видом действия НЗ давлением воздуха на мембрану клапан открывается, а усилием пружины закрывается. Клапаны предназначаются для перекрытия потока (отсечки) или двухпозиционного регулирования жидкой или газообразной неагрессивной среды с рабочей температурой от —40 до +250 °С (исполнение I, условные обозначения: 22с17нж НО и 22с16нж НЗ), аммиака и других неагрессивных сред с рабочей температурой от —40 до +160 °С (исполнение II, условные обозначения: 22нж17нж НО и 22нж16нж1 НЗ) и жидкой или газообразной агрессивной среды с рабочей температурой от —40 до +250 °С (исполнение III, условные обозначения: 22нж17нж1 НО и 22нж16нж2 НЗ). Клапаны рассчитаны на $p_у = 4$ МПа. Гидравлическое испытание на прочность и плотность металла производится при пробном давлении $p_{пр} = 6$ МПа. Клапаны с $D_у$, равным 32, 40, 50 и 80 мм, изготовляются с проходными корпусами с фланцами по ГОСТ 12822—67. Клапаны с $D_у = 25$ мм изготовляются угловыми со штуцерным присоединением по ГОСТ 5890—68. Рабочая среда подается на золотник. Для уменьшения перепада давления при открывании клапана золотник имеет разгрузку. Клапаны управляются с помощью сжатого воздуха с давлением $p = 0{,}2$ МПа. Для сигнализации крайних положений золотника используются конечные пневматические выключатели. Клапаны устанавливаются на горизонтальном трубопроводе вертикально МИМом вверх. Корпусные детали изготовляются из сталей следующих марок: исполнение I — из 25Л-II, исполнение II — из 10Х18Н9ТЛ, исполнение III — из 10Х18Н12М3ТЛ. Габаритные размеры и масса клапанов приведены в табл. 2.20.

2.20. Габаритные размеры и масса отсечных клапанов с мембранным пневмоприводом 22с17нж НО, 22иж17иж НО, 22иж17нж1 НО и 22с16нж НЗ, 22нж16нж1 НЗ, 22иж16иж2 НЗ

$D_у$, мм	L	$D_г$	H, мм		Масса, кг	
	мм		НО	НЗ	НО	НЗ
25	102	200	445	485	17,3	19
32	180	250	520	560	20	22
40	200	250	540	580	23,6	25,4
50	230	310	645	675	40	41,5
80	310	380	800	845	67,2	72,2

Клапаны отсечные НЗ большого размера с МИМом (рис. 2.34). Выполнены двухседельными с целью уменьшить необходимое перестановочное усилие. Предназначаются для азотоводородной смеси, ацетилена с рабочей температурой от —40 до +100 °С или газообразного аммиака с рабочей температурой от —40 до +60 °С. Условные обозначения: ПФ 96004.100 и ПФ 96006.200—300. Рассчитаны на $p_у = 1{,}6$ МПа. Гидравлическое испытание на прочность производится при пробном давлении $p_{пр} = 2{,}4$ МПа. Клапаны устанавливаются на горизонтальном трубопроводе вертикально, пневмоприводом вверх, и присоединяются фланцами. Фланцы имеют размеры по ГОСТ 12822—67. Для герметизации запорного органа использована резина. Управление пневмоприводом производится сжатым воздухом с давлением 0,1 МПа. Габаритные размеры и масса клапанов приведены в табл. 2.21.

Клапаны запорные (отсечные) односедельные со сдвоенным мембранным приводом (рис. 2.35). Условное обозначение ПФ 96001. Для создания больших перестановочных усилий, возникающих в этих односедельных отсечных клапанах,

использован мембранный привод с двумя мембранами, расположенными на одном штоке. Большая величина перестановочного усилия требуется в связи с тем, что клапаны с $D_у = 50 \div 150$ мм предназначаются для среды с давлением $P_у = 4$ МПа и имеют тарельчатый золотник. Сила действия перепада давления на золотнике должна преодолеваться силой от давления управляющей среды на мембрану или усилием силовой пружины. Клапаны предназначаются для воздуш-

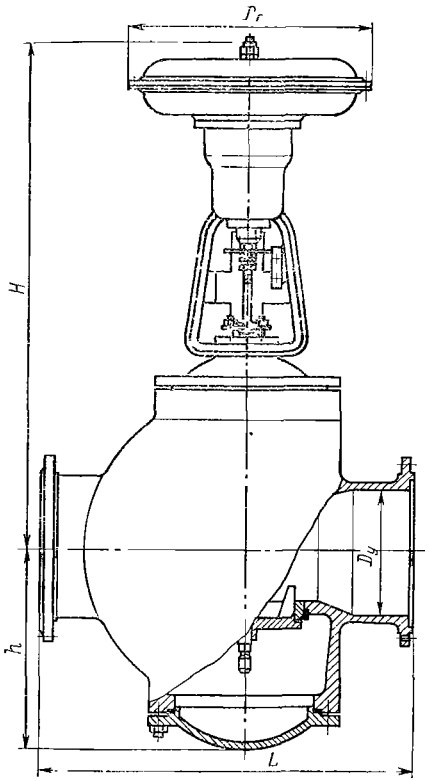


Рис. 2.34. Запорный (отсечной) двухседельный клапан ПФ 96004.100 с пневматическим мембранным приводом одностороннего действия

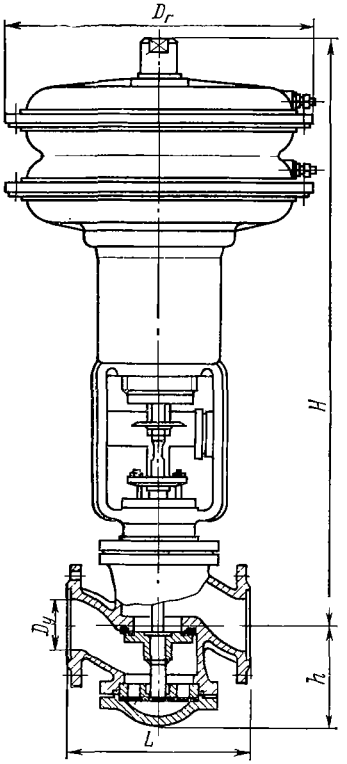


Рис. 2.35. Запорный (отсечной) односедельный клапан ПФ 96001 со сдвоенным мембранным приводом

но-кислородной смеси (исполнения 1—6) и природного газа с рабочей температурой до 100 °С (исполнения 7 и 8). Детали клапанов различных исполнений отличаются материалами основных деталей (табл. 2.22). Присоединительные фланцы имеют размеры по ГОСТ 12822—67. Подача среды производится на золотник. Клапаны могут устанавливаться в любом рабочем положении. Допускается перепад давлений на золотнике до 4 МПа для клапанов НЗ и до 1,8 МПа для клапанов НО. Управление мембранным исполнительным механизмом производится воздухом под давлением 0,2 МПа. В клапанах с видом действия НО силовая пружина открывает клапан, а давлением воздуха клапан закрывается. В клапанах с видом действия НЗ силовая пружина закрывает клапан, а давлением воздуха клапан открывается. Клапаны имеют сигнализацию конечных положе-

ний золотника, которая осуществляется конечным пневматическим выключателем. Габаритные размеры и масса клапанов приведены в табл. 2.23.

Приведенные выше клапаны имеют мембранный привод в блочном исполнении, устанавливаемый на арматуру. Встречаются также клапаны со встроенным мембранным приводом.

Клапаны со встроенным мембранным приводом (рис. 2.36). Имеют защитное покрытие. Изготовляются на $p_у = 0{,}6$ МПа с условными диаметрами прохода $D_у = 50 \div 300$ мм. Условные обозначения: 22ч6гм НО и 22ч7гм НЗ. Клапаны предназначаются для агрессивных сред с температурой до 60 °С. Гидравлическое испытание на прочность производится при пробном давлении $p_{пр} = 0{,}9$ МПа. Клапаны снабжены флаицами по ГОСТ 12815—67 на $p_у = 1$ МПа. Внутренняя поверхность корпуса и наружная поверхность деталей, соприкасающихся с ра-

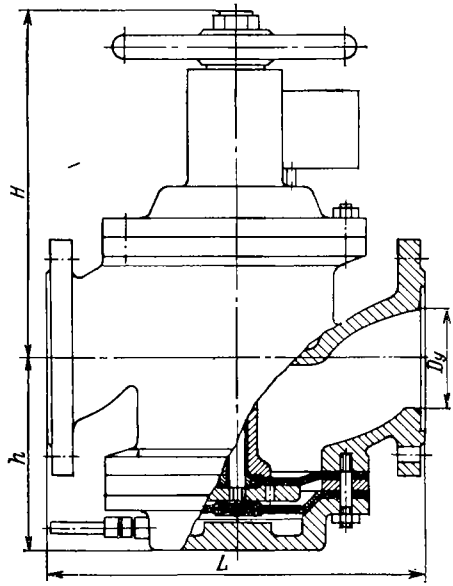


Рис. 2.36. Запорный клапан 22ч6гм НО со встроенным мембранным приводом

2.21. Габаритные размеры и масса отсечных клапанов с мембранным приводом ПФ 96004.100, ПФ 96006.200—300

$D_у$, мм	L	H	h	$D_г$	Масса, кг
	мм				
100	600	720	242	460	161
200	600	940	320	570	238
250	730	1035	340	570	347
300	860	1265	415	570	526

бочей средой, покрыта наиритом, а золотник— резиной. Рабочая среда подается под золотник. Клапаны выпускаются с видом действия НО и НЗ. Подъем золотника происходит при подаче управляющей среды в нижнюю полость между

2.22. Материал основных деталей различных исполнений отсечных клапанов ПФ 96001

Наименование деталей	Исполнения			
	1 и 2	3 и 4	5 и 6	7 и 8
Корпус, крышка	10Х18Н9ТЛ	15Х18Н12С4ТЛ (ЭИ654ЛК)	Х23Н28М3Д3Л	25Л-II
Золотник, шток	12Х18Н9Т	15Х18Н12С4ТЮ (ЭИ654)	06ХН28МДТ	20Х13
Уплотнение в золотнике		Фторопласт-4		Резина
Прокладка, набивка		»		Паронит

нижней крышкой и мембраной, обратный ход совершается под действием усилия пружины. Требуемый вид действия клапана НО и НЗ создается соответствующим расположением — сверху или снизу седла корпуса. В клапанах НО закрытие производится сжатым воздухом, а открытие — силовой пружиной, в клапанах НЗ открытие осуществляется сжатым воздухом, а закрытие — пружиной. Давление управляющего воздуха (или воды) 0,4—0,6 МПа. Имеется ручной дублер для управления клапаном при аварийном отсутствии управляющего давления. Клапаны могут устанавливаться в любом рабочем положении. Корпусные детали изготовляются из чугуна, мембрана — из кислотощелочестойкой резины. Габаритные размеры клапанов и их масса приведены в табл. 2.24.

2.23. Габаритные размеры и масса отсечных клапанов НО и НЗ ПФ 96001 с МИМом

$D_у$, мм	L	H	h	$D_г$	Масса, кг
	мм				
50	230	800	105	480	93
80	310	1000	158	600	159
100	350	1145	216	600	314
150	480	1320	238	600	457

2.24. Габаритные размеры и масса клапанов с мембранным приводом 22ч6гм НО и 22ч7гм НЗ

$D_у$, мм	L	H	h	Масса, кг
	мм			
50	230	230	134	26
80	310	280	158	49
100	350	290	167	56
125	400	305	182	69
150	480	375	210	108
200	600	430	255	164
250	730	510	285	288
300	850	600	425	395

Глава 3

ЗАДВИЖКИ С АВТОМАТИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ

3.1. Назначение, основные типы, область применения

Задвижки широко используются в системах водоснабжения, технологических линиях нефте- и газопереработки, в энергетических системах на трубопроводах с диаметрами условных проходов от 50 до 2000 мм при рабочих давлениях 0,4—20 МПа и температурах среды до 600 °С. В ряде случаев изготовляются специальные задвижки и на более высокие давления. На трубопроводах с $D_у \geqslant 150$ мм задвижки применяются чаще других типов запорной арматуры.

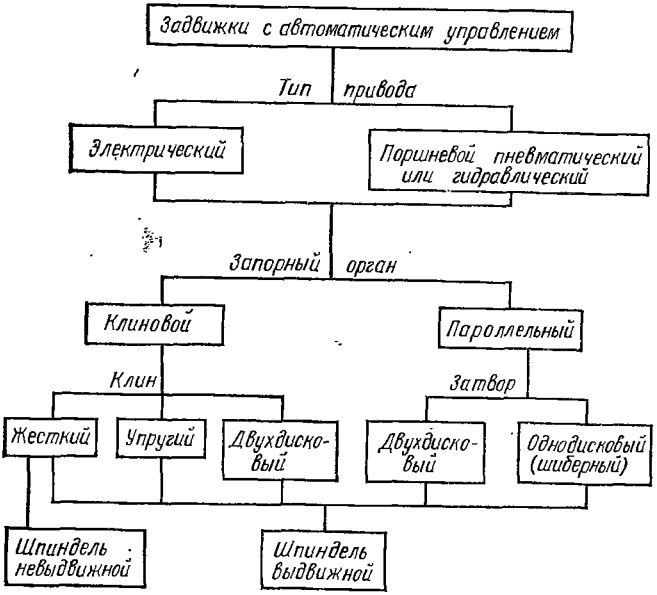
Задвижки обладают следующими достоинствами: относительно небольшой строительной длиной, прямоточностью, низким коэффициентом гидравлического сопротивления, возможностью подачи рабочей среды в любом направлении, эффективностью применения для больших $D_у$, достаточной герметичностью запорного органа, возможностью применения в широком диапазоне рабочих сред, температур и различных условий эксплуатации.

Недостатками задвижек являются: большая строительная высота, обусловленная требуемой величиной полного хода клина ($S \geqslant D_с$), значительное время открытия и закрытия, неэффективность эксплуатации при неполном открытии, изнашивание уплотнительных поверхностей при перемещении клина или дисков и трудность их ремонта при эксплуатации, сложность применения сильфона вместо сальника, значительная масса. По конструкции запорного органа различают клиновые задвижки с цельным, упругим или составным клином и параллельные однодисковые и двухдисковые задвижки, у которых уплотнительные поверхности в запорном органе параллельны друг другу.

В ряде конструкций с целью снижения габаритов и массы, повышения степени унификации, уменьшения усилий, необходимых для открывания и закрывания, осуществляют сужение прохода в седле по отношению к площади сечения входных патрубков ($D_c < D_y$). Такое сужение вызывает некоторое повышение коэффициента гидравлического сопротивления. Классификация задвижек с автоматическим управлением приведена на схеме 3.1.

Схема 3.1

КЛАССИФИКАЦИЯ ЗАДВИЖЕК С АВТОМАТИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ



3.2. Задвижки с электроприводом

Автоматизация управления задвижками наиболее часто осуществляется путем применения электроприводов, так как широкая доступность электроэнергии дает возможность применить электропривод в любых условиях эксплуатации задвижек. Для закрытия и открытия задвижки необходимо выполнить большой ход затвора — не менее диаметра прохода, поэтому ходовая гайка или шпиндель должны сделать значительное число оборотов. Электропривод обеспечивает выполнение этого требования и позволяет создать в конце хода требуемое усилие прижатия. Промышленностью выпускается большое число различных задвижек с электроприводом для трубопроводов с $D_y \geqslant 100$ мм. Электроприводом оснащаются задвижки с выдвижным и невыдвижным шпинделями. Наиболее широко применяются задвижки с выдвижным шпинделем. В этих задвижках ходовой узел шпиндель — ходовая гайка и ходовая резьба расположены вне рабочей среды, поэтому они доступны для технического обслуживания, контроля и смазки и не подвергаются коррозионному или абразивному воздействию рабочей среды. В связи с этим надежность (безотказность и долговечность) задвижек с выдвижным шпинделем значительно выше, чем задвижек с невыдвижным шпинделем. Последние применяются обычно для неответственных объектов при подземной установке, для сред с невысокими энергетическими параметрами, для

маслянистых жидкостей. Применяются задвижки с неподвижным шпинделем, например в качестве фонтанной арматуры для «елок», устанавливаемых на нефтяных скважинах. Основным достоинством этих задвижек является малая высота конструкции.

Для ответственных объектов при высоких энергетических параметрах среды (температура, давление) и для коррозионных и абразивных сред применяются только задвижки с выдвижным шпинделем. Задвижки с выдвижным шпинделем, как правило, имеют верхнее уплотнение, с использованием которого может быть перекрыт проход среды через зазор подвижного соединения, образуемого между шпинделем и отверстием в крышке, через которое пропущен шпиндель. На нижней части шпинделя создается бурт (обычно конический), который при подъеме шпинделя вверх до отказа упирается в кольцевое седло (фаску) на крышке. Таким образом, отключается сальниковая камера от внутренней полости задвижки.

Задвижки, как правило, устанавливаются на горизонтальном трубопроводе вертикально, шпинделем вверх. Допускается установка задвижек с горизонтальным расположением шпинделя в положении «плашмя» или «на ребро» при наличии опоры под электропривод.

3.3. Задвижки с выдвижным шпинделем

Задвижки параллельные с выдвижным шпинделем чугунные с электроприводом (рис. 3.1). Условные обозначения: 30ч906бк и 30ч906бр. Изготовляются с условным диаметром прохода $D_у = 100 \div 400$ мм на $p_у = 1$ МПа. Задвижки 30ч906бк предназначаются для нефти и масла с рабочей температурой до 90 °С задвижки 30ч906бр — для воды и пара с рабочей температурой до 225 °С. По отдельному заказу изготовляются задвижки 30ч906бк2 для смол, надсмольной воды, фенолитов, каменноугольных масел и растворов щелочей с рабочей температурой до 225 °С. Задвижки изготовляются в соответствии с техни-

3.1. Габаритные размеры и масса задвижек 30ч906бк и 30ч906бр

$D_у$, мм	L	H	H_1	Масса, кг
	мм			
100	230	681	—	75
150	280	801	—	112
200	330	1054	780	183
250	450	1189	921	242
300	500	1324	1070	310
400	600	1694	1340	500

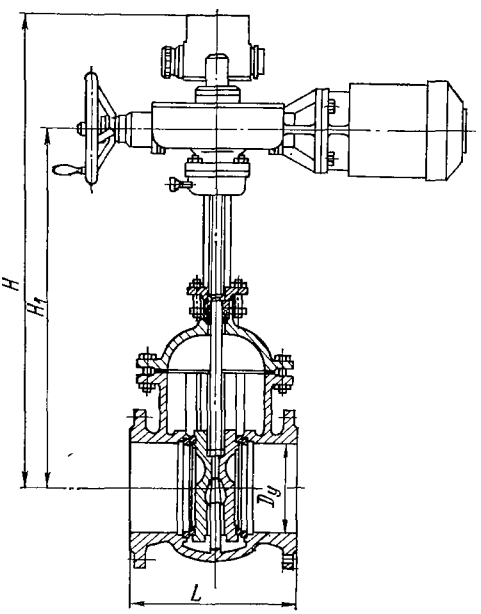


Рис. 3.1. Параллельная задвижка 30ч906бр с выдвижным шпинделем и с электроприводом

ческими требованиями по ГОСТ 5762—74, имеют присоединительные фланцы по ГОСТ 1235—67. Запорный орган задвижки имеет два параллельных диска, между которыми расположен закладной клин. Задвижки 30ч906бк имеют чугунные уп-

лотнительные поверхности, выполненные непосредственно на корпусе и дисках. В задвижках 30ч906бр уплотнительные кольца латунные. При рабочей температуре $t_р = 225$ °С в задвижках 30ч906бр допускается рабочее давление $p_р = 0{,}85$ МПа, в задвижках 30ч906бк при рабочей температуре $t_р = 90$ °С допускается $p_р = 1$ МПа. Гидравлическое испытание задвижек на прочность и плотность металла производится при пробном давлении $p_{пр} = 1{,}5$ МПа. Габаритные размеры и масса задвижек приведены в табл. 3.1.

Задвижки клиновые чугунные с выдвижным шпинделем с электроприводом (рис. 3.2). Условное обозначение 30ч936бк. Предназначаются для коксового и топливного газов с рабочей температурой до 250 °С. Изготовляются с условным диаметром прохода $D_у = 600$ мм на $p_у = 0{,}25$ МПа и $D_у = 800$; $D_у = 1000$ и $D_у = 1200$ мм на $p_р = 0{,}16$ МПа при $t_р = 250$ °С. Тип и основные размеры задвижек обусловлены ГОСТ 12173—71, технические требования — ГОСТ 5762—74. Задвижки имеют присоединительные размеры фланцев по ГОСТ 1234—67 на $p_у = 0{,}25$ МПа. Запорный орган задвижки имеет упругий клин. Имеется верхнее уплотнение, при помощи которого можно отключить сальниковую камеру от полости задвижки при поднятом вверх до отказа шпинделе. Гидравлическое испытание задвижек на прочность и плотность металла производится при пробном давлении $p_{пр} = 0{,}4$ МПа для задвижек с $D_у = 600$ мм и при $p_{пр} = 0{,}32$ МПа для задвижек с $D_у = 800$; $D_у = 1000$ и $D_у = 1200$ мм. Габаритные размеры и масса задвижек приведены в табл. 3.2.

Задвижки клиновые двухдисковые с выдвижным шпинделем с электроприводом (рис. 3.3). Условное обозначение 30ч946бк. Предназначаются для топливного и коксового газов с рабочей температурой до 200 °С (задвижки с $D_у = 1300$ мм) и до 85 °С (задвижки с $D_у = 1500$ мм). Технические требования обусловлены ГОСТ 5762—74. Задвижки имеют фланцы с присоединительными размерами по ГОСТ 1234—67 на $p_у = 0{,}25$ МПа. Задвижки с $D_у = 1300$ мм рассчитаны на $p_у = 0{,}1$ МПа. Гидравлические испытания на прочность конструкции и плотность металла производятся при пробном давлении $p_{пр} = 0{,}2$ МПа. Задвижка с $D_у = 1500$ мм рассчитана на рабочее давление $p_р = 0{,}05$ МПа при рабочей температуре $t_р = 85$ °С. Гидравлическое испытание на прочность конструкции и плотность металла производится при пробном давлении $p_{пр} = 0{,}1$ МПа. Клин задвижки образован двумя дисками, расположенными под углом, между которыми расположен закладной шар. Габаритные размеры и масса задвижек приведены в табл. 3.3.

Задвижки клиновые чугунные с выдвижным шпинделем с электроприводом (рис. 3.4). Условное обозначение 31ч906нж. Предназначаются для воды, пара, растворов щелочей, каменноугольных смол, надсмольных вод, фенолятов, загрязненных неабразивными материалами, неагрессивных жидкостей с рабочей температурой до 225 °С. Рассчитаны на $p_у = 1$ МПа. Гидравлическое испытание на прочность конструкции и плотность металла производится при пробном давлении $p_{пр} = 1{,}5$ МПа. Рабочее давление при температуре $t_р = 225$ °С допускается до $p_р = 0{,}85$ МПа. Технические требования на задвижки регламентированы ГОСТ 5762—74. Задвижки имеют присоединительные фланцы по ГОСТ 1235—67. Клин задвижки выполнен упругой конструкции. Уплотнительные кольца на клине и на корпусе из коррозионностойкой стали. Габаритные размеры и масса приведены в табл. 3.4.

Задвижки стальные клиновые двухдисковые с выдвижным шпинделем и с электроприводом (рис. 3.5). Условное обозначение 30с914нж. Предназначаются для коксового, доменного, топливного и нейтрального газов, воды и пара с рабочей температурой до 200 °С, углеродистых фракций и азота с рабочей температурой до 85 °С и конверторного газа с рабочей температурой до 400 °С. Задвижки рассчитаны на условное давление $p_у$ и рабочее $p_р$. Гидравлическое испытание на прочность и плотность металла производится при пробном давлении $p_{пр}$. Значения $p_у$, $p_р$ и $p_{пр}$ приведены в табл. 3.5. Технические требования на задвижки регламентированы ГОСТ 5762—74. Фланцы по ГОСТ 1255—67 на $p_у = 0{,}6$ МПа имеют задвижки с $D_у = 400$; $D_у = 500$ и $D_у = 600$ мм и на $p_у = 0{,}25$ МПа — задвижки с $D_у$, равным 800; 1000; 1200; 1400 и 1500 мм. По отдельному заказу задвижки изготовляются с патрубками под приварку к трубопроводу. Клин задвижки обра-

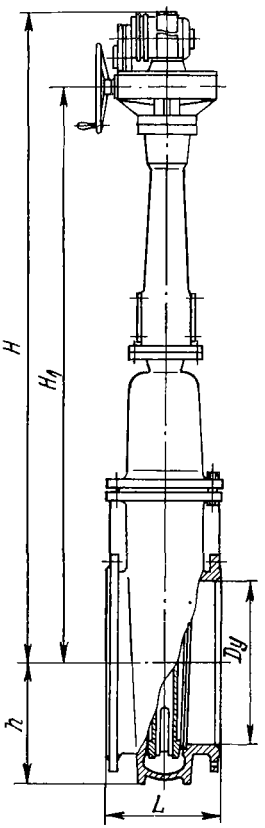


Рис. 3.2. Клиновая задвижка 30ч936бк с выдвижным шпинделем и с электроприводом

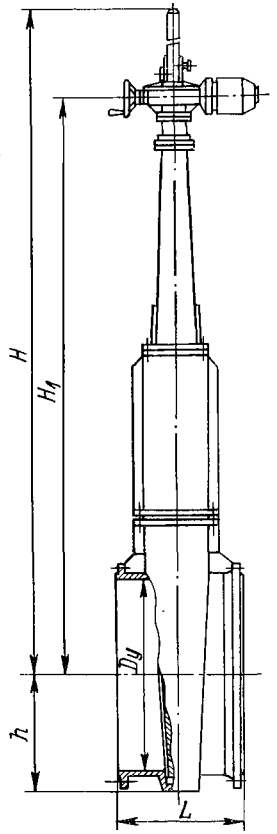


Рис. 3.3. Клиновая двухдисковая задвижка 30ч946бк с выдвижным шпинделем и с электроприводом

3.2. Габаритные размеры и масса задвижек 30ч936бк

$D_у$, мм	L	H	H_1	h	Масса, кг
	мм				
600	390	2560	2025	420	953
800	470	3260	2474	545	1749
1000	550	3940	2852	640	2555
1200	700	4715	3484	760	4857

3.3. Габаритные размеры и масса задвижек 30ч946бк

$D_у$, мм	L	H	H_1	h	Масса, кг
	мм				
1300	800	5070	3870	760	3653
1500	680	6021	4491	917	6305

зован двумя дисками, расположенными под углом, может быть также изготовлен в виде упругого клина. Уплотнительные поверхности корпуса и дисков наплавлены коррозионностойкой сталью. Задвижки имеют верхнее уплотнение, благодаря которому при поднятом вверх до отказа шпинделе отключается сальниковая камера. Габаритные размеры и масса задвижек приведены в табл. 3.6.

Задвижки стальные на $p_y = 2{,}5$ МПа клиновые с выдвижным шпинделем и электроприводом (рис. 3.6). Условное обозначение 30с964нж. Предназначаются для воды, пара, масла и нефти с рабочей температурой до 300 °С. Тип и основные размеры регламентированы ГОСТ 10738—64. Технические требования на задвижки установлены ГОСТ 5762—74. Задвижки с $D_y = 200$; $D_y = 300$ и $D_y = 500$ мм имеют присоединительные фланцы по ГОСТ 12821—67. По отдельному заказу задвижки могут изготовляться с патрубками под приварку к трубопроводу. Запорный орган выполняется с применением сплошного или упругого клина. Уплотнительные поверхности корпуса и клина наплавляются коррозионностойкой сталью. Задвижки имеют верхнее уплотнение, с помощью которого можно отключить сальниковую камеру при поднятом вверх до отказа шпинделе. При рабочей температуре $t_p = 300$ °С допускается рабочее давление среды $p_p = 2$ МПа. Гидравлические испытания задвижек на прочность и плотность металла производятся при пробном давлении $p_{пр} = 3{,}8$ МПа. Габаритные размеры и масса задвижек приведены в табл. 3.7.

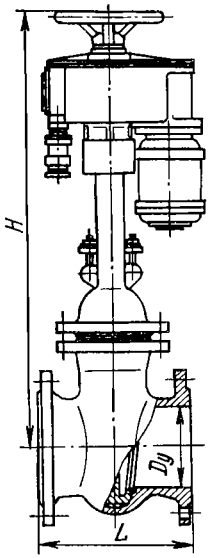


Рис. 3.4. Клиновая задвижка 31ч906нж с выдвижным шпинделем и с электроприводом

3.4. Габаритные размеры и масса задвижек 31ч906нж

D_y, мм	L, мм	H, мм	Масса, кг
100	230	696	64
150	280	950	152

Задвижки стальные на $p_y = 6{,}4$ МПа клиновые с выдвижным шпинделем и с электроприводом (рис. 3.7). Условное обозначение 30с976нж. Задвижки выпускаются с $D_y = 200$ и $D_y = 250/200$ мм. Предназначаются для воды, пара, масла и нефти с рабочей температурой до $t_p = 300$ °С. Тип и основные размеры регламентированы ГОСТ 10926—67. Технические требования на задвижки обусловлены ГОСТ 5762—74. К трубопроводу задвижки присоединяются при помощи фланцев по ГОСТ 12822—67. По особому заказу задвижки изготовляются с патрубками под приварку к трубопроводу. Задвижки изготовляются с бесфланцевым присоединением крышки к корпусу. Запорный орган выполнен с применением сплошного клина. Уплотнительные поверхности корпуса и клина наплавлены коррозионностойкой сталью. Задвижки имеют верхнее уплотнение, при помощи которого можно отключить сальниковую камеру при поднятом вверх до отказа шпинделе. При рабочей температуре $t_p = 300$ °С допускается рабочее давление

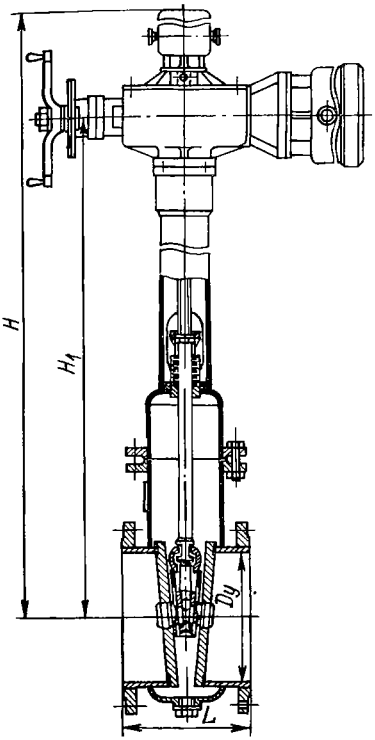


Рис. 3.5. Клиновая двухдисковая задвижка 30с914иж с электроприводом

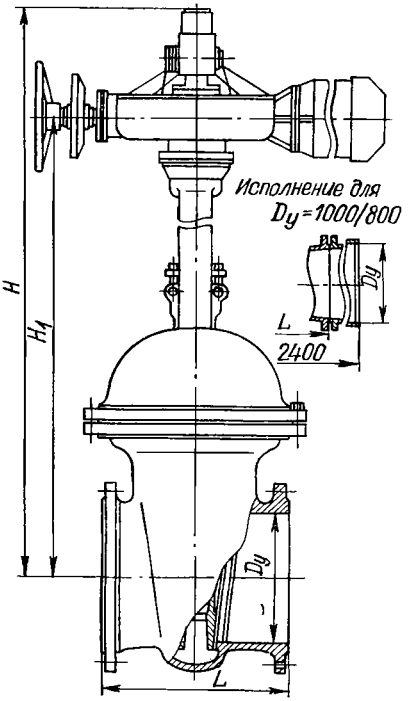


Рис. 3.6. Клиновая задвижка 30с964нж с выдвижным шпинделем и с электроприводом

3.5. Давления p_y, p_p и $p_{пр}$ для задвижек 30с914нж

D_y, мм	p_y, МПа	p_p, при $t_p \leq 200$ °С, МПа	p_p при $t_p \leq 400$ °С, МПа	$p_{пр}$, МПа
400; 500; 600	0,6	0,6	0,4	0,9
800; 1000; 1200	0,25	0,25	0,16	0,4
1400; 1500	0,1	0,1	—	0,2

3.6. Габаритные размеры и масса задвижек 30с914нж

D_y, мм	L	H	H_1	Масса, кг
	мм			
400	310	1695	1343	300
500	350	2265	1707	518
600	390	2410	1820	625
800	470	3290	2490	1049
1000	550	3980	2966	1765
1200	630	4670	3520	2800
1400	710	5510	3930	3275
1500	790	5840	4323	4775

$p_р$ = 5 МПа. Гидравлическое испытание задвижек на прочность и плотность металла производится при пробном давлении $p_{пр}$ = 9,6 МПа. Габаритные размеры и масса задвижек приведены в табл. 3.8.

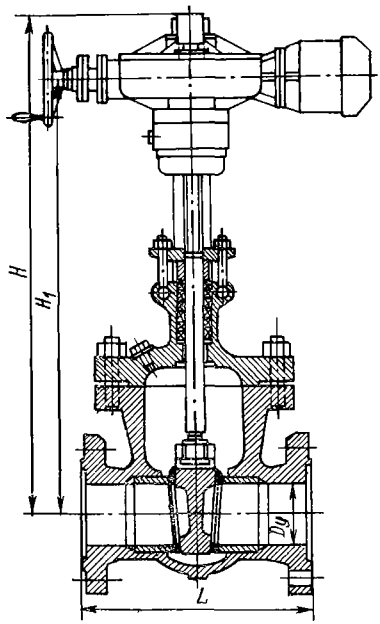


Рис. 3.7. Клиновая задвижка 30с976нж с выдвижным шпинделем и с электроприводом

3.7. Габаритные размеры и масса задвижек 30с964нж

$D_у$, мм	L	H	H_1	Масса, кг
	мм			
200	400	1225	955	264
300	500	1590	1315	560
500	700	2484	2052	1588
1000/800	1000	3772	3234	5173

3.8. Габаритные размеры и масса задвижек 30с976нж

$D_у$, мм	L	H	H_1	Масса, кг
	мм			
200	550	1365	1065	455
250/200	650	1365	1065	894

3.4. Задвижки с невыдвижным шпинделем

Задвижки клиновые чугунные с невыдвижным шпинделем и с электроприводом на $p_у$ = 0,25 МПа (рис. 3.8). Условное обозначение 30ч925брМ. Предназначаются для воды и пара с рабочей температурой до 100 °С. Изготовляются задвижки с $D_у$ = 800÷2000 мм. Тип и основные размеры регламентированы ГОСТ 10042—75. Технические требования обусловлены ГОСТ 5762—74. Присоединительные фланцы регламентированы ГОСТ 1235—67. Запорный орган снабжен упругим клином. Уплотнительные кольца в корпусе и клине из латуни. При рабочей температуре среды до 100 °С допускается рабочее давление $p_р$ = 0,25 МПа. Гидравлическое испытание задвижек на прочность и плотность металла производится при пробном давлении $p_{пр}$ = 0,4 МПа. Габаритные размеры и масса задвижек приведены в табл. 3.9.

Задвижки чугунные на $p_у$ = 1 МПа клиновые с невыдвижным шпинделем и с электроприводом (рис. 3.9). Условное обозначение 30ч930бр. Предназначаются для воды и пара с рабочей температурой до 100—120 °С соответственно. Технические требования регламентированы ГОСТ 5762—74. Присоединительные фланцы обусловлены ГОСТ 1235—67. Запорный орган снабжен упругим или сплошным клином. Уплотнительные кольца в корпусе и в клине из латуни. При рабочей температуре до $t_р$ = 120 °С допускается рабочее давление $p_р$ = 1 МПа. Гидравлическое испытание задвижек на прочность и плотность металла производится при пробном давлении $p_{пр}$ = 1,5 МПа. Габаритные размеры и масса задвижек приведены в табл. 3.10.

Задвижки стальные на $p_y = 2{,}5$ МПа клиновые с невыдвижным шпинделем и с электроприводом (рис. 3.10). Условное обозначение 30с927нж. Предназначаются для воды и пара с температурой до 300 °С. Конструкция и основные размеры регламентированы ГОСТ 20336—74. Технические требования обусловлены

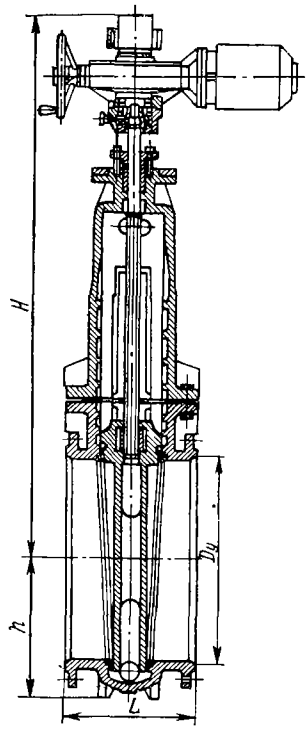


Рис. 3.8. Клиновая задвижка 30ч925брМ с невыдвижным шпинделем и с электроприводом

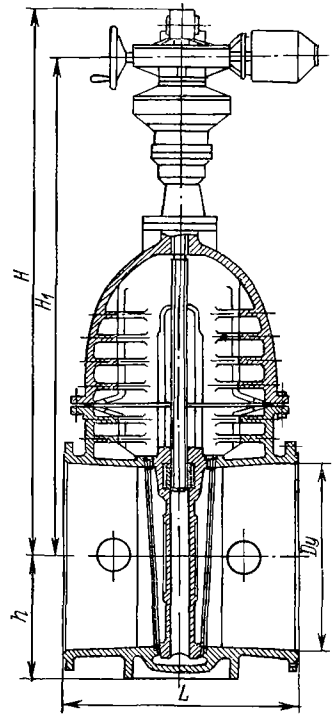


Рис. 3.9. Клиновая задвижка 30ч930бр с невыдвижным шпинделем и с электроприводом

ГОСТ 5762—74. Присоединительные фланцы соответствуют ГОСТ 12821—67* По особому заказу задвижки могут быть изготовлены с патрубками под приварку. Запорный орган снабжен сплошным или упругим клином. Уплотнительные

3.9. Габаритные размеры и масса задвижек 30ч925брМ

D_y, мм	L	H	h	Масса, кг
	мм			
800	470	1900	545	1 772
1000	550	2237	640	2 270
1200	700	3230	760	4 359
1400	900	3290	850	5 145
1600	1000	3835	915	6 610
2000	1500	4356	1145	14 015

3.10. Габаритные размеры и масса задвижек 30ч930бр

D_y, мм	L	H	H_1	h	Масса, кг
	мм				
600	800	1720	1323	405	1116
1000	1200	2588	2100	622	3523
1200	1400	2850	2690	775	7327
1400	1900	3610	3410	885	9159
1600	2200	3645	3465	927	9934

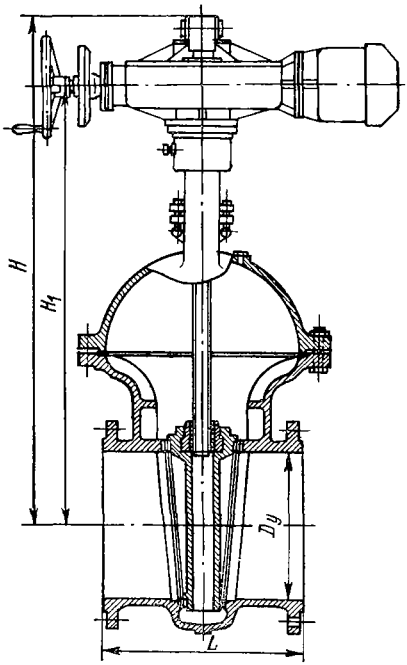


Рис. 3.10. Клиновая задвижка 30с927иж с невыдвижным шпинделем и с электроприводом

3.11. Габаритные размеры и масса задвижек 30с927нж

D_y, мм	L	H	H_1	Масса, кг
	мм			
500	700	1945	1635	1600
600	800	2080	1800	2185
800	1000	2645	2445	4450

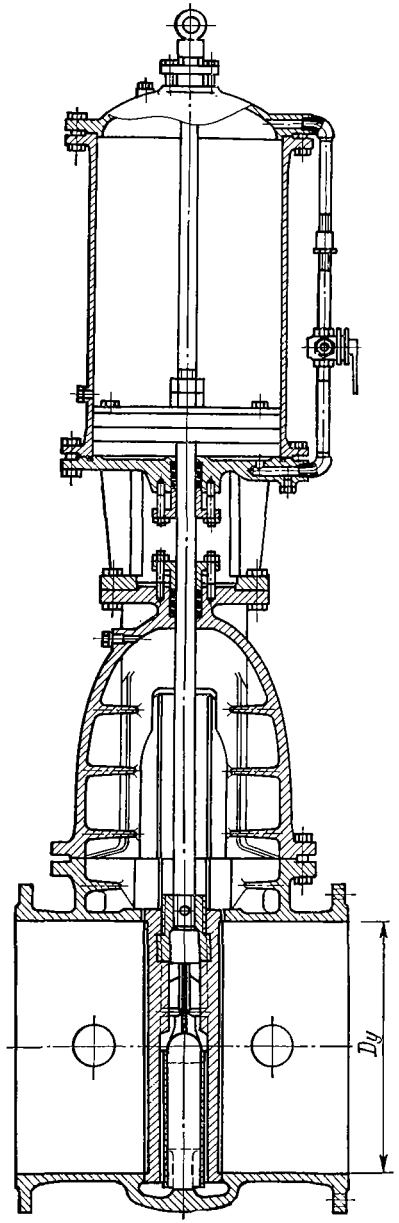


Рис. 3.11. Чугунная задвижка с поршневым приводом и с раздельными сальниками

поверхности корпуса и клина наплавлены коррозионностойкой сталью. При рабочей температуре $t_р = 300$ °С допускается рабочее давление до $p_р = 2$ МПа. Гидравлическое испытание задвижек на прочность и плотность металла производится при пробном давлении $p_{пр} = 3{,}8$ МПа. Габаритные размеры и масса задвижек приведены в табл. 3.11.

3.5. Задвижки с поршневым приводом

Задвижки с поршневым приводом используются, как правило, в качестве отсечной арматуры. На рис. 3.11 показана параллельная задвижка с поршневым гидроприводом.

Глава 4

ЗАСЛОНКИ С АВТОМАТИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ

4.1. Устройство, назначение, область применения

Заслонка представляет собой конструкцию арматуры в виде отрезка трубы, внутри которого находится диск, закрепленный на валу. Вал проходит по диаметру трубы (в некоторых конструкциях с небольшим смещением от диаметральной линии). В стенках корпуса заслонки (трубы) расположены подшипники, служащие опорами для вала. Поворот диска осуществляется вращением вала вручную или при помощи привода, расположенного вне трубы. Один конец вала (короткий) загерметизирован заглушкой, другой конец (удлиненный) служит для передачи вращения валу и выступает за пределы корпуса заслонки. Герметизация подвижного соединения этого конца вала с корпусом заслонки осуществляется при помощи сальникового устройства.

При открытой заслонке плоскость диска установлена вдоль оси проходного отверстия, при закрытой заслонке диск повернут на 70—90°. Запорный орган заслонки образуется затвором (диском) и седлом, расположенным в корпусе. Конструктивные особенности заслонки таковы, что герметизация ее запорного органа затруднена, поэтому в закрытом положении через заслонку может проходить некоторое количество среды. Несмотря на применяемые конструктивные решения, например применение упругого уплотнительного кольца в диске или в седле, уровень и стабильность сохранения герметичности заслонки в закрытом положении значительно ниже, чем клапана или задвижки. В связи с этим обстоятельством для ответственных объектов, в которых требуется надежное перекрытие трубопровода, применять заслонки не рекомендуется.

Обычно заслонки используются для трубопроводов с диаметром прохода более 200 мм при давлениях среды до 1,6 МПа и при пониженных требованиях к герметичности запорного органа. Заслонка позволяет осуществлять как полное перекрытие трубопровода, так и регулирование потока среды (расхода среды), что делает ее универсальным устройством. Наиболее целесообразно использовать заслонки для водоводов и воздуховодов большого диаметра. При малых диаметрах прохода площадь сечения отверстия, перекрываемая диском, становится относительно большой, поскольку наименьшие размеры толщины диска и диаметра вала имеют конструктивные пределы. При больших диаметрах прохода перекрытие отверстия трубы диском относительно невелико.

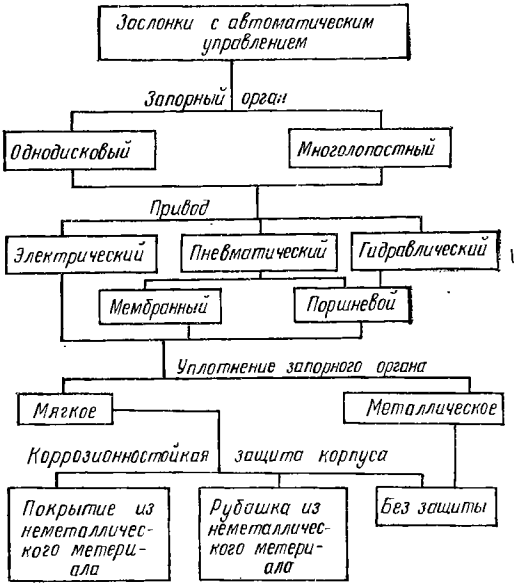
Основными достоинствами заслонки являются: простота конструкции, низкая металлоемкость, невысокая стоимость изготовления, малые габариты, малая строительная длина. Благодаря этим достоинствам заслонки получают все большее распространение в промышленности в качестве запорного и регулирующего устройства.

Малая масса и незначительная строительная длина заслонки упрощают монтаж, а уменьшенные габариты по сравнению с задвижкой позволяют уменьшить размеры помещений при установке арматуры внутри здания.

При больших диаметрах прохода и значительных перепадах давления на диске (в связи с гидродинамической неуравновешенностью в потоке среды) возникают большие крутящие моменты, стремящиеся повернуть диск вокруг его оси. При управлении заслонкой необходимо преодолевать эти моменты, что вызывает необходимость применять приводы с большими крутящими моментами. В этих условиях используют гидроприводы поршневого типа со штоком, действующим на рычаг (кривошип), насаженный на вал заслонки. Наиболее часто для управления заслонками применяют электроприводы. Для уменьшения величины крутящего момента, создаваемого гидродинамической неуравновешенностью диска, его сечению придают сложную форму в виде «рыбьего хвоста» или в виде

Схема 4.1

КЛАССИФИКАЦИЯ ЗАСЛОНОК С АВТОМАТИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ



буквы S, образованной из двух полусфер. Большие моменты при управлении заслонкой создают необходимость иметь приводной вал достаточно большого диаметра и диск с прочным сечением. С этой целью диск изготовляют полым двояковыпуклого сечения (чечевица). Необходимо также создать прочное соединение диска с валом, что достигается применением нескольких сквозных шпилек или штифтов достаточного сечения располагаемых вдоль оси вала.

Для герметизации запорного органа применяются эластичные кольца из резины или фторопласта. Они обычно устанавливаются в диске, но в некоторых конструкциях заслонок эластичным выполняется седло в корпусе. Каждое из этих решений имеет достоинства и недостатки. Применяются также заслонки с эластичной рубашкой в корпусе, что одновременно решает проблему создания коррозионностойкой конструкции. Рубашка может быть надетой, приклеенной или полученной напылением на металл диска и корпуса коррозионностойкого неметаллического покрытия (резина, фторопласт). Для сред с рабочей температурой свыше 100 °С применяются заслонки с металлическим уплотнением из коррозионностойкой стали или титана. Заслонки с металлическим уплотнением имеют корпус с несколько меньшим гидравлическим сопротивлением, они более долговечны и безотказны, чем заслонки с мягким уплотнением. Однако при металлическом уплотнении герметичность закрытого запорного органа заслонки

ниже, чем при мягком уплотнении. Для повышения герметичности кромка диска с металлическим уплотнением делается скошенной для более плотного прилегания к седлу. Применяются также заслонки с диском, снабженным поршневым кольцом из низколегированной или коррозионностойкой стали или из стеллита.

Наличие сальника и невозможность применения сильфона для герметизации выходного конца приводного вала являются недостатками заслонки как типа арматуры. Поскольку сальник является постоянным источником протечек среды, он требует постоянного контроля и технического обслуживания. Существенным недостатком является и расположение диска в проходе корпуса, что лишает трубопровод возможности сквозной очистки при помощи ершей, щеток, упругих шаров и т. п.

Отдельное место занимают многолопастные заслонки для вентиляционных трубопроводов, служащие для регулирования потоков воздуха в вентиляционных системах. Многолопастная заслонка имеет корпус прямоугольного сечения, в котором параллельно расположены оси с закрепленными на них плоскими пластинами прямоугольной формы. Суммарная площадь пластин равна площади поперечного сечения отверстия в корпусе заслонки. Каждая ось снабжена кривошипом. Все кривошипы шарнирно соединены общей тягой, при перемещении которой все лопасти заслонки одновременно поворачиваются. Управление заслонкой осуществляется перемещением тяги при помощи мембранного пневмопривода или электропривода.

Классификация заслонок с автоматическим управлением приведена на схеме 4.1.

Арматурная промышленность серийно выпускает заслонки для трубопроводов диаметром D_y до 2200 мм. В автоматически управляемых системах управление ими производится при помощи электро-, пневмо- или гидропривода.

Наиболее широкое применение в настоящее время получили заслонки с мягким уплотнением (резина, фторопласт).

4.2. Заслонки с электроприводом

Заслонки с D_y от 300 до 1600 мм на $p_y = 1$ МПа и $D_y = 2000$ и $D_y = 2200$ мм на $p_y = 0{,}25$ МПа выпускаются серийно с электроприводом.

Ниже приведены сведения о заслонках, выпускаемых серийно, из числа наиболее часто применяемых.

Заслонки фланцевые на $p_y = 1$ МПа с электроприводом (рис. 4.1 и табл. 4.1). Условное обозначение КЗ 99001. Предназначаются для воды с рабочей температурой до 100 °С. На горизонтальном трубопроводе устанавливаются приводным валом вверх, а на вертикальном трубопроводе — приводным валом горизонтально. К трубопроводу присоединяются при помощи фланцев, размеры которых установлены ГОСТ 1235—67. Уплотнение запорного органа обеспечивается резиновым кольцом на диске, установленным в канавке диска и закрепленным в нем прижимным кольцом. Подвижное соединение поворотного вала с корпусом уплотняется манжетой с резиновыми кольцами. Корпус и диск изготовляются из чугуна, ось и поворотный вал — из стали 20Х13. При рабочей температуре $t_р$ до 100 °С допускается рабочее давление среды $p_р$ до 1 МПа. Гидравлическое испытание на прочность производится при пробном давлении $p_{пр} = 1{,}5$ МПа. При испытании на герметичность запорного органа заслонки должны удовлетворять требованиям 3-го класса герметичности по ГОСТ 9455—76.

4.1. Габаритные размеры и масса заслонок КЗ 99001

D_y, мм	L	H	H_1	h	l	l_1	Масса, кг
	мм						
500	275	782	547	370	590	840	445
600	300	813	578	435	600	750	531
800	350	922	582	565	630	770	840

Заслонки стальные фланцевые на $p_y = 1{,}0$ МПа с электроприводом (рис. 4.2 и табл. 4.2). Условное обозначение ИА 99044. Предназначаются для воды с рабочей температурой до 100 °С. Заслонки с электроприводом (табл. 4.3) устанавливаются на горизонтальном трубопроводе электроприводом вверх с горизонталь-

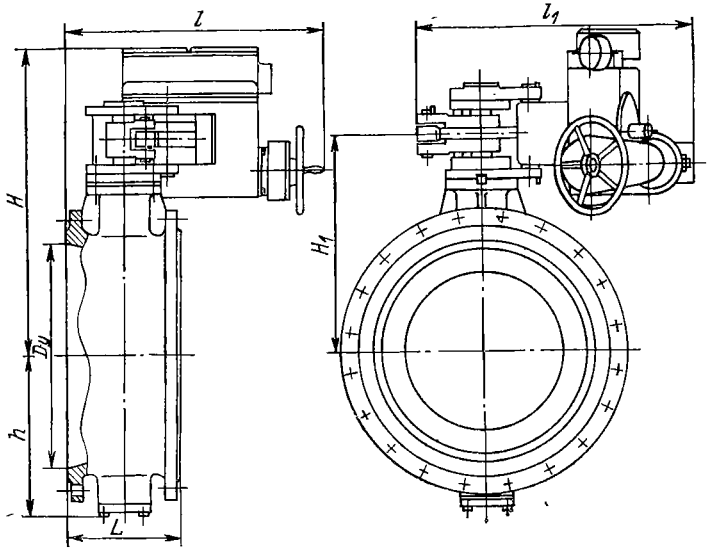


Рис. 4.1. Заслонка КЗ 99001 с электроприводом

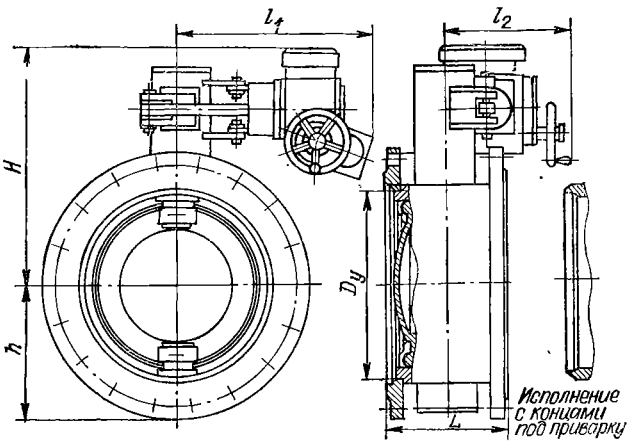


Рис. 4.2. Заслонка ИА 99044 с электроприводом

ным или вертикальным расположением приводного вала. К трубопроводу присоединяются при помощи фланцев (по особому заказу изделия поставляются с ответными фланцами) или сваркой. Управление производится с помощью электропривода. Уплотнение запорного органа обеспечивается резиновым кольцом на диске, установленным в канавке диска и закрепленным в нем прижимным

4.2. Габаритные, присоединительные размеры и масса заслонок ИА 99044

D_y, мм	L	H	h	l_1	l_2	Масса, кг	
	мм					с фланцами	с патрубками под приварку
300	220	500	220	463	300	180	154
400	240	515	285	700	480	228	204
600	300	815	390	730	465	445	415
800	350	883	505	860	590	953	853
1000	400	1023	610	860	590	1338	1188
1200	450	1073	730	950	650	2038	1838

кольцом. Подвижное соединение поворотного вала с корпусом уплотняется втулкой с запорными кольцами. Корпус и диск изготовляются из стали 40Х. При рабочей температуре до 100 °С допускается рабочее давление среды $p_р$ до 1 МПа. Гидравлическое испытание заслонок на прочность производится при пробном давлении $p_{пр}$ = 1,5 МПа.

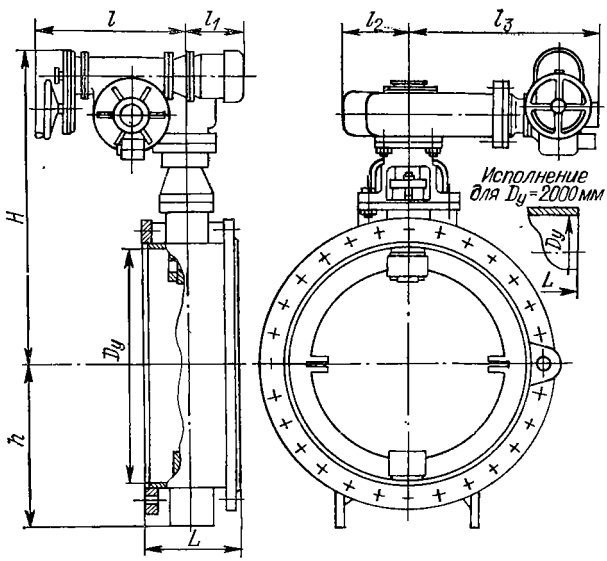


Рис. 4.3. Заслонка 32с908р с электроприводом

Заслонки стальные с электроприводом фланцевые на p_y = 1 МПа (D_y = 1200, D_y = 1400 и D_y = 1600 мм) и на P_y = 0,25 МПа (D_y = 2000 и D_y = 2200 мм), рис. 4.3 и табл. 4.4. Условное обозначение 32с908р. Предназначаются для воды с рабочей температурой до 80 °С. Устанавливаются на горизонтальном трубопроводе приводным валом вверх, а на вертикальном — приводным валом горизонтально. К трубопроводу присоединяются фланцами, присоединительные размеры которых установлены ГОСТ 1234—67 (для D_y, равного 1200; 1400; 1600 и 2200 мм), и сваркой (для D_y = 2000 мм). Уплотнение запорного органа обеспечивается резиновым кольцом на диске, установленным в канавке диска и закрепленным в нем прижимным кольцом. Подвижное соединение вала с корпусом уплотняется сальниковым устройством. Управление производится с помощью электропривода.

4.3. Основные технические характеристики электроприводов к заслонкам ИА 99044

$D_у$, мм	Обозначение	Электропривод	Электродвигатель	Мощность, кВт	Время открытия или закрытия, мин
300	ИА 99044-300 ИА 99044-300.02	Б.099.063.008/40К	АОЛ12-2Ф3	0,27	2,3
400	ИА 99044-400 ИА 99044-400.3	Б.099.059 (исполнение I)	ВАОА-071-4	0,4	0,5
	ИА 99044-400.1	Б.099.098-11М	АОЛС2-21-4Ф2	1,3	0,6
600	ИА 99044-600 ИА 99044-600.03	Б.099.059 (исполнение II)	ВАОА-071-4	0,4	0,5
	ИА 99044-600.01	Б.099.098-11М	АОЛС2-21-4Ф2	1,3	0,7
800	ИА 99044-800	Б.099.054 (исполнение I)	АОС41-4Ф2	1,7	0,9
	ИА 99044-800.01	Б.099.100-12М	АОЛС2-32-4Ф2	4	0,9
1000	ИА 99044-1000	Б.099.054 (исполнение II)	АОС42-4Ф2	2,8	0,8
	ИА 99044-1000.01	Б.099.100-25М	АОЛС2-32-4Ф2	4	0,8
1200	ИА 99044-1200	Б.099.054 (исполнение II)	АОС42-4Ф2	2,8	1,2
	ИА 99044-1200.01	Б.099.100-25М	АОЛС2-32-4Ф2	4	1,2

4.4. Габаритные размеры и масса заслонок 32с908р

$D_у$, мм	L	H	h	l	l_1	l_2	l_3	Масса, кг
	мм							
1200	450	1686	800	714	308	320	1070	2235
1400	500	2015	905	664	296	425	1225	3793
1600	675	2100	950	664	296	425	1225	4987
2000	850	2058	1250	714	308	320	1070	4150
2200	900	2220	1450	850	210	440	1425	5670

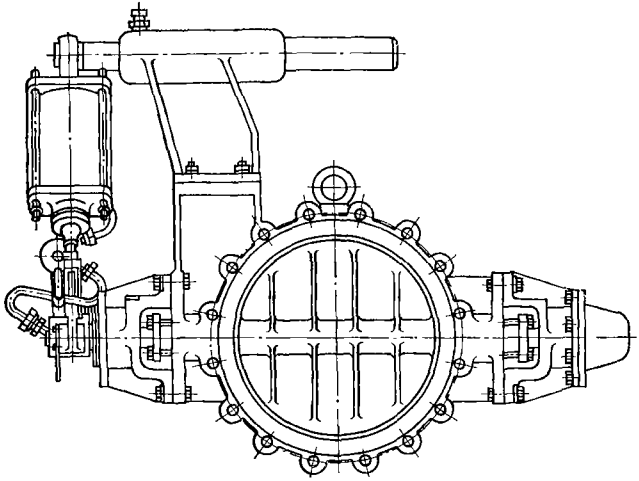


Рис. 4.4. Заслонка с поршневым приводом

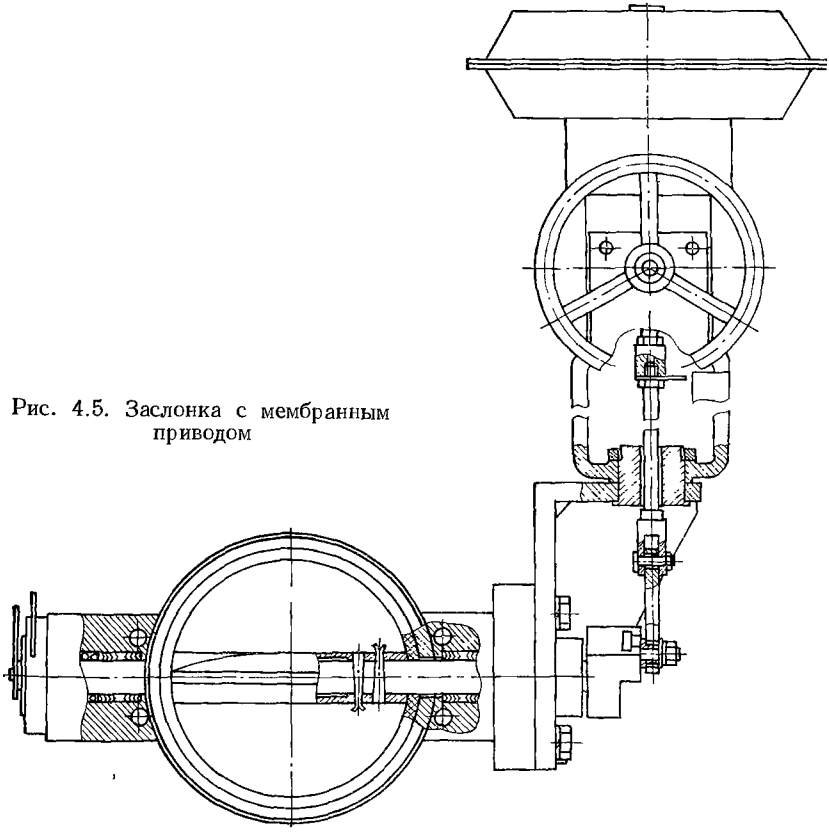


Рис. 4.5. Заслонка с мембранным приводом

Корпус, диск и приводной вал изготовляются из стали. При рабочей температуре $t_р$ до 80 °С допускается рабочее давление среды $p_р = 1$ МПа ($D_у = 1200$; $D_у = 1400$ и $D_у = 1600$ мм) и $p_р = 0{,}25$ МПа ($D_у = 2000$ и $D_у = 2200$ мм). Гидравлическое испытание на прочность производится при пробном давлении $p_{пр} = 1{,}5$ МПа ($D_у = 1200$; $D_у = 1400$ и $D_у = 1600$ мм) и $p_{пр} = 0{,}4$ МПа ($D_у = 2000$ и $D_у = 2200$ мм).

4.3. Заслонки с поршневым приводом

При повороте диска действием рабочей среды на диск создается крутящий момент на валу, величина которого зависит от углового положения диска, его диаметра, скорости и плотности среды. При больших диаметрах диска и при жидкой рабочей среде (обычно вода) для управления заслонкой требуется применение большого крутящего момента. В этом случае целесообразно применение поршневого гидропривода с поворотным механизмом. На рис. 4.4 показана одна из возможных конструкций такого типа. Они оправданы лишь для арматуры большого диаметра прохода.

4.4. Заслонки с мембранным приводом

Простота конструкции, невысокая стоимость и небольшая строительная длина заслонок привлекают к ним внимание. Они получают применение и в качестве регулирующей арматуры для непрерывного регулирования. В этом случае большие удобства создает применение серийных мембранно-исполнительных механизмов (МИМ) в качестве пневматического привода арматуры. На рис. 4.5 показана конструкция с применением мембранного пружинного пневматического привода. Преобразование прямолинейного движения штока привода во вращательное движение вала диска производится при помощи рычажного устройства. Такие конструкции применимы при относительно небольших значениях крутящего момента на валу арматуры.

Глава 5

РЕГУЛИРУЮЩАЯ АРМАТУРА С АВТОМАТИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ

5.1. Принцип действия и классификация

Регулирующая арматура предназначена для изменения расхода среды, проходящей через обслуживаемый участок трубопровода, с целью управления регулируемым параметром технологического процесса установки или системы (давление, температура, концентрация, уровень).

Для создания перестановочного усилия в регулирующих клапанах могут быть использованы приводы электрические, пневматические и гидравлические.

По устойчивости к воздействию температуры и влажности окружающего воздуха при эксплуатации регулирующие клапаны делятся на три группы: I — от —50 до +50 °С; II — от —30 до +50 °С и III — от —15 до +50 °С. Относительная влажность окружающего воздуха на всем диапазоне температур допускается от 30 до 80 %. Регулирующие клапаны I и II групп должны быть устойчивы также к воздействию окружающего воздуха с относительной влажностью 95 % при температуре 35 °С. По качественным показателям ходовой характеристики регулирующие клапаны подразделяются на три класса точности: 2,5; 4; 6. Контролируемые параметры точности регулирующих клапанов приведены

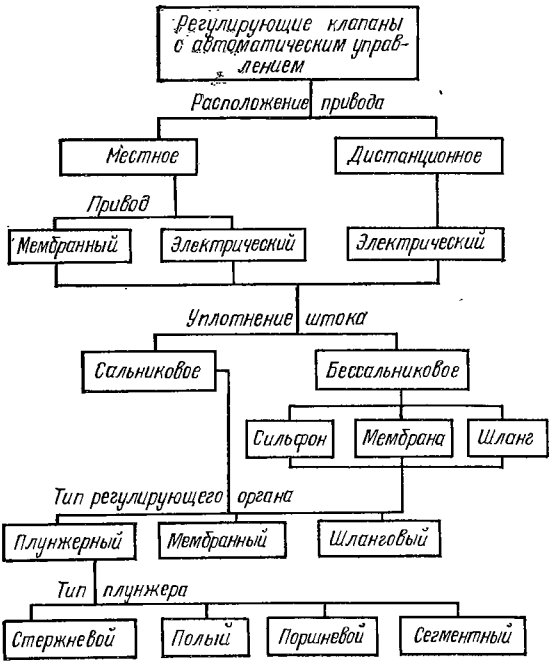
5.1. Классы точности регулирующих клапанов

Класс точности	Основная допустимая погрешность (%) от величины условного хода	Порог чувствительности (%) от диапазона командного сигнала	Вариация хода штока (%) от величины условного хода
2,5	±2,5	0,6	2,5
4,0	±4,0	1,0	4,0
6,0	±6,0	1,5	6,0

в табл. 5.1. Класс точности регулирующих клапанов с позиционером должен быть не ниже 2,5. Классификация регулирующей арматуры по основным признакам приведена на схеме 5.1.

Схема 5.1

КЛАССИФИКАЦИЯ РЕГУЛИРУЮЩИХ КЛАПАНОВ



Контроль ходовых качеств регулирующего клапана осуществляется следующим образом. Определяется значение основной погрешности, порога чувствительности и вариации хода штока в соответствии с требованиями стандартов. Эти параметры оцениваются по ходовой характеристике регулирующего клапана на полностью собранном и отрегулированном изделии при незаполненном средой корпусе и сальнике, обеспечивающем герметичность подвижного соединения штока при условном давлении p_y.

Пневматический сигнал проверяется с точностью ±0,4 % от его наибольшего значения, перемещение — с точностью ±0,5 % от номинального хода штока.

Основная погрешность регулирующего клапана определяется следующим образом. На входной штуцер МИМа подают управляющее давление воздуха согласно ГОСТу. Диапазон изменения управляющего давления разбивают на 8—10 равных частей и при каждом его значении фиксируют положение плунжера (штока). Испытание производится при прямом и обратном ходах, для каждого значения управляющего давления находят действительный ход плунжера. Затем для каждого значения управляющего давления определяют приведенный ход, после чего получают разность действительного и приведенного ходов.

Основная погрешность (%) определяется как отношение, выраженное в процентах, наибольшей разности действительного и приведенного ходов к номинальному ходу плунжера: $\delta = \left| \frac{S_д - S_п}{S_н} \right|_{max} 100.$

Порог чувствительности определяется при управляющем давлении, равном 20, 50 и 80 % его полного диапазона. При испытании давление плавно увеличивается до установленного значения, после чего подачу его прекращают и производят плавное увеличение управляющего давления до момента заметного трогания штока регулирующего клапана. Новое значение управляющего давления фиксируют и затем определяют разность зафиксированных значений управляющего давления. Испытание повторяется при плавном уменьшении управляющего давления, и определяется новая разность зафиксированных его значений. Порог чувствительности определяется как отношение, выраженное в процентах, изменения управляющего давления, вызывающего заметное трогание штока, к диапазону управляющего давления.

Вариации хода штока определяются следующим образом: при каждом значении управляющего давления находят разность между действительными значениями прямого и обратного ходов штоков. Вариация определяется как отношение, выраженное в процентах, наибольшей разности между действительными значениями прямого и обратного ходов штоков (при одном и том же значении управляющего давления) к номинальному ходу.

Допустимая негерметичность запорного органа регулирующих клапанов не должна превышать 0,01 % для двухседельных и 0,005 % для односедельных от величины условной пропускной способности K_{Vy}. Для запорно-регулирующих клапанов герметичность запорного органа должна соответствовать требованиям ГОСТ 9544—75.

5.2. Регулирующие органы трубопроводной арматуры

В зависимости от метода образования регулируемого открытого сечения в регулирующем органе арматуры регулирующие органы можно разделить на седельные (односедельные и двухседельные), поршневые, золотниковые, диберные, поворотно-дисковые, шаровые, эластичнодеформируемые. Плунжер регулирующего клапана может иметь поступательное или вращательное движение.

В табл. 5.2 приведены данные об области применения различных типов регулирующих органов и конструктивных разновидностей плунжеров.

5.3. Двухседельные регулирующие клапаны

В промышленной трубопроводной арматуре наибольшее распространение получили двухседельные регулирующие клапаны с МИМ. Они обладают следующими достоинствами. Простота конструкции, возможность передачи командного сигнала в виде изменяемого давления сжатого воздуха, использование сжатого воздуха в виде энергии для создания перестановочного усилия, достаточная уравновешенность плунжера, простота монтажа и обслуживания.

Ниже приведены некоторые краткие технические характеристики, габаритные размеры и масса регулирующих клапанов из числа наиболее часто применяемых конструкций арматуры общетехнического назначения. Приведены также коэффициенты пропускной способности при полностью открытом регулирующем клапане K_{Vy} и при ходе клапана в 60 % от полного K_{V60}. Коэффициент пропускной

5.2. Области применения регулирующих органов арматуры

Тип	Область применения
Односедельный тарельчатый	Ограничена
Двухседельный тарельчатый	Промышленная арматура общего назначения. Регуляторы давления
Односедельный со стержневым плунжером (игольчатый)	Средние и высокие давления. Малые диаметры прохода
Двухседельный со стержневым плунжером	Промышленная арматура общего назначения. Широко применяется для различных условий
Двухседельный с полым профилированным плунжером	Промышленная арматура общего назначения. Широко применяется для различных условий
Односедельный с полым профилированным плунжером	Энергетическая арматура. Большие перепады давлений
Поршневой с профилированным окном	Энергетическая арматура. Средние параметры воды и пара
Поршневой перфорированный (клеточный)	Энергетическая арматура. Большие параметры воды и пара
Золотниковый с профилированным окном	Энергетическая арматура. Средние параметры воды и пара
Шаровой	Промышленная арматура общего назначения. Коррозионные и некоррозионные среды
Поворотно-дисковый (заслоночный)	Водоснабжение. Небольшие перепады давлений
Мембранный	Химическая арматура. Коррозионные и агрессивные среды
Шланговый	То же
Шиберный	Энергетическая арматура. Дроссельные клапаны
Каскадный винтовой	Энергетическая арматура. Большие перепады давлений при дросселировании
Каскадный многоседельный	То же

способности показывает расход через клапан воды ($м^3/ч$) при перепаде давлений на клапане в 0,1 МПа.

В регулирующих клапанах с мембранным исполнительным механизмом допускается порог нечувствительности не более 3 Па. Пропускная характеристика линейная или равнопроцентная (указывается при заказе). При линейной характеристике диапазон изменения пропускной способности $D_к = 7,5$; при равнопроцентной $D_к = 18$. Минимальная пропускная способность в пределах регулирования допускается не более 4 % от K_{Vy}.

Клапаны регулирующие с пневматическим мембранным исполнительным механизмом фланцевые чугунные на $p_y = 1,6$ МПа (рис. 5.1 и табл. 5.3). Условные обозначения: 25ч30нжМ (НО) и 25ч32нжМ (НЗ). Предназначаются для трубопроводов, транспортирующих жидкие и газообразные среды при температуре от —15 до +300 °С. Технические требования обусловлены ГОСТ 12893—67. К трубопроводу присоединяются при помощи фланцев, размеры которых установлены ГОСТ 1235—67. Клапаны могут быть установлены в любом рабочем положении. Управление клапанами дистанционное, сжатым воздухом. Полный ход плунжера происходит при изменении командного давления воздуха от 0,02 до 0,1 МПа.

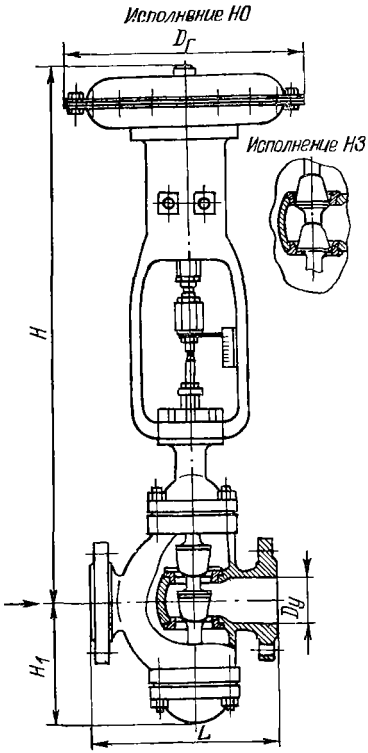


Рис. 5.1. Регулирующие клапаны 25ч30нжМ (НО) и 25ч32нжМ (НЗ)

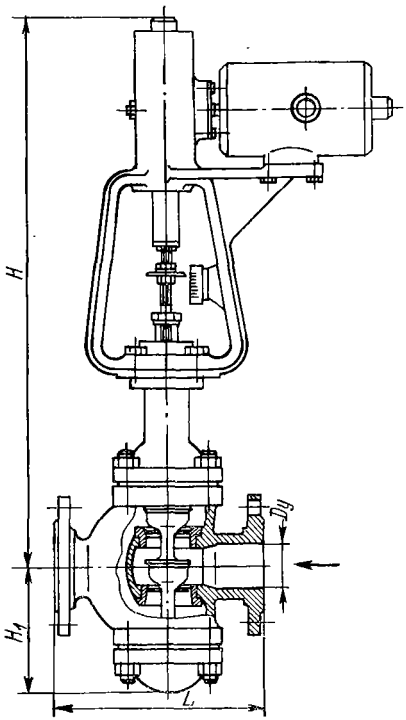


Рис. 5.2. Регулирующий клапан 25ч931нж (НО)

5.3. Габаритные размеры и масса регулирующих клапанов 25ч30нжМ (НО) и 25ч32нжМ (НЗ)

$D_у$, мм	L	H	H_1	$D_г$	$K_{Vу}$	K_{V60}	Масса *, кг
	мм				$м^3/ч$		
25	160	530	120	250	16	10	22
40	200	650	140	310	40	25	37
50	230	660	160	310	63	40	45
80	310	860	210	380	160	100	82
100	350	1110	280	380	250	160	162
150	480	1170	360	460	630	400	185
200	600	1480	460	570	1000	630	370
250	730	1550	530	570	1600	1000	488
300	850	1610	610	570	2500	1600	709

* С МИМом, без ручного дублера и позиционера.

В процессе эксплуатации на клапане допускаются следующие перепады давлений среды Δp:

D_y, мм	$\leqslant 80$	$\geqslant 100$
Δp для жидких сред, МПа	$\leqslant 1{,}5$	$\leqslant 0{,}7$
Δp для газообразных сред, МПа	$\leqslant 1{,}6$	$\leqslant 1{,}2$

Пропускная характеристика линейная или равнопроцентная (указывается при заказе). Корпус и крышка изготовляются из чугуна, плунжер и седла — из стали 20Х13, прокладка — из паронита, в качестве набивки сальника используется пропитанный асбест. Клапаны испытываются на прочность при пробном давлении $p_{пр} = 2{,}4$ МПа. При рабочей температуре среды $t_р = 300$ °С допускается рабочее давление $p_р$ до 1,3 МПа.

Клапаны регулирующие с электромоторным исполнительным механизмом фланцевые чугунные на $p_y = 1{,}6$ МПа (рис. 5.2 и табл. 5.4). Условное обозначение 25ч931нж (НО). Предназначаются для трубопроводов, транспортирующих жидкие и газообразные среды при температуре от —15 до + 300 °С. К трубопроводу присоединяются при помощи фланцев, размеры которых установлены ГОСТ 1235—67. Клапаны на трубопроводе устанавливаются вертикально, приводом вверх или вниз. Управление клапанами дистанционное, с помощью электрического исполнительного механизма. Пропускная характеристика линейная или равнопроцентная. Допустимый перепад давлений на клапане не более 1,5 МПа для жидких сред и не более 1,6 МПа для газообразных сред. Корпус и крышки изготовляются из чугуна, плунжер и седла — из стали 20Х13, прокладки — из паронита, в качестве набивки сальника используется пропитанный асбест. Клапаны испытываются на прочность при пробном давлении $p_{пр} = 2{,}4$ МПа. При рабочей температуре среды $t_р = 300$ °С допускается рабочее давление $p_р = 1{,}3$ МПа.

5.4. Габаритные размеры и масса регулирующих клапанов 25ч931нж (НО)

D_y, мм	L	H	H_1	K_{Vy}	K_{V60}	Масса с ЭИМ, кг
	мм			м³/ч		
25	160	525	110	16	10	27,9
40	200	570	140	40	25	35,1
50	230	590	160	63	40	43,3
80	310	625	202	160	100	51

Клапаны регулирующие с пневматическим мембранным исполнительным механизмом фланцевые стальные на $p_y = 4{,}0$ МПа (рис. 5.3 и табл. 5.5). Услов-

5.5. Габаритные размеры и масса регулирующих клапанов И 65233 (НО) и И 65233 (НЗ)

D_y, мм	L	H	H_1	$D_г$	K_{Vy}	K_{V60}	Масса *, кг
	мм				м³/ч		
25	160	530	120	250	16	10	24
40	200	630	140	310	40	25	40
50	230	660	160	310	63	40	42
80	310	860	210	380	160	100	86
100	350	1100	280	460	250	160	134
150	480	1170	360	460	630	400	184
200	600	1480	460	570	1000	630	416
250	730	1550	530	570	1600	1000	565
300	850	1610	610	570	2500	1600	816

* С МИМом без дублера и позиционера.

ные обозначения: И 65233 (НО) и И 65233 (НЗ). Предназначаются для трубопроводов, транспортирующих жидкие и газообразные среды при температуре до 300 °С. Технические требования регламентированы ГОСТ 12893—67. К трубопроводу присоединяются при помощи фланцев, размеры которых обусловлены ГОСТ 12823—67. Клапаны на трубопроводе могут устанавливаться в любом рабочем положении. Управление клапанами дистанционное, при помощи сжатого воздуха. Полный ход плунжера происходит при изменении командного давления

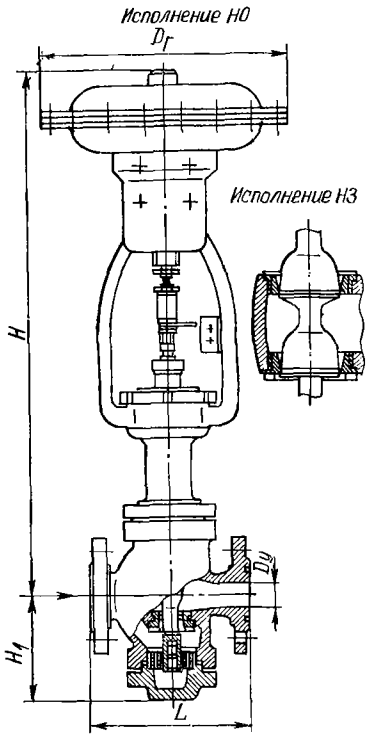


Рис. 5.3. Регулирующие клапаны И 65233 (НО) и И 65233 (НЗ)

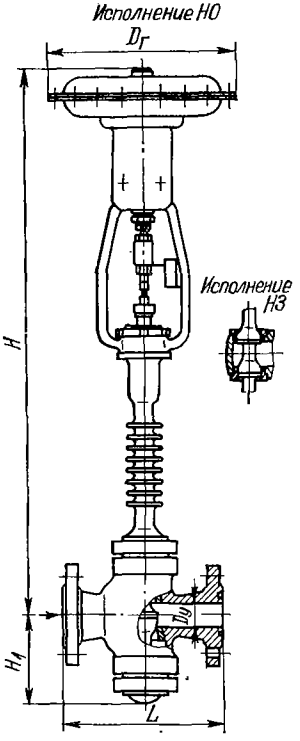


Рис. 5.4. Регулирующие клапаны 25с52нжМ (НО) и 25с54нжМ (НЗ)

воздуха от 0,02 до 0,1 МПа. В процессе эксплуатации на клапанах допускаются следующие перепады давлений среды Δp:

$D_у$, мм	⩽80	⩾100
Δp для жидких сред, МПа	⩽1,5	⩽0,7
Δp для газообразных сред, МПа	⩽1,6	⩽1,2

Пропускная характеристика линейная или равнопроцентная (указывается при заказе). Корпус и крышка изготовляются из углеродистой стали 25Л-II, плунжер и седла — из стали 20Х13, прокладка — из паронита, в качестве набивки сальника используется пропитанный асбест. Клапаны испытываются на прочность при пробном давлении $p_{пр} = 6$ МПа. Допускается рабочее давление $p_р = 4$ МПа при рабочей температуре среды $t_р \leqslant 200$ °С и $p_р = 3{,}2$ МПа при $t_р = 300$ °С.

Клапаны регулирующие с пневматическим мембранным исполнительным механизмом фланцевые стальные на $p_у = 6{,}4$ МПа (рис. 5.3 и табл. 5.6). Условные обозначения: И 65235 (НО) и И 65235 (НЗ), исполнение I. Назначение, тех-

5.6. Габаритные размеры и масса регулирующих клапанов И 65235 (НЗ) и И 65235 (НО), исполнение I

$D_у$, мм	L	H	H_1	$D_г$	K_{Vy}	K_{V60}	Масса *, кг
	мм				м³/ч		
25	210	530	110	250	16	10	31
40	260	650	130	310	40	25	47
50	300	660	160	310	63	40	59
80	380	860	210	380	160	100	105
100	430	1090	265	470	250	160	166
150	550	1140	325	470	630	400	253
200	650	1455	435	560	1000	630	493

* С МИМом без дублера и позиционера.

нические требования, характеристики, допустимые перепады давления, типы присоединений к трубопроводу, материалы деталей — см. описание клапанов И 65233. Клапаны испытываются на прочность при пробном давлении $p_{пр}$ = = 9,6 МПа. Допускается рабочее давление $p_р$ = 6,4 МПа при рабочей температуре среды $t_р \leqslant 200$ °С и $p_р = 5$ МПа при $t_р = 300$ °С.

Клапаны регулирующие с пневматическим мембранным исполнительным механизмом фланцевые стальные на $p_у = 6{,}4$ МПа (рис. 5.4 и табл. 5.7). Условные обозначения: 25с52нжМ (НО) и 25с54нжМ (НЗ). Предназначаются для трубопроводов, транспортирующих жидкие и газообразные среды с рабочей температурой до 450 °С. Назначение, технические требования, характеристики, допустимые перепады давления, типы присоединений к трубопроводу, материалы деталей — см. описание клапанов И 65233. Клапаны испытываются на прочность при пробном давлении $p_{пр} = 9{,}6$ МПа. Допускается рабочее давление $p_р = 2{,}6$ МПа при рабочей температуре среды $t_р = 450$ °С.

5.7. Габаритные размеры и масса регулирующих клапанов 25с52нжМ (НО) и 25с54нжМ (НЗ)

$D_у$, мм	L	H	H_1	$D_г$	K_{Vy}	K_{V60}	Масса *, кг
	мм				м³/ч		
25	210	755	90	250	16	10	32
40	260	880	140	310	40	25	50
50	300	900	160	310	63	40	56
80	380	1080	210	380	160	100	98
100	430	1310	285	460	250	160	140
150	550	1370	355	460	630	400	230
200	650	1740	455	570	1000	630	430
250	780	1810	530	570	1600	1000	655
300	900	1875	600	570	2500	1600	1005

* С МИМом без дублера и позиционера.

Клапаны регулирующие стальные под дистанционное управление с патрубками под приварку на $p_y = 1{,}6$ МПа ($D_y = 500$ мм) (рис. 5.5). Условное обозначение И 68051. Предназначаются для воды, водяного пара и конденсата с рабочей температурой до 200 °С. Температура окружающей среды допускается до 100 °С. Могут устанавливаться на трубопроводе в любом рабочем положении и присоединяются сваркой. Управление клапаном производится от многооборотного электрического исполнительного механизма через шарнирную муфту или через коническую передачу и шарнирную муфту. Крутящий момент на выходном валу шарнирной муфты 0,7 Н·м. Пропускная характеристика клапана приближенно-линейная. Пропускная способность $K_{Vy} = 4000$ м³/ч; $K_{V60} = 2500$ м³/ч. При закрытом

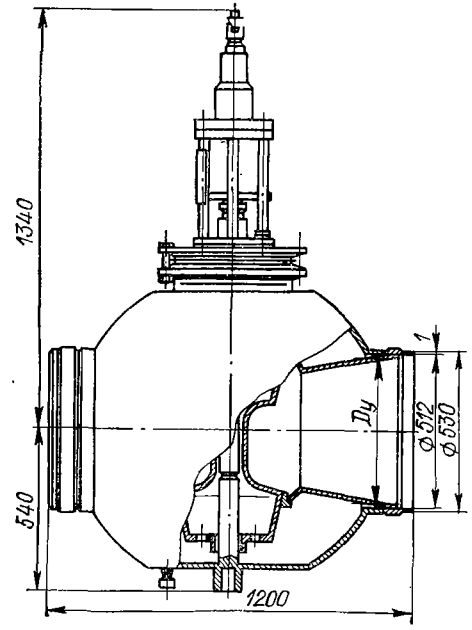


Рис. 5.5 Регулирующий клапан И 68051

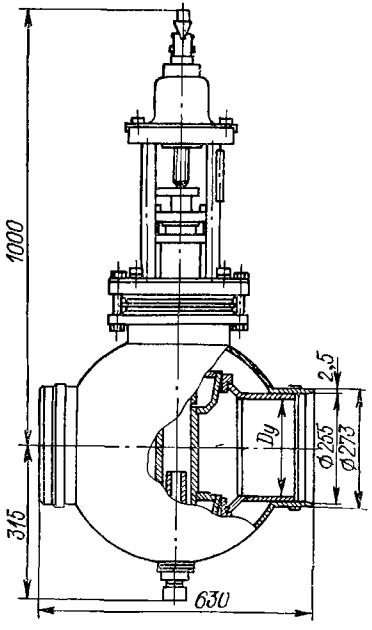


Рис. 5.6. Регулирующий клапан И 68052

клапане допускается расход воды, протекающей через регулирующий орган, в 0,1 м³/мин. Допустимый перепад давления на клапане не более 1,1 МПа при закрытом клапане и 0,3 МПа при полностью открытом клапане. Корпус и крышка изготовляются из стали 20, плунжер, седло и направляющая — из коррозионностойкой стали 08Х18Н10Т, шток — из стали 14Х17Н2, набивка сальника — пропитанный асбест. Гидравлическое испытание на прочность производится при пробном давлении $p_{пр} = 2{,}4$ МПа. При рабочей температуре $t_р = 200$ °С допускается рабочее давление среды $p_р = 1{,}6$ МПа. Масса клапана 850 кг.

Клапаны регулирующие стальные под дистанционное управление с патрубками под приварку на $p_y = 4{,}0$ МПа ($D_y = 250$ мм) (рис. 5.6). Условное обозначение И 68052. Предназначаются для воды, водяного пара и конденсата с рабочей температурой до 215 °С. Температура окружающей среды допускается до 100 °С. Могут устанавливаться на трубопроводе в любом рабочем положении и присоединяются сваркой. Управление клапаном производится от многооборотного электрического исполнительного механизма через шарнирную муфту или через коническую передачу и шарнирную муфту. Крутящий момент на выходном валу шарнирной муфты 0,6 Н·м. Пропускная характеристика клапана приближенно-линейная. Пропускная способность $K_{Vy} = 1000$ м³/ч; $K_{V60} = 630$ м³/ч. При за-

крытом клапане допускается расход воды, протекающей через регулирующий орган, в 0,05 м³/мин. Допустимый перепад давлений на клапане не более 1,4 МПа. Основные детали — корпус и крышка изготовляются из стали 20 или коррозионностойкой стали 08Х18Н10Т (указывается при заказе), плунжер, седло и направляющая — из стали 08Х18Н10Т, шток — из стали 14Х17Н2, набивка сальника — пропитанный асбест. Гидравлическое испытание на прочность производится при пробном давлении $p_{пр} = 6{,}0$ МПа. При рабочей температуре $t_р = 215$ °С допускается рабочее давление среды $p_р = 3{,}9$ МПа. Масса клапана 265 кг.

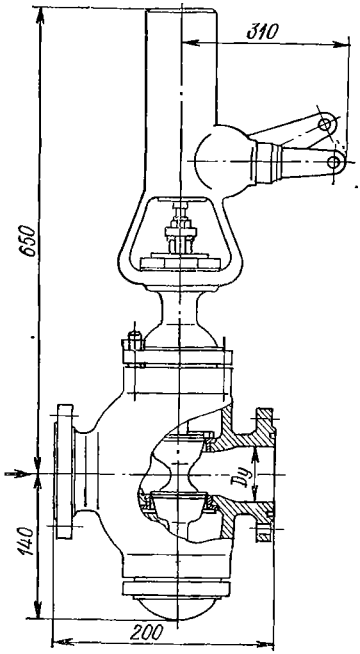


Рис. 5.7. Регулирующий клапан 25с075нж

Клапаны регулирующие стальные под дистанционное управление фланцевые на $p_у = 4{,}0$ МПа ($D_у = 40$ мм) (рис. 5.7). Условное обозначение 25с075нж. Предназначаются для трубопроводов, транспортирующих воду, нефть, воздух и другие нейтральные среды с рабочей температурой от —40 до +300 °С. Нормальная эксплуатация клапанов осуществляется при температуре окружающей среды от —15 до +60 °С. Клапаны могут устанавливаться на трубопроводе в любом рабочем положении. Присоединяются к трубопроводу фланцами, размеры которых установлены ГОСТ 12823—67. Пропускная характеристика линейная или равнопроцентная (указывается при заказе). Пропускная способность $K_{Vу} = 40$ м³/ч; $K_{V60} = 25$ м³/ч. Допускаемый перепад давлений на клапане не более 1,5 МПа для жидких сред и не более 1,6 МПа для газообразных. Клапаны предназначены для управления от электрического исполнительного механизма. Материалы основных деталей: корпус и крышка — сталь 20Л-II, плунжер, седло и шток — сталь 20Х13, набивка — пропитанный асбест. Гидравлическое испытание клапанов на прочность производится при пробном давлении $p_{пр} = 6{,}0$ МПа. При рабочей температуре $t_р = 300$ °С допускается рабочее давление среды $p_р = 3{,}2$ МПа. Масса клапана 45 кг.

5.4. Односедельные регулирующие клапаны

Односедельные регулирующие клапаны имеют неуравновешенный плунжер и поэтому применяются лишь для небольших диаметров прохода. Они используются в энергетических установках, для регулирования микрорасходов в химической промышленности, для малых диаметров прохода трубопроводов повышенного давления.

В этих клапанах действующее перестановочное усилие должно быть достаточно большим, чтобы неуравновешенность плунжера не оказала значительного влияния на работу клапана. Здесь целесообразно применение МИМа с позиционером. Ниже приведены сведения о некоторых односедельных клапанах.

Клапаны регулирующие стальные ($D_у = 15$ и $D_у = 20$ мм) с пневматическим мембранным исполнительным механизмом муфтовые на $p_у = 6{,}4$ МПа (рис. 5.8 и табл. 5.8). Предназначаются для трубопроводов, транспортирующих нейтральные жидкости, пары и газы с рабочей температурой от —40 до +225 °С. Условные обозначения: ПОУ-7 и ПОУ-10. Выпускаются с проходным и угловым корпусами. Устанавливаются на горизонтальном трубопроводе вертикаль-

но, приводом вверх. Присоединяются к трубопроводу при помощи резьбовых муфт с внутренней конической трубной резьбой по ГОСТ 12717—67. Пропускная характеристика линейная. Полный ход плунжера происходит при изменении командного давления воздуха от 0,02 до 0,1 МПа. Основные детали — корпус и крышка изготовляются из стали 20, шток и седло — из коррозионностойкой стали 12Х18Н9Т, уплотнение — фторопласт-4. Гидравлическое испытание клапанов на прочность производится при пробном давлении $p_{пр}=9{,}6$ МПа. При рабочей температуре $t_р = 225$ °С допускается рабочее давление среды $p_р = 6$ МПа. Односедельные регулирующие клапаны со стержневым (игольчатым) плунжером применяются в энергетике для вспомогательных линий трубопроводов энергетических установок. Изготовляются с условным диаметром прохода 20, 50 и 65 мм.

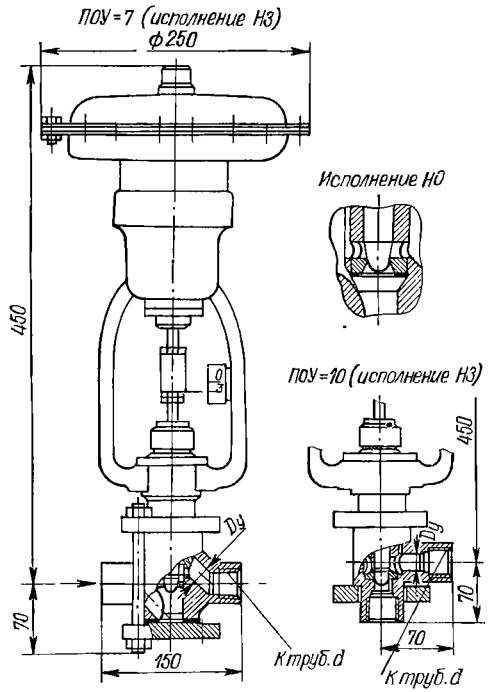


Рис. 5.8. Регулирующие клапаны ПОУ-7 и ПОУ-10

Клапаны регулирующие игольчатые с электроприводом (рис. 5.9 и табл. 5.9). Условные обозначения: В-626, В-627, В-427. Изготовляются клапаны с $D_y = 20$, $D_y = 50$ и $D_y = 65$ мм. Используются на линиях впрыска охлаждающей воды в редукционно-охладительных установках (РОУ, БРОУ). Клапаны выполнены запорно-регулирующими и во время работы могут находиться в полностью закрытом, частично или полностью открытом положении. Предназначаются для работы при перепаде давления воды не свыше 5 МПа. Конструктивная характеристика $F = f(S)$ приближенно-линейная. Здесь F — площадь открытого сечения в седле, см²; S — ход плунжера, мм. Управление клапанами электрическое с помощью электропривода. Имеется возможность аварийного управления вручную при помощи маховика. Концевые выключатели на открытие и закрытие должны выключать электропривод в момент, когда шпиндель не дошел до упора на 1—2 мм.

5.8. Габаритные, присоединительные размеры и масса регулирующих клапанов ПОУ-7 и ПОУ-10

D_y, мм	$K_{труб}d$, дюймы	K_{Vy}, м³/ч	K_{V60}, м³/ч	Масса, кг ПОУ-7	Масса, кг ПОУ-10
15	1/2	2,5	1,6	15,2	14,7
20	3/4	4	2,5	16	18,6

Клапаны устанавливаются на горизонтальных и вертикальных трубопроводах с направлением потока среды на плунжер (сверху вниз) в положении штоком вверх. Присоединяются к трубопроводу сваркой.

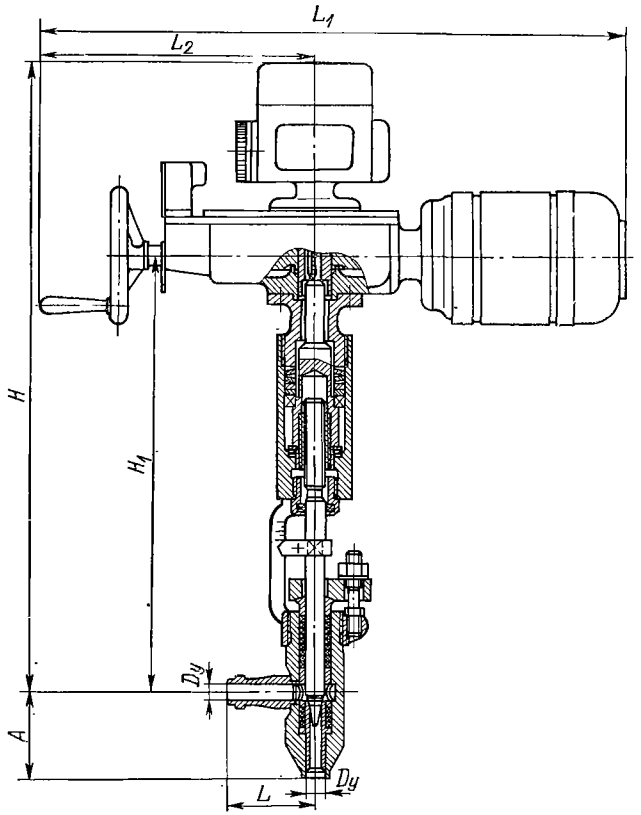


Рис. 5.9. Регулирующие игольчатые клапаны с электроприводом

5.9. Габаритные размеры и масса регулирующих клапанов В-626, В-627 и В-427

Обозначение	D_y, мм	$p_р$, МПа	$t_р$, °С	H	H_1	A	L	L_1	L_2	Диаметр седла, мм	Масса, кг
				мм							
В-626	20	38 23 18,5	280 230 215	755	475	100	100	685	312	8 или 12	57
В-627	50	38	280	800	545	150	150	875	400	18; 24; 28	132
В-427	65	23 18,5	230 215	800	545	150	150	875	400	18; 24; 28	132

5.5. Регулирующие клапаны с тросовым управлением от дистанционно расположенного привода

В тех случаях, когда электропривод не может быть установлен непосредственно на арматуре (блочная компоновка с электроприводом в виде отдельного агрегата или встроенный электропривод), электропривод устанавливается дистанционно в виде КДУ (колонка дистанционного управления) и соединяется с арматурой тросовой или штанговой дистанционной передачей. Такая необходимость возникает при чрезмерно высокой температуре в районе арматуры, при размещении арматуры в необслуживаемых помещениях АЭС, при расположении арматуры в местах труднодоступных для обслуживания и т. п. При тросовой передаче клапан снабжается рычагом и грузом, служащим для силового замыкания системы передачи. Перемещение плунжера в одном направлении осуществляется тяговым усилием троса, а возвратное движение — действием массы груза. В связи с этим такие регулирующие клапаны должны устанавливаться так, чтобы поворот рычага происходил в вертикальной плоскости. При штанговой дистанционной передаче движение плунжера в обоих направлениях может осуществляться без груза.

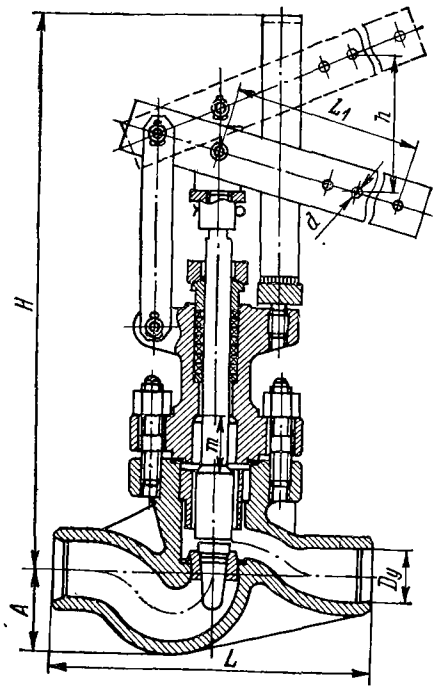


Рис. 5.10. Регулирующие игольчатые клапаны под дистанционный привод

Клапаны регулирующие игольчатые односедельные на p_y = = 10 МПа (рис. 5.10). Условные обозначения В-924 и В-925. Изготавливаются с $D_y = 10$ и $D_y = 20$ мм (табл. 5.10). Применяются для регулирования воды в основном на вспомогательных водяных линиях. В качестве запорного органа служить не могут в связи с пониженной герметичностью запорного органа, вызываемой износом плунжера и седла в процессе дросселирования среды. Управление клапанами дистанционное, от ручного или механического привода с использованием

5.10. Габаритные размеры и масса регулирующих игольчатых клапанов В-924 и В-925

Обозначение	D_y, мм	H	A	L	L_1	d	m	h	Масса, кг
		мм							
В-924	10	200	28	110	200	10	16	100	4,0
В-925	20	248	45	160	395	15	22	220	7,6

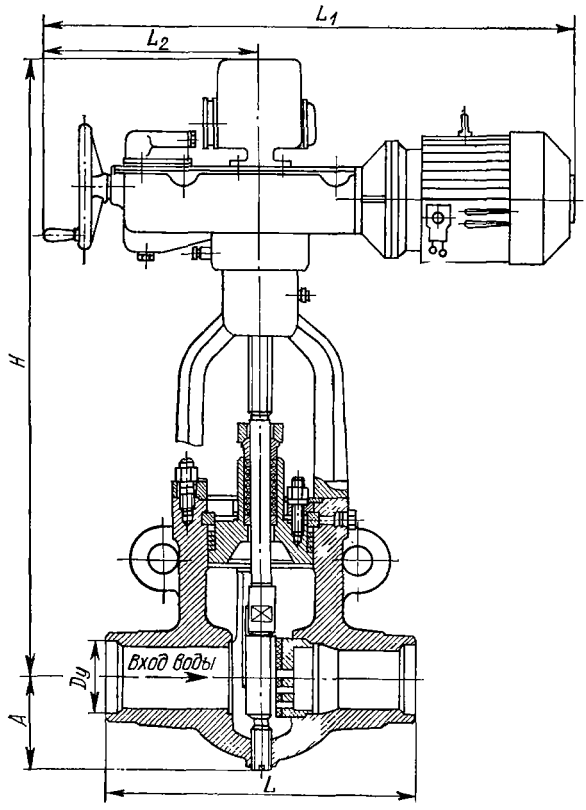


Рис. 5.11. Шиберная регулирующая задвижка с электроприводом

5.11. Габаритные размеры и масса регулирующих шиберных задвижек ЧЗЭМ

Обозначение	D_y, мм	p_p, МПа	t_p, °С	H	A	L	L_1	L_2	Масса, кг
				мм					
В-844	100	29,0	510	1170	120	500	1000	430	331
В-334	100	14,0	570	1170	120	500	1000	430	331
В-244	100	10,0	540	1170	120	500	1000	430	331
В-628	100	38,0	280	1170	120	500	1000	430	331
В-428	100	24,0	250	1170	120	500	1000	430	331
В-28	100	18,5	215	1170	120	500	1000	430	331
В-245	150	10,0	540	1355	275	600	978	417	570
В-846	175	29,0	510	1355	275	600	978	417	570
В-346	175	14,0	570	1355	275	600	978	417	570
В-430	175	24,0	250	1355	275	600	978	417	570
В-848	250	29,0	510	1855	265	800	1162	475	1320
В-633	250	38,0	280	1835	265	800	1170	475	1280
В-433	250	23,0	230	1835	265	800	1170	475	1280
В-634	300	38,0	280	1840	270	900	1162	475	1495

рычагов, штанг или тросов для передачи движения от привода к клапану. Устанавливаются только на горизонтальных участках трубопроводов с подводом воды под плунжер (иглу) в положении штоком вверх. Присоединяются к трубопроводу сваркой. Седло наплавлено сплавом повышенной стойкости. Набивка сальника — асбест марки АПР.

5.6. Регулирующие шиберные задвижки

Дроссельные и регулирующие шиберные задвижки применяются на основных и вспомогательных паровых и водяных линиях энергетических установок для дросселирования пара или регулирования расхода воды. Устанавливаются только на горизонтальных участках трубопроводов с направлением потока среды согласно нанесенной на корпусе клапана стрелке в положении шпинделем вверх. К трубопроводу присоединяются сваркой. Управление производится с помощью электропривода. Имеется также ручной дублер для управления вручную с помощью маховика в аварийных условиях отсутствия электроэнергии.

Задвижки регулирующие шиберные ЧЗЭМ. Изготовляются с $D_y = 100 \div 300$ мм (рис. 5.11 и табл. 5.11). Имеют дросселирующий (регулирующий) орган, состоящий из седла и шибера с профилированным отверстием в седле или в шибере. Выходной патрубок корпуса защищен от эрозионного износа, вызываемого скоростным потоком среды, защитной рубашкой, вваренной в патрубок корпуса. Контактные поверхности шибера и седла наплавлены сплавом повышенной стойкости. Шпиндели и штоки задвижек изготовляются из легированной стали и подвергаются поверхностному упрочнению азотированием. Набивка сальника — из асбестографитовых колец марки АГ-50. Сальниковое уплотнение бесфланцевого соединения крышка—корпус — из асбестовой набивки марки АС с прослойкой между смежными кольцами из тигельного чешуйчатого графита.

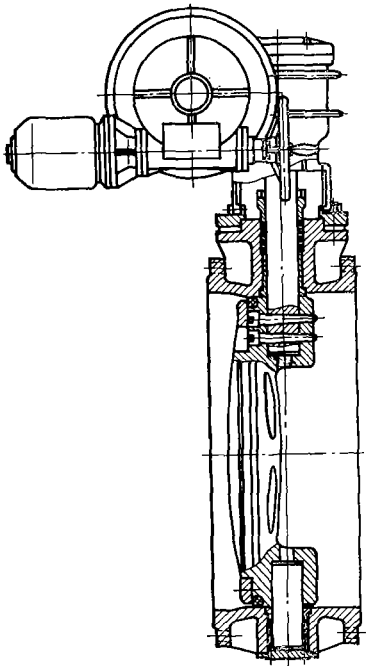


Рис. 5.12. Регулирующая заслонка с электроприводом

При управлении электроприводом концевые выключатели на открытие и закрытие должны отключать электропривод в моменты, когда подвижная система (шпиндель — шток — шибер) не дошла до упора на 2—4 мм.

5.7. Заслонки регулирующие

Регулирующая заслонка управляется электро-, гидро- или пневмоприводом. Конструктивных различий между регулирующей и запорной заслонками не имеется. Разница заключается лишь в их назначении и схемах включения в систему управления. Наиболее часто регулирующие заслонки применяются с электроприводом (рис. 5.12), но может использоваться и мембранный пневмопривод. В последнем случае исполнительный механизм с поступательным движением выходного штока с помощью кривошипно-шатунного механизма поворачивает вал поворотного диска затвора. Для управления крупногабаритными регулирующими заслонками большого диаметра, применяемыми, например, для водоводов, используются поршневые гидроприводы. Управление такими конструкциями требует применения больших крутящих моментов и соответственно приводов с большими действующими усилиями.

5.8. Шаровые регулирующие краны

Шаровые регулирующие краны могут снабжаться или лопастным пневмо- или гидропрнводом или электроприводом. Для двухпозиционного регулирования «открыто-закрыто» более пригоден пневмопривод в связи с быстродействием. Для непрерывного регулирования может применяться гидро- нли электропривод. Цикл срабатывания «открыто-закрыто» в шаровом регулирующем клапане совершается за $^1/_4$ оборота пробки, так же как и в запорных шаровых кранах, поэтому для целей регулирования могут быть использованы запорные шаровые краны с приводом, включенные в соответствующую схему. Пропускная характеристика шарового регулирующего крана с круглым проходным отверстием в пробке приближается к равнопроцентной. Пропускную характеристику можно несколько корректировать применением шаровой пробки с профнлированным отверстием, к чему, однако, прибегают редко. Шаровые регулирующие краны, так же как и шаровые запорные краны, могут иметь проходной или угловой корпус. Шаровые регулирующие краны широко используются для таких сред, как природный газ при давлении до 8—12 МПа. Возрастает применение шаровых регулирующих кранов для различных сред и параметров, в том числе для коррозионных и вязких сред. Важным свойством этих конструкций являются полнопроходность, незначительное гидравлическое сопротивление в открытом положении, возможность создания конструкций с наружным подогревом, малые габариты, возможность применения коррозионностойких материалов, удовлетворительная герметичность в закрытом положении.

5.9. Мембранные регулирующие клапаны

Принцип действия мембранных регулирующих клапанов состоит в изменении открытого сечения между седлом корпуса и мембраной путем изменения положения грибка, на который мембрана опирается. Клапаны применяются для коррозионных сред при рабочем давлении до 0,6 МПа и с рабочей температурой до 110 °С.

Корпусные детали мембранных клапанов изготовляются из серого чугуна, изнутри наносится коррозионностойкое покрытие. Расход рабочей среды регулируется перекрытием прохода в седле гибкой мембраной, изготовляемой из полиэтилена, фторопласта или резины. Мембрана является наименее долговечным элементом этих клапанов.

Химическая стойкость материалов защитных покрытий мембранных клапанов приведена в табл. 5.12.

Клапаны регулирующие мембранные с защитным покрытием с пневматическим мембранным исполнительным механизмом фланцевые чугунные на p_y= = 0,6 МПа; p_y = 0,4 МПа и p_p = 0,3 МПа (рис. 5.13 и табл. 5.13). Вид действия НО, при подаче командного давления воздуха клапан закрывается. Условные обозначения: 25ч5п1 (НО), 25ч5п2 (НО), РХ 65231, РХ 65231-03. Предназначаются для жидких и газообразных коррозионных сред при температуре до 60 или 110 °С в зависимости от материала защитного покрытия. Клапаны устанавливаются на горизонтальном трубопроводе вертнкально, МИМом вверх. Рабочая среда подается под мембрану с любой стороны прохода. Управляются клапаны дистанционно при помощи сжатого воздуха. Полный ход штока происходит при изменении командного давления воздуха от 0,02 до 0,1 МПа (подается в позиционер). Управляющее давление воздуха 0,25 или 0,4 МПа. Корпусные детали изготовляются из чугуна (корпус изнутри покрывается коррозионностойким материалом), шток — из стали 20Х13. Материалы защитных покрытий корпуса и материалы мембраны приведены в табл. 5.14. Условное и пробное давления следующие:

D_y, мм	20; 25; 32	40; 50	80; 100
p_y, МПа	0,6	0,4	p_p = 0,3
$p_{пр}$, МПа	0,9	0,6	0,45

При рабочей температуре допускаются рабочне давления, равные условным.

5.12. Рекомендуемые материалы защитного покрытия и мембран регулирующих клапанов в зависимости от температуры и свойств рабочей среды

Рекомендуемый материал покрытия и мембраны	Предельная температура, °С	Агрессивная среда	Концентрация, %
Полиэтилен	60	Кислоты:	
		азотная	50
		плавиковая	Любая
		соляная	»
		серная	50
		уксусная	10
		Растворы щелочей	Любая
		Спирты	»
		Растворы солей минеральных кислот	»
Фторопласт-4	110	Любая агрессивная среда за исключением щелочных металлов, элементарного фтора и окиси фтора	Любая
Фторопласт-42ЛД		Кислоты:	
		азотная	98
		серная	98
		плавиковая	Любая
		соляная	»
		кремнефтористоводородная	»
		уксусная	»
		фосфорная	»
		царская водка	»
		перекись водорода	»
		Растворы молей минеральных кислот	»
		Бром, хлор, хлористый водород и кислород	»
		Спирт и глицерин	»
		Нефтепродукты (бензин, керосин и минеральное масло)	»

Клапаны регулирующие мембранные с защитным покрытием с пневматическим мембранным исполнительным механизмом фланцевые чугунные на p_y = = 0,6 МПа; p_y = 0,4 МПа и p_p = 0,3 МПа (рис. 5.14, табл. 5.13 и 5.14). Вид действия НЗ, при подаче командного давления воздуха открывается. Условные обозначения: 25ч7п1 (НЗ), 25ч7п2 (НЗ), РХ 65231-06, РХ 65231-09. Назначение, технические требования, характеристики, материалы деталей — см. описание клапанов с видом действия НО.

Клапаны регулирующие мембранные эмалированные с МИМом фланцевые чугунные на p_y = 0,6 МПа, p_y = 0,4 МПа и p_p=0,3 МПа (рис. 5.15 и табл. 5.15). Вид действия НО и НЗ. При подаче командного давления воздуха клапан закрывается (НО) или открывается (НЗ). Условные обозначения: 25ч35эм1-3 (НО) и 25ч35эм1-3 (НЗ). Предназначаются для агрессивных сред с рабочей темпера-

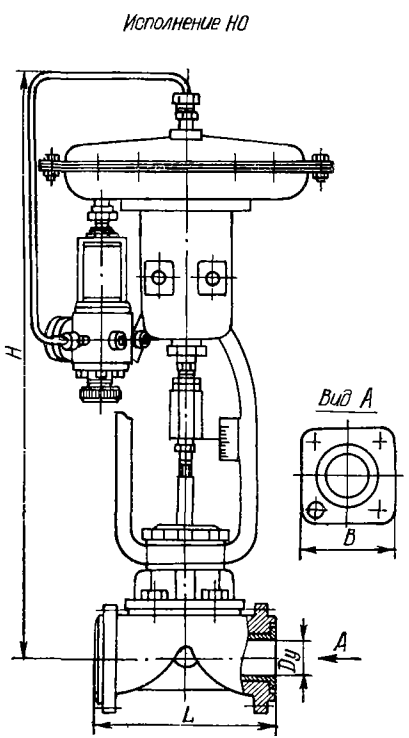


Рис. 5.13. Мембранный регулирующий клапан 25ч5п1 (НО)

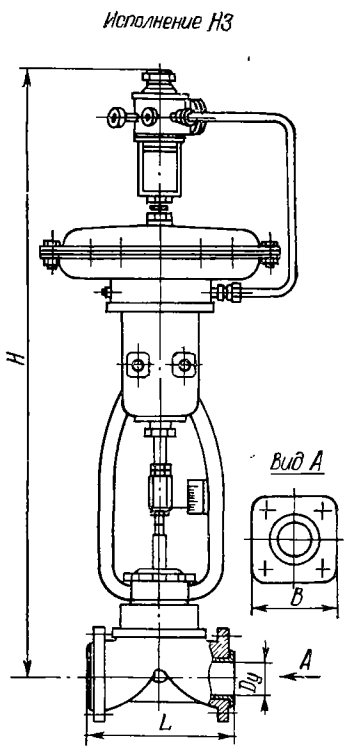


Рис. 5.14. Мембранный регулирующий клапан 25ч7п1 (НЗ)

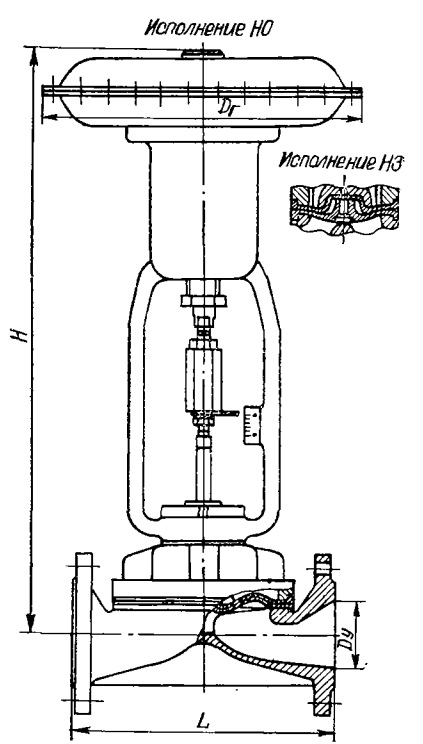


Рис. 5.15. Мембранный регулирующий клапан 25ч35эм1

5.13. Габаритные, присоединительные размеры и масса регулирующих клапанов 25ч5п1 (НО), 25ч5п2 (НО), РХ 65231, РХ 65231-03, 25ч7п1 (НЗ), 25ч7п2 (НЗ), РХ 65231-06, РХ 65231-09

$D_у$, мм	L	H		B	$K_{Vу}$, м³/ч	Масса *, кг			
		НО	НЗ			Исполнение 1		Исполнение 2	
	мм					НО	НЗ	НО	НЗ
10	90	430	515	60	1,3	7,8	9,2	7,9	9,3
15	110	455	540	75	3,2	8,7	10,1	8,8	10,2
20	130	572	705	80	5	16,3	17,8	17,1	17,6
25	150	586	716	90	8	17,2	18,7	18,3	19,8
32	170	695	825	105	13	26,9	28,8	29	30,8
40	190	705	835	110	20	29,3	31,1	32,7	34,5
50	200	800	855	125	32	46,5	48,4	49,7	52,2
80	240	850	900	140	80	56,9	58,9	57,5	59,5
100	300	1040	1095	155	130	94,3	96,3	95,1	97,1

* С позиционером.

5.14. Материалы защитных покрытий и мембран мембранных регулирующих клапанов

Обозначение	$D_у$, мм	Материал		$t_р$, °С
		покрытия	мембраны	
РХ 65231; РХ 65231-06	10; 15; 20; 25; 32; 40 и 50	Полиэтилен		До 60
РХ 65231-03; РХ 65231-09		Фторопласт-42ЛД	Фторопласт-4	До 110
25ч5п1 (НО); 25ч7п1 (НЗ)	80 и 100	Полиэтилен		До 60
25ч5п2 (НО); 25ч7п2 (НЗ)		Фторопласт-42ЛД	Фторопласт-4	До 110

5.15. Габаритные размеры и масса регулирующих клапанов 25ч35эм1-3 (НО) и 25ч35эм1-3 (НЗ)

$D_у$, мм	L	$D_г$	H, мм		Масса, кг	
			НО	НЗ	НО	НЗ
10	120	200	280	310	11	9
15	130	200	280	310	11,5	9,5
20	150	250	445	670	17,5	19,3
25	160	250	450	575	18,5	20,5
32	180	250	460	663	29,5	31,5
40	200	310	567	587	31	33
50	230	380	600	630	47,5	51,5
65	290	380	600	630	49,5	53,5
80	310	380	715	740	65	67
100	350	470	856	886	100	105

турой от —15 до +120 °С (исполнения 1 и 2) и от —15 до +90 °С (исполнение 3). Клапаны устанавливаются на горизонтальном трубопроводе вертикально, МИМом вверх. Рабочая среда подается под мембрану с любой стороны прохода. Управление клапанами дистанционное при помощи сжатого воздуха. На МИМе установлено позиционное реле (позиционер). Полный ход штока происходит при изменении командного давления воздуха от 0,02 до 0,1 МПа (подается в позиционер). Управляющее давление воздуха 0,25 МПа. Корпусные детали изготовляются из чугуна, внутренняя поверхность корпуса и уплотнительная поверхность присоединительных фланцев покрыты кислотостойкой эмалью. Условные, пробные и рабочие давления следующие:

$D_у$, мм	10; 15	20; 25; 32	40; 50	65; 80; 100
$p_у$, МПа	1,0	0,6	0,4	—
$p_{пр}$, МПа	1,5	0,9	0,6	0,45
$p_р$, МПа	1,0	0,6	0,4	0,3

При рабочей температуре $t_р$ допускаются рабочие давления до $p_р$.

5.10. Шланговые регулирующие клапаны

В шланговых регулирующих клапанах изменение открытого сечения осуществляется путем пережима резинового шланга, через который проходит рабочая среда. Применяются они для коррозионных сред при давлении и температуре,

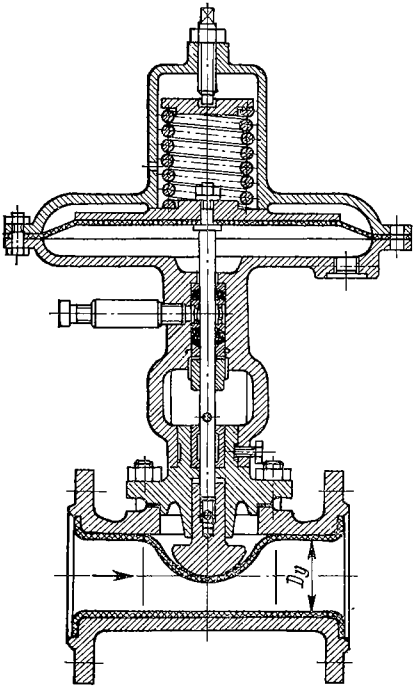


Рис. 5.16. Шланговый регулирующий клапан с пневмоприводом

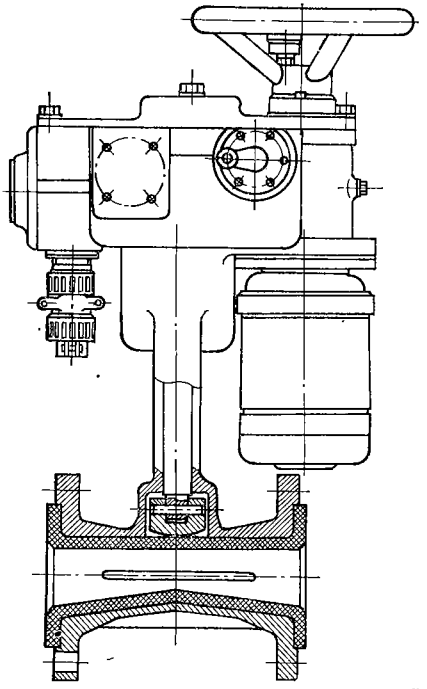


Рис. 5.17. Шланговый регулирующий клапан с электроприводом

допустимых для резинового шланга: $p_р \leqslant 0{,}6$ МПа и $t_р \leqslant 110$ °С. Управление клапанами может осуществляться при помощи сжатого воздуха (МИМ) или электропривода. Корпусные детали клапанов изготовляются из алюминиевых сплавов или из чугуна. Клапаны применяются с условным диаметром прохода $D_у = 50 \div 200$ мм (рис. 5.16 и 5.17).

Глава 6

СМЕСИТЕЛЬНЫЕ КЛАПАНЫ

6.1. Устройство и назначение

Смесительная арматура используется в тех случаях, когда необходимо в соответствующих пропорциях смешивать различные среды, различающиеся химическим составом или температурой, например холодную и горячую воду. При этом могут предъявляться требования выдержать постоянным определенный параметр, например температуру смеси или химический состав, или изменять его по заданному закону. Таким образом, смесительную арматуру можно рассматривать как отдельный вид регулирующей арматуры, имеющий свои конструктивные и функциональные особенности. Отличие смесительных клапанов от регулирующих

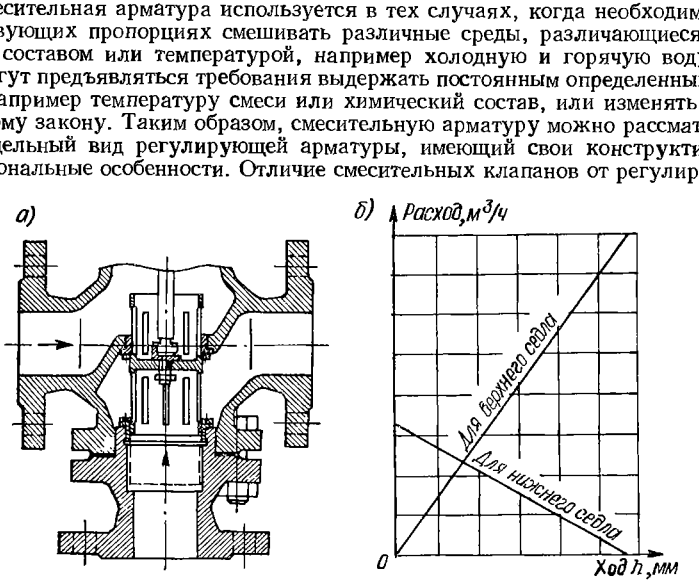


Рис. 6.1. Смесительный клапан с полым плунжером: *а* — рабочий орган; *б* — график изменения расхода при опускании плунжера с неравновеликими верхними и нижними окнами

заключается в том, что командный сигнал, задающий положение плунжера, в смесительных клапанах определяет одновременно расход двух сред, в то время как в регулирующих клапанах положение плунжера определяет расход одной среды. Так же, как и регулирующие, смесительные клапаны могут управляться при помощи пневматической или электрической связи.

Смесительный клапан имеет корпус с тремя присоединительными патрубками. В два патрубка — боковой и нижний — поступают смешиваемые среды, а второй боковой патрубок служит для отвода полученной смеси. Смесительные клапаны выполняются с двухседельным корпусом сборной или цельнолитой конструкции и полым плунжером (рис. 6.1, *а*), но применяются и конструкции с профилированным сегментным плунжером. В корпусах смесительных клапанов регулирование происходит одновременно в двух седлах — верхнем и нижнем. Подача смешиваемых компонентов происходит через верхнее и нижнее седла в расположенную между ними смесительную полость корпуса, откуда полученная смесь через боковой выходной патрубок поступает по назначению.

Конструкция со сборным корпусом, показанная на рис. 6.1, *а*, является достаточно технологичной как для механической обработки, так и для сборки. Двухседельный корпус здесь образуется путем соединения односедельного корпуса с нижним патрубком, имеющим седло для плунжера и присоединительный фланец. Плунжер в виде полого цилиндра с перемычкой для присоединения к штоку имеет продольные окна, форма и размеры которых определяют гидравлическую характеристику регулятора. Изготовление окон требуемой формы в таком

плунжере не представляет большой технологической сложности. При перемещении плунжера вниз сечения отверстий, через которые проходит среда из левого патрубка (верхнее седло) в смесительную полость корпуса, увеличиваются, а сечения, через которые проходит среда из нижнего патрубка, уменьшаются. В связи с этим график поступления смешиваемых сред в смесительную полость корпуса (при постоянном перепаде давления на плунжере) имеет вид, показанный на рис. 6.1, *б*. Как показали соответствующие испытания, взаимное влияние потоков, проходящих через верхнее и нижнее седла, незначительно. На пропускную способность клапана при прохождении среды через верхнее седло не влияет поток из нижнего седла, поэтому расход среды через клапаны рассчитывается как сумма расходов через верхнее и нижнее седла. Эта сумма, естественно, не должна превышать максимальный расход среды, создаваемый при полном открытии клапана.

Если площади окон полого плунжера для верхнего и нижнего седел равны, то общая пропускная способность клапана остается постоянной на всем протяжении хода, в противном случае пропускная способность клапана изменяется с ходом плунжера.

Выбор размера смесительного клапана (условного диаметра прохода) следует производить по наибольшему требуемому расходу смеси с учетом наименьшего допустимого перепада давления на клапане, а соотношение компонентов, составляющих смесь, обеспечивается соответствующим профилированием плунжера.

Двухседельные клапаны, в том числе и смесительные, имеют пониженную герметичность рабочего органа при закрытом клапане, так как прижатие плунжера одновременно к двум седлам труднодостижимо. Поэтому в случае необходимости обеспечить надежное перекрытие трубопровода без протечки среды помимо смесительного клапана в системе необходимо предусмотреть запорную арматуру.

Для коррозионных, токсичных и ядовитых сред применяются сильфонные смесительные клапаны, в которых герметизация зазора в подвижном соединении штока плунжера и крышки обеспечивается сильфонным устройством.

Ниже приводятся габаритные размеры и масса некоторых смесительных клапанов из числа наиболее часто применяемых конструкций.

6.2. Смесительные клапаны с МИМом и ЭИМом

Клапаны смесительные с МИМом фланцевые чугунные на рабочее давление $p_р = 0{,}6$ МПа (рис. 6.2). Условное обозначение 25ч5нж. Изготовляются с условными диаметрами прохода $D_у = 50$; $D_у = 80$ и $D_у = 100$ мм. Габаритные размеры и масса клапанов приведены в табл. 6.1.

Предназначаются для трубопроводов, транспортирующих воду и другие неагрессивные жидкие среды при температуре до 150 °С. К трубопроводу присоединяются при помощи фланцев на $p_у = 1{,}6$ МПа по ГОСТ 1235—67. Клапаны устанавливаются на трубопроводе в любом рабочем положении. Служат для смешения двух жидких сред при линейной характеристике смешения. Клапаны имеют плунжеры с неравновеликими окнами при соотношении площадей окон $\delta_р = 0{,}174$. По особому заказу могут быть изготовлены с плунжером, имеющим равновеликие окна ($\delta_р = 1$) или неравновеликие ($\delta_р \neq 0{,}174$). В процессе эксплуатации на клапане допускается перепад давлений до 0,1 МПа. Нормальная эксплуатация клапана обеспечивается при температуре окружающего воздуха от —15 до +50 °С. Управление клапанами дистанционное, с помощью сжатого воздуха. Полный ход плунжера происходит при изменении командного давления воздуха от 0,015 до 0,105 МПа. Имеется указатель положения плунжера. Плунжер изготовляется из стали 12Х17, а седла — из стали 20Х13. Корпус и крышка изготовляются из чугуна, прокладка — из паронита, в качестве набивки сальника используется пропитанный асбест. Клапаны испытываются на прочность при пробном давлении $p_{пр} = 0{,}9$ МПа. Допускается рабочее давление $p_р = 0{,}6$ МПа при рабочей температуре среды $t_р = 150$ °С.

Работа клапана протекает следующим образом. При подаче командного сигнала (давление на мембране привода) усилие, создаваемое на мембране давлением воздуха, преодолевает сопротивление пружины привода и устанавливает плунжер в требуемое положение, зависящее от величины давления воздуха на мем-

бране. Этим положением плунжера определяется расход среды через клапан и соотношение составных компонентов в смеси.

Клапаны смесительные сильфонные с МИМом фланцевые стальные на p_y = = 1,6 МПа (рис. 6.3). Условное обозначение 27с1нж. Выпускаются с условными диаметрами прохода D_y = 15÷80 мм. Габаритные размеры и масса клапанов при-

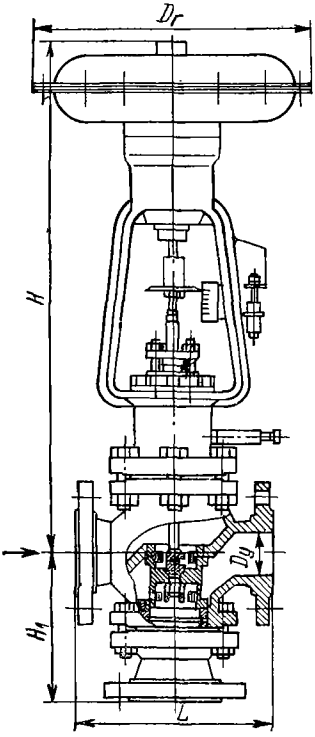


Рис. 6.2. Смесительный клапан 27ч5нж с пневматическим мембранным исполнительным механизмом

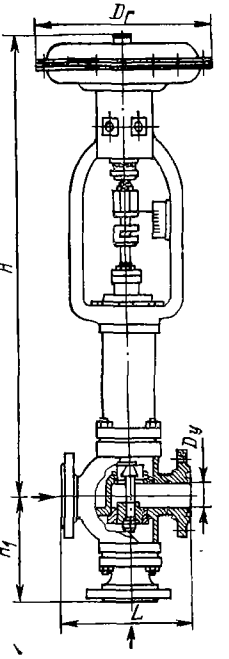


Рис. 6.3. Сильфонный смесительный клапан 27с1нж с пневматическим мембранным исполнительным механизмом

6.1. Габаритные размеры и масса смесительных клапанов 27ч5нж

D_y, мм	L	H	H_1	$D_г$	K_{Vy}, м³/ч			Масса *, кг
	мм				Номер плунжера			
					1	2	3	
50	230	575	170	310	35	23	12	47,1
80	310	615	196	380	80	53	27	69,3
100	350	625	216	380	140	93	47	91,7

* С МИМом, без дублера и позиционера.

ведены в табл. 6.2. Предназначаются для трубопроводов, транспортнрующих воду и другие неагрессивные жидкости при температуре до 350 °С. К трубопроводу присоединяются при помощи фланцев, размеры которых установлены ГОСТ 12823—67. Клапаны устанавливаются на трубопроводе в любом рабочем положении. Служат для смешения двух сред при линейной характеристике смешения. В процессе эксплуатации на клапане допускается перепад давления до 0,1 МПа. Нормальная эксплуатация клапана обеспечивается при температуре окружающего воздуха от —20 до +50 °С. Управление клапанами дистанционное, с помощью сжатого воздуха. Полный ход плунжера происходит при изменении командного давления воздуха на мембране МИМа от 0,015 до 0,105 МПа. Имеется указатель положения плунжера. Плунжер и седла изготовляются из стали 20Х13,

6.2. Габаритные размеры и масса смесительных клапанов 27с1нж

$D_у$, мм	L	H	H_1	$D_г$	$K_{Vу}$, м³/ч	Масса *, кг
	мм					
15	130	595	130	310	4	32
20	150	605	140	310	6,3	35
25	160	620	150	310	10	37,2
32	180	635	154	310	16	40
40	200	670	180	310	25	48
50	230	725	210	310	40	55
65	290	870	225	380	63	78
80	310	890	245	380	100	90

* С МИМом, без дублера и позиционера.

6.3. Габаритные размеры и масса смесительных клапаиов 27ч905нж

$D_у$, мм	L	H	H_1	$K_{Vу}$, м³/ч			Масса *, кг
	мм			Номер плунжера			
				1	2	3	
50	230	515	170	35	23	12	46
80	310	580	196	80	53	27	68,3
100	350	592	215	140	93	47	91,6

* С ЭИМом.

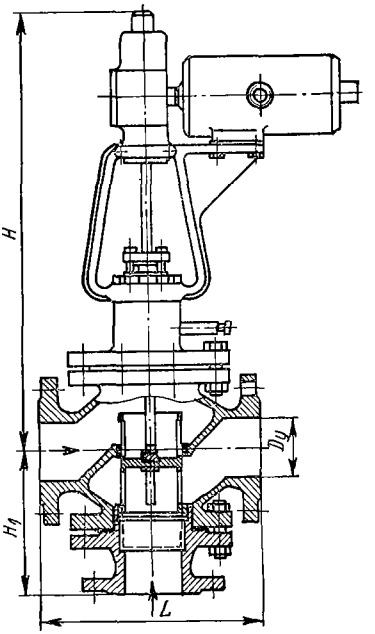


Рис. 6.4. Смесительный клапан 27ч905нж с электрическим исполнительным механизмом

корпус и крышка — из углеродистой стали, прокладка — из паронита, в качестве набивки сальника, дублирующего сильфон, используется пропитанный асбест. Клапаны испытываются на прочность при пробном давлении $p_{пр}$ = = 2,4 МПа. При рабочей температуре среды $t_р$ = 350 °С допускается рабочее давление $p_р$ = 1,1 МПа.

Клапаны смесительные трехходовые с электромоторным исполнительным механизмом (ЭИМ) фланцевые чугунные на рабочее давление $p_у$ = 0,6 МПа (рис. 6.4 и табл. 6.3). Условное обозначение 27ч905нж. Предназначаются для трубопроводов, транспортирующих воду и другие неагрессивные жидкости при температуре до 150 °С. К трубопроводу присоединяются при помощи фланцев на $p_у$ = 1,6 МПа по ГОСТ 1235—67. Клапаны устанавливаются на горизонталь-

ном трубопроводе вертикально, приводом вверх. Служат для смешения двух жидких сред при линейной характеристике смешения. Имеются плунжеры с неравновеликими окнами ($\delta_р = 0{,}174$). По особому заказу могут быть изготовлены с плунжером, имеющим равновеликие окна ($\delta_р = 1$) или неравновеликие окна ($\delta_р \neq 0{,}174$). В процессе эксплуатации на клапане допускается перепад давлений до 0,1 МПа.

Нормальная эксплуатация клапана обеспечивается при температуре окружающего воздуха до 50 °С и влажности не более 85 %. Управление клапанами дистанционное, с помощью электромоторного исполнительного механизма ПР-1М мощностью 50 Вт, работающего от сети напряжением 220 В и передающего движение на плунжер через реечную передачу. Плунжер изготовляется из стали 12Х17, седла — из стали 20Х13, корпус и крышка — из чугуна, прокладка — из паронита, в качестве набивки сальника используется пропитанный асбест. Клапаны испытываются на прочность при пробном давлении $p_{пр} = 0{,}9$ МПа. Допускается рабочее давление $p_р = 0{,}6$ МПа при рабочей температуре среды $t_р = 150$ °С.

Глава 7

РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЕ КЛАПАНЫ С ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫМ ПРИВОДОМ

7.1. Назначение, основные типы, область применения

Распределительные клапаны с электромагнитным приводом, или распределители, предназначаются для дистанционного управления пневматическими и гидравлическими приводами трубопроводной арматуры и другими механизмами, а также используются в качестве исполнительного устройства с дистанционным управлением, в системах отбора проб воздуха из нескольких камер и т. п.

Наиболее распространенные типовые конструкции электромагнитных распределителей могут быть классифицированы по следующим основным признакам.

1. В зависимости от числа патрубков, по которым может направляться рабочая среда: на трехходовые, четырехходовые и многоходовые (пять или более). Отвод рабочей среды (отработанной) из цилиндра пневмо- или гидропривода может производиться в атмосферу или в коллектор (централизованно).

2. По способу фиксации давления рабочей среды, подаваемой в цилиндр пневмо- или гидропривода: фиксацией электромагнитным приводом; фиксацией золотника механической защелкой (например, шариковой) и давлением рабочей среды; фиксацией встроенным обратным клапаном.

3. По количеству электромагнитных приводов: с одним электромагнитным приводом и двумя электромагнитными приводами.

4. По типу электромагнитного привода: с тянущим, толкающим и тянущим и толкающим (реверсивным) электромагнитом.

5. По режиму работы электромагнитного привода: с длительным нахождением обмотки электромагнита под напряжением и кратковременным нахождением обмотки электромагнита под напряжением.

Трехходовые распределительные клапаны обычно имеют один патрубок для подачи рабочей среды в полость пневмо- или гидропривода и патрубок или отверстие для отвода отработанной рабочей среды во время обратного хода поршня управляемого привода. Такие распределители применяются, как правило, для управления пневмо- или гидроприводами одностороннего действия. Для управления приводами двустороннего действия применяются четырехходовые распределители. Они имеют один патрубок для приема рабочей среды под давлением, два патрубка для подачи давления в управляемый привод и патрубок или отверстие (одно или несколько) для отвода отработанной среды из полостей привода. Многоходовые распределительные клапаны (пяти-и шестиходовые) предназначены

для выполнения сложных функций при управлении пневмо- или гидроприводами и другими механизмами.

Распределительные клапаны с электромагнитным приводом, предназначенные для работы в системах отбора проб воздуха, имеют один выходной патрубок, который может соединяться с одним из нескольких входных патрубков.

Различают распределительные клапаны с электромагнитным приводом непосредственного действия и распределительные клапаны, работающие с использованием энергии рабочей среды (с усилителем). В конструкциях распределительных клапанов первого типа золотник жестко связан с сердечником электромагнитного привода и перемещается за счет силы, создаваемой последним. В распределительных клапанах с электромагнитным приводом второго типа запорный орган (один или несколько) выполнен со свободно плавающим золотником, и для перемещения последнего дополнительно используется энергия рабочей среды, потоком которой управляет распределитель.

7.2. Распределительные клапаны непосредственного действия

Распределительные клапаны непосредственного действия подразделяются на клапаны с неразгруженным и с разгруженным золотником. Методы разгрузки золотника от одностороннего давления рабочей среды принципиально аналогичны методам, применяемым в запорных электромагнитных клапанах. Широко применяется уравновешивание золотника путем выполнения его из двух частей, перекрывающих одновременно два седла с проходными каналами одинакового диаметра.

Клапан распределительный четырехходовой с $D_y = 6$ мм (рис. 7.1). Условное обозначение СЗ 055043. Клапаны предназначаются для воздуха с давлением 1 МПа, не содержащего влаги, кислот и механических примесей.

Распределительный клапан состоит из приводного электромагнита и исполнительного устройства. Электромагнитный привод состоит из электромагнита *1* толкающего типа серии МТ-5201, защитной крышки (кожуха) *23*, фланца *20*, регулировочной распорной втулки *21*, крепежных винтов *22*, толкателя *3*, ручного (аварийного) привода *2*, амортизирующего упора *5*, гайки *4*.

Исполнительное устройство состоит из корпуса клапана *13*, золотника *17*, выполненного в виде штока с четырьмя уплотнительными поверхностями, двух втулок *19* с седлами, пружины *15*, гайки *14*. На золотнике *17* две уплотнительные поверхности выполнены на съемных деталях *16*. Конструкция распределителя предусматривает возможность централизованного отвода отработанной рабочей среды, для чего предназначены штуцеры *В* и *Д* с резьбой.

При обесточенной обмотке приводного электромагнита *1* золотник *17* под действием пружины *15* находится в верхнем положении. При этом уплотнительные поверхности *18* и *12* перекрывают проходные каналы в седлах *8* и *11*. Рабочая среда подается в штуцер *Г*. Вследствие равенства диаметров уплотнительных поверхностей указанных седел золотник находится в уравновешенном относительно давления рабочей среды состоянии. Поток рабочей среды из штуцера *Г* через каналы в корпусе поступает в штуцер *Д*. Штуцер *Б* через соответствующие каналы в корпусе оказывается соединенным со сливным штуцером *В*. При подаче напряжения на обмотку приводного электромагнита *1* его сердечник с помощью штока *3* перемещает золотник вниз, при этом уплотнительные поверхности *18* и *12* отходят от уплотнительных поверхностей седел *8* и *11*, открывая проход потоку рабочей среды через отверстия в седлах. Одновременно уплотнительные поверхности *6* и *9* перекрывают проход потоку рабочей среды через отверстия в седлах *7* и *10*. Вследствие равенства диаметров уплотнительных поверхностей седел *7* и *10* золотник *17* и в этом положении оказывается разгруженным от одностороннего давления рабочей среды. Поток рабочей среды из напорного штуцера *Г* через проходной канал в седле *8* начинает поступать в штуцер *Б*, а штуцер *А* оказывается сообщенным со сливным штуцером *Д*. После снятия напряжения с обмотки приводного электромагнита золотник *17* возвращается в исходное положение под действием усилия возвратной пружины *15*. Таким образом, в подобных конструкциях клапанов приводной электромагнит для обеспечения работы клапана должен развивать тяговое усилие, величина которого определяется в основном противо-

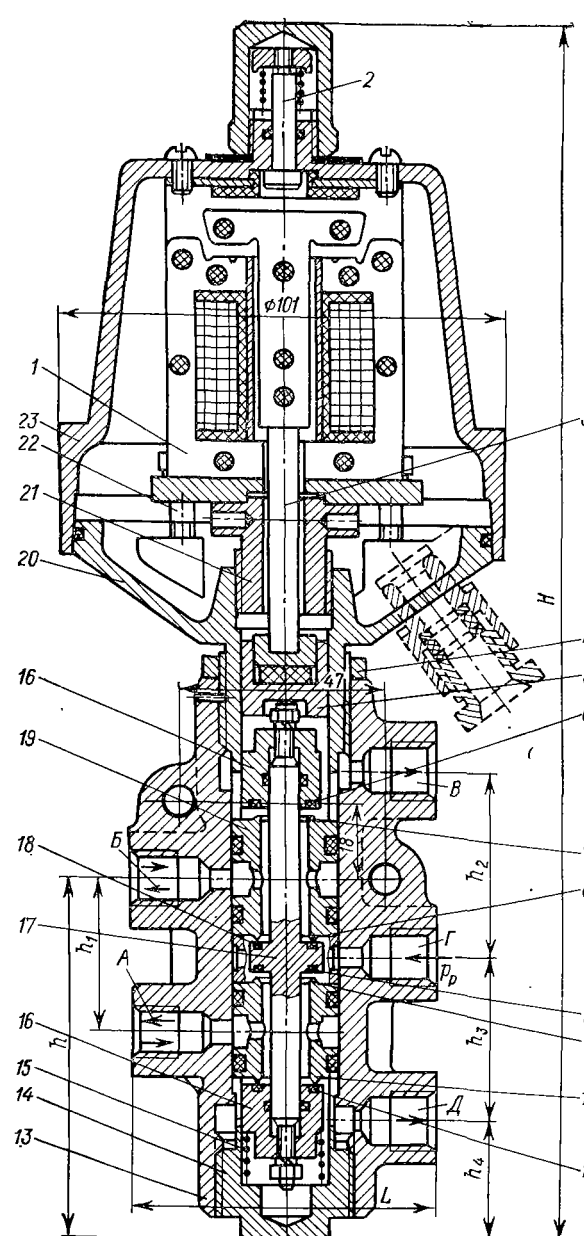


Рис. 7.1. Четырехходовой электромагнитный распределительный клапан СЗ 055043

действующим усилием возвратной пружины *15* и усилием, необходимым для обеспечения герметичного уплотнения запорного органа. Корпус клапана выполнен из чугуна, уплотнения — из резины. Клапаны могут применяться и как трехходовые, при этом штуцер *А* или *Б* заглушается. Аналогичную конструкцию распределительного устройства имеют четырехходовые распределительные клапаны СЗ 055037 с электромагнитным приводом тока.

Основные технические характеристики и габаритные размеры распределительных клапанов непосредственного действия приведены в табл. 7.1 и 7.2.

7.1. Основные технические характеристики распределительных клапанов непосредственного действия с электромагнитным приводом

Обозначение	$D_у$, мм	Количество ходов	Рабочая среда	$p_р$, МПа	$t_р$, °С	Электромагнитный привод		
						Обозначение	Напряжение, В	Род тока
СЗ 055037	6	4	Воздух	1,0	От 5 до 45	СЗ 055037-00	110; 220	Постоянный
СЗ 055043						МТ-5201	36; 42; 127; 220; 380	Переменный
СЗ 055025	6	3	Воздух	0,6	От 5 до 35	МИС-1100	127; 220; 380	То же
Б 055061	32			От 0,074 до 0,03	60	055.061-00	110; 220	Постоянный
КЭТ-16	8	3	Масло Воздух	1,6 0,85	От 5 до 50	МИС	127; 220	Переменный
КЭК-16	8	4	То же	1,6				

7.2. Габаритные размеры и масса распределительных клапанов непосредственного действия с электромагнитным приводом

Обозначение	L	H	h	h_1	h_2	h_3	h_4	Масса, кг
СЗ 055037	70	228	87	36	41	39	33	2,8
СЗ 055043	70	284	84	36	41	39	30	3,0
СЗ 055025	66	220	61	—	32	—	29	2,7
Б 055061	252	400	344	254	—	—	—	26,3
КЭТ-16	103	275	—	—	—	—	—	5,8
КЭК-16	103	275	—	—	—	—	—	5,8

Клапан распределительный трехходовой с электромагнитным приводом (рис. 7.2). Клапан непосредственного действия с неразгруженным золотником. Отличительной особенностью конструкции является исполнение электромагнитного привода и запорного устройства.

Запорное устройство распределительного клапана состоит из корпуса *7* с тремя штуцерами *А*, *Б* и *В*, золотника *6*, установленного на хвостовике сердечника *3*. Электромагнитный привод с внешним притягивающимся сердечником,

совершающим поворотное перемещение, состоит из замыкающего магнитопровода *1*, катушки *2*, сердечника *3*, закрепленного на оси *4*, возвратной пружины *11* ручного привода *10*. Сердечник *3* размещен в замкнутой полости, заполненной нейтральной жидкостью *8* и герметизированной от рабочей среды мембраной *5*. Катушка *2* вместе с магнитопроводом *1* залита синтетической смолой *9* в единый блок.

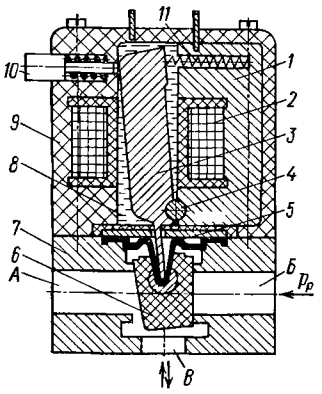


Рис. 7.2. Трехходовой распределительный клапан

При обесточенной обмотке катушки *2* рабочая среда из штуцера *А* поступает в штуцер *В*. При подаче напряжения на обмотку катушки *2* сердечник *3*, притягиваясь к магнитопроводу *1*, поворачивается вокруг оси *4* и перемещает золотник *6* таким образом, что он перекрывает проход среды из штуцера *А* в штуцер *В*. При этом напорный штуцер *Б* соединяется со штуцером *В*, и рабочая среда поступает в полость цилиндра, соединенного со штуцером *В*. После снятия напряжения с обмотки катушки *2* сердечник *3* с золотником *6* под действием усилия возвратной пружины *11* занимают исходное положение. Штуцер *В* соединяется со штуцером *А*, и среда из полости цилиндра обслуживаемого привода отводится через сливной штуцер *А*. Конструкция распределительного клапана отличается простотой и компактностью. Однако из-за ограниченной величины усилия, развиваемого электромагнитным приводом, распределители такой конструкции могут проектироваться лишь небольших условных проходов и на малые давления рабочей среды.

7.3. Распределительные клапаны, работающие с использованием энергии рабочей среды

К этому типу относится большая группа распределительных клапанов, предназначенных для управления пневмо- или гидроприводом одно- или двустороннего действия. В большинстве случаев они выполняются двухступенчатыми. Первая ступень представляет собой управляющий (импульсный) трехходовой электромагнитный клапан непосредственного действия с неуравновешенным золотником. Вторая ступень — исполнительное устройство, состоящее из корпуса с седлом проходного канала, золотника, кинематически связанного с силовым элементом в виде мембраны или поршня, и встроенного привода. Распределительный клапан может содержать один, два и более управляющих импульсных электромагнитных клапанов, золотников, мембран, поршней.

Клапан распределительный трехходовой. На рис. 7.3 изображена его принципиальная схема. Конструкция клапана обеспечивает фиксацию давления рабочей среды, подаваемой в цилиндр пневмопривода с помощью встроенного обратного клапана. Сброс рабочей среды из пневмопривода производится непосредственно в атмосферу.

Клапан состоит из распределительного устройства и двух управляющих электромагнитных клапанов УМК1 и УМК2, причем клапан УМК2 выполняет функции обратного клапана. Распределительное устройство (рис. 7.3, *а*) состоит из корпуса *6* с седлом *5* основного прохода, штуцера *А* подачи рабочей среды, штуцера *Д* подачи среды в цилиндр пневмопривода, двух каналов *Б* и *В* (слива) рабочей среды из цилиндра пневмопривода непосредственно в окружающую атмосферу, основного золотника *4*, пружины *3*, поршня *2*, мембраны *1*. Управляющий клапан УМК1 состоит из золотника *8*, торцы которого снабжены уплотнительными шайбами, предназначенными для перекрытия прохода среды через отверстия в седлах *7* и *9*, толкателя *10*, полюса *11*, сердечника *12*, обмотки *13*,

ручного дублирующего привода *14*, пружины *15*. Управляющий клапан УМК2 состоит из золотника *17*, один торец которого взаимодействует в осевом направлении с пружиной *18*, а другой — снабжен уплотнительной шайбой, предназначенной для перекрытия проходного отверстия в седле *16*, а также электромагнитного привода толкающего типа, аналогичного по конструкции УМК1.

При подаче напряжения на обмотку электромагнита управляющего клапана УМК1 и обесточенной обмотке электромагнита клапана УМК2 (рис. 7.3, *а*) полость *Г*, отделенная от рабочей полости корпуса *6* мембраной *1*, через каналы в корпусе и седле *9* и сливной канал *Б* сообщается с окружающей атмосферой, вследствие чего основной золотник *4* под действием давления рабочей среды, подаваемой в штуцер *А*, отжат от седла *5*. Канал в седле *5* открыт и рабочая среда под давлением $p_р$ поступает в штуцер *Д* и далее по трубопроводу в цилиндр пневмопривода

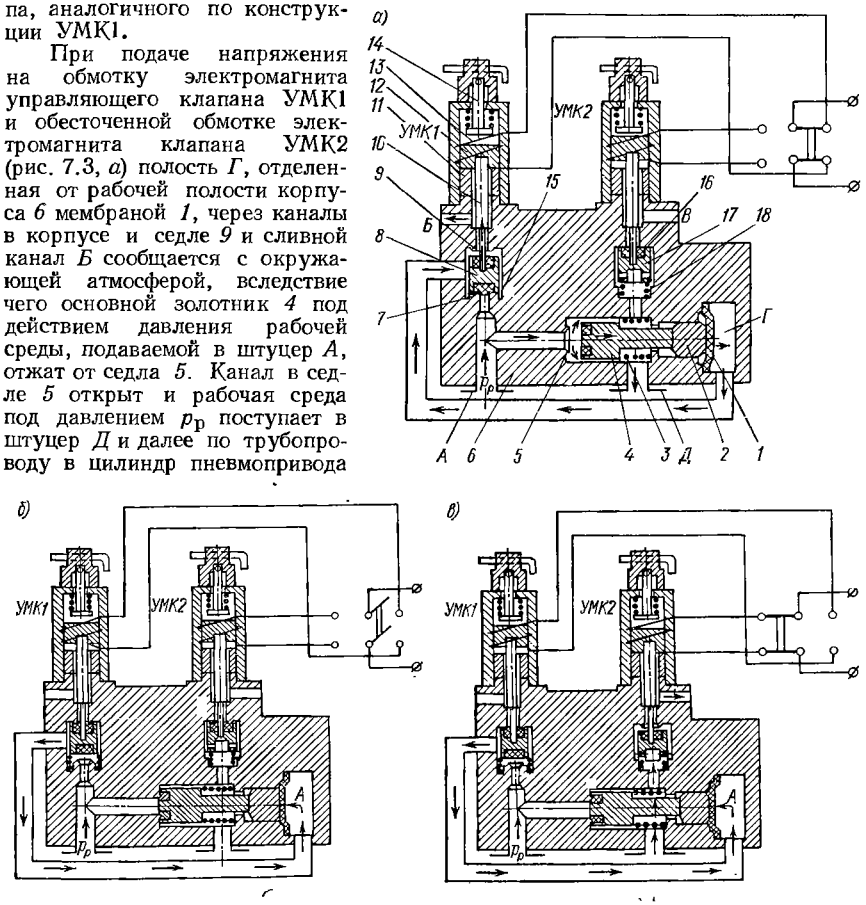


Рис. 7.3. Принципиальная схема трехходового электромагнитного распределительного клапана: *а* — УМК1 включен, УМК2 выключен; б — УМК1 и УМК2 включены; в — УМК1 выключен, УМК2 включен

(последний на схеме не указан). Золотник *17* управляющего клапана УМК2 под действием давления рабочей среды на его неразгруженную поверхность и усилия пружины *18* перекрывает отверстие в седле *16*.

При обесточенной обмотке электромагнита управляющего клапана УМК1 и подаче напряжения на обмотку электромагнита клапана УМК2 (рис. 7.3, *б*) золотник *8* под действием давления $p_р$ рабочей среды и усилия пружины *15* перекрывает отверстие в седле *9* и открывает отверстие в седле *7*. В результате полость *Г* разобщается с окружающей атмосферой, и в нее поступает рабочая среда под давлением $p_р$. Мембрана *1* прогибается, а поршень *2* перемещается влево до упора торца основного золотника *4* в седло *5*. При этом проходное отверстие

в седле *5* перекрывается, в результате чего подача рабочей среды под давлением $p_р$ из штуцера *А* в штуцер *Д*, а следовательно, и в цилиндр пневмопривода прекращается. Под действием электромагнитного поля, возникшего вследствие прохождения электрического тока через обмотку электромагнита клапана УМК2, сердечник *12* перемещается к полюсу *11* и с помощью толкателя *10* отводит золотник *17* от седла *16*, открывая в нем проходное отверстие. В результате штуцер *Д*, а следовательно, и цилиндр пневмопривода оказывается соединенным через сливной канал *В* с окружающей атмосферой, и давление в цилиндре пневмопривода сбрасывается.

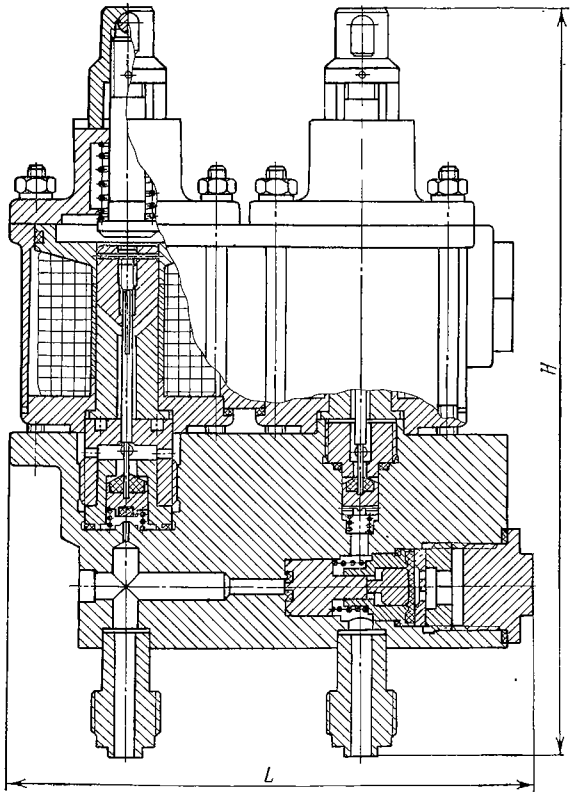


Рис. 7.4. Трехходовой распределительный электромагнитный клапан Б 055013

В случае аварийного прекращения подачи рабочей среды в штуцер *А* или прекращения подачи электроэнергии на обмотку электромагнитного привода золотник *17* под воздействием усилия пружины *18* перекрывает проходное отверстие в седле *16*. Сброс среды из полости пневмопривода в окружающую атмосферу прекращается. Основной золотник *4* под действием пружины *3* при такой аварийной ситуации займет положение, обеспечивающее перекрытие проходного отверстия в седле *5* (см. рис. 7.3, *б*).

Рассмотренная конструктивная схема работы распределительного клапана обеспечивает фиксацию положения поршня (мембраны) пневмопривода, занимаемого им на момент снятия напряжения с обмоток электромагнитов управляющих клапанов УМК1 и УМК2 или прекращения подачи рабочей среды в штуцер *А*. Управление работой этого распределителя может производиться посредством

кратковременной подачи напряжения на обмотку соответствующего управляющего клапана, причем исключается необходимость нахождения их под напряжением.

Клапан распределительный трехходовой Б 055013 с электромагнитным приводом (рис. 7.4). Работает в соответствии со схемой, приведенной на рис. 7.3.

Техническая характеристика электромагнитного распределительного клапана Б 055013:

Условный диаметр прохода, мм	3
Рабочая среда	Воздух
Давление рабочей среды, МПа	От 2,5 до 5,5
Температура рабочей среды, °С	До 65
Масса, кг	9,5
Обозначение электромагнитного привода	В 098005
Род тока	Постоянный
Напряжение, В	24; 110; 220

Клапан распределительный четырехходовой с двумя электромагнитами. На рис. 7.5 изображена его принципиальная схема. Конструкция клапана предусматривает два приводных электромагнита и централизованный отвод рабочей среды из полостей пневмо- привода.

Клапан состоит из двух управляющих электромагнитных клапанов (первая ступень) и исполнительного устройства (вторая ступень). Исполнительное устройство состоит (рис. 7.5, *а*) из корпуса *1* с тремя проходными каналами, соединенными соответственно со штуцерами *Г*, *В*, пружины *20*, шарика *22*, плоского золотника *2*, торцы которого соединены с помощью штоков *3* и *19* с поршнями *4* и *18*, крышки *5* с каналами *6*, *21*, *17* и штуцера *А* (напорного), через который осуществляется подвод давления рабочей среды к распределительному клапану. Отверстие в штуцере *А* соединено с каналом *21*.

Управляющие электромагнитные клапаны УМК1 и УМК2 аналогичны по конструкции и принципу действия. Это трехходовые клапаны непосредственного действия с неуравновешенным золотником и электромагнитным приводом толкающего типа. Управляющий клапан состоит из корпуса *7* с двумя седлами *8* и *10*, управляющего золотника *9*, штока *11*, полюса *12*, сердечника *13*, обмотки *14*, замыкающего магнитопровода *15*, ручного дублирующего привода *16*.

В исходном состоянии (рис. 7.5, *а*) обмотки *14* приводных электромагнитов клапанов УМК1 и УМК2 обесточены. Рабочая среда подается в штуцер *А*; штуцеры *В* и *Г* соединены с соответствующими полостями пневмопривода, штуцер *Е* соединен с трубопроводом, предназначенным для отвода отработанной среды из полостей пневмопривода.

Ручные дублирующие приводы *16* подняты вверх и не контактируют с сердечниками *13*. Управляющие золотники *9* перекрывают проходные отверстия (каналы) в седлах *10*. Давление в полостях *Б* и *Д* равно $p_р$. Положение золотника *2* фиксируется подпружиненным в осевом направлении шариком *22* и усилием, обусловленным давлением рабочей среды на неразгруженную поверхность золотника *2*. Когда золотник *2* находится в положении, указанном на рис. 7.5, *а*, то воздух под давлением $p_р$ поступает в штуцер *В*, а штуцер *Г* соединен со штуцером *Е* (слив). При подаче тока в обмотку управляющего клапана УМК1 его сердечник *13* под действием электромагнитного поля перемещается к полюсу *12* и посредством штока *11* перемещает управляющий золотник *9* к седлу *8*, перекрывая проход рабочей среды через отверстие в седле. Сердечник *13* и золотник *9* управляющего клапана УМК2 сохраняют исходное положение. В результате полость *Д* за поршнем *4* оказывается соединенной со сливным штуцером *Б*, рабочая среда из нее сливается, давление в ней падает. Давление в полости *Б* равно $p_р$. В результате поршень *18* под действием усилия, создаваемого давлением $p_р$ на его торцовую поверхность, обращенную к полости *Б*, перемещается влево. При этом поршень *18* с помощью штока *19* перемещает золотник *2* влево, в результате чего канал в штуцере *Г* оказывается соединенным с каналом в штуцере *Е*, а канал в штуцере *В* соединяется с каналом в штуцере *А* (рис. 7.5, *б*). После перемещения золотника *2* обмотка электромагнита управляющего клапана УМК1 может быть обесточена, так как золотник фиксируется в занятом им положении подпружиненным шариком *22* и усилием, создаваемым давлением рабочей

среды на неразгруженную поверхность золотника *2*, прижимающим его к уплотнительной поверхности корпуса *1*. После обесточивания обмотки электромагнита управляющего клапана УМК1 золотник *9* возвращается в исходное положение и перекрывает проходное отверстие в седле *10*.

При подаче напряжения на обмотку электромагнита управляющего клапана УМК2 его сердечник *13* перемещается к полюсу *12* и с помощью штока *11* прижимает золотник *9* к седлу *8*, перекрывая проходное отверстие в нем. Полость *Б* оказывается соединенной со сливным штуцером *Е*, в результате чего давление среды в ней падает. Давление среды в полости *Д* равно $p_р$. В результате золотник *2* перемещается вправо. При этом канал в штуцере *В* оказывается соединенным со сливным штуцером *Е*, а в канал штуцера подается давление рабочей среды $p_р$. Поршень пневмопривода перемещается вправо. Положение, занимаемое элементами распределительного клапана после подачи напряжения на обмотку электромагнита управляющего клапана УМК2, изображено на рис. 7.5, *в*.

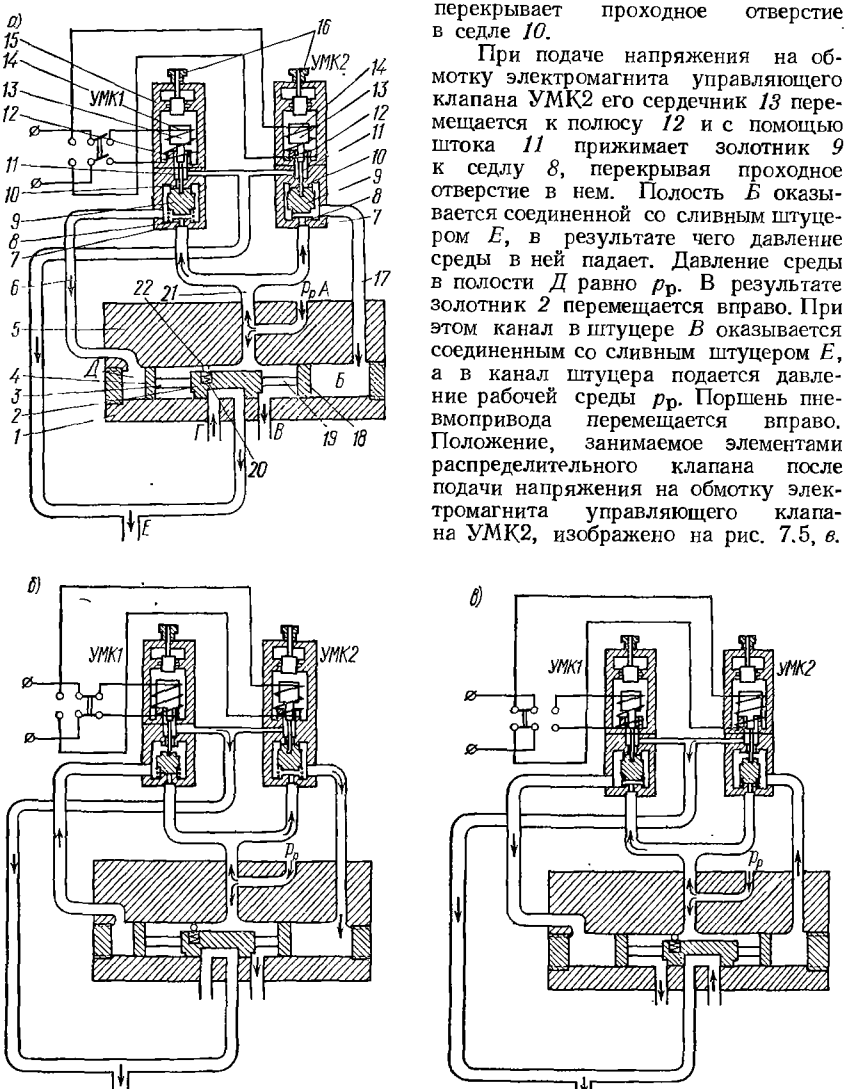


Рис. 7.5. Принципиальная схема четырехходового распределительного клапана: *а* — УМК1 и УМК2 выключены; *б* — УМК1 включен, УМК2 выключен; *в* — УМК1 выключен, УМК2 включен

Обмотка электромагнита управляющего клапана УМК2 после перемещения золотника *2* может быть обесточена, так как золотник фиксируется в занятом им положении усилием, создаваемым давлением среды на неразгруженную поверхность и подпружиненным шариком *22*. Как видно из описания принципа работы,

рассмотренный распределительный клапан является четырехходовым с централизованным отводом рабочей среды из полостей пневмопривода.

Распределительный клапан управляется двумя электромагнитными приводами толкающего типа. Конструкция распределительного клапана обеспечивает фиксацию основного золотника в крайних положениях за счет действующего на него усилия, создаваемого давлением рабочей среды и подпружиненным шариком, благодаря чему нет необходимости в длительном нахождении обмоток электромагнитов управляющих клапанов УМК1 и УМК2 под током. Управление работой распределительного клапана такой конструкции, как правило, осуществляется кратковременной подачей напряжения (от 2 до 5 с) на обмотку электромагнита соответствующего управляющего клапана УМК1 или УМК2.

Рассмотренный распределительный клапан может быть применен как трехходовой, при этом в штуцер *В* или *Г* ставится заглушка.

Клапан распределительный с электромагнитным приводом Т 055048 (рис. 7.6). Техническая характеристика электромагнитного распределительного клапана Т 055048 следующая:

Условный диаметр прохода, мм	6
Количество ходов	3; 4
Рабочая среда	Вода, воздух
Давление рабочей среды, МПа	Для воды от 2,5 до 7; для воздуха от 2,5 до 5,5
Температура рабочей среды, °С	До 65
Масса, кг	13
Род тока	Постоянный
Напряжение, В	27; 220; 175—320

Клапан распределительный четырехходовой с одним электромагнитом. На рис. 7.7 изображена его принципиальная схема. Конструкция клапана предусматривает фиксацию давления рабочей среды, подаваемой в цилиндр пневмопривода, и выпуск ее из цилиндра непосредственно в окружающую атмосферу. Управление работой распределительного клапана осуществляется с помощью одного электромагнитного привода толкающего типа.

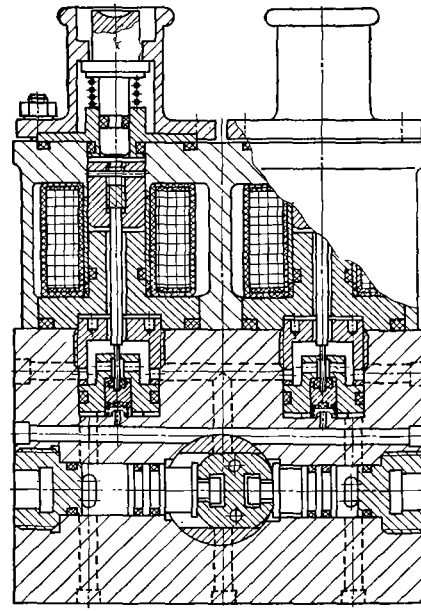


Рис. 7.6. Четырехходовой распределительный электромагнитный клапан Т 055048

Распределительный клапан состоит из управляющего электромагнитного клапана УМК (первая ступень) и исполнительного устройства (вторая ступень). Исполнительное устройство состоит из корпуса *1*, снабженного четырьмя седлами *11*, *13*, *20*, *22* с проходными каналами, соединенными со штуцерами *А*, *Б* и *К* и отверстиями отвода (слива) рабочей среды из полости привода (или другого устройства), двух золотников клапанного типа *21* и *12*, штоков *14* и *19*, поршней *15* и *18*, мембран *16* и *17*.

Управляющий электромагнитный клапан УМК состоит из золотника *4*, подпружиненного в осевом направлении пружиной *3*, двух седел *2* и *5* с проходными каналами, штока *6*, полюса *7*, сердечника *8*, обмотки *10*, ручного дублирующего привода *9*.

Распределительный клапан работает следующим образом. Рабочая среда с давлением $p_р$ подводится по трубопроводу к штуцеру *А*. При обесточенной об-

мотке *10* (рис. 7.7, *а*) золотник *4* перекрывает проходной канал в седле *5*. Рабочее давление $p_р$ поступает в полость *Е* и воздействует на мембрану *17*. В результате золотник *21* перекрывает проходиой каиал в седле *22*. Штуцер *К* (соединенный трубопроводом с цилиндром пневмопривода) сообщается с окружающей атмосферой каналом *Ж*, и давление среды из него сбрасывается. Золотник *12* под действием давления рабочей среды $p_р$ (полость *Д* сообщена с окружающей атмосферой) перекрывает проходной канал в седле *13*, проходной канал в седле *11* оказывается открытым, и рабочая среда под давлением $p_р$ поступает в штуцер *В* и далее по трубопроводу в другой цилиндр привода. При подаче напряжения на обмотку

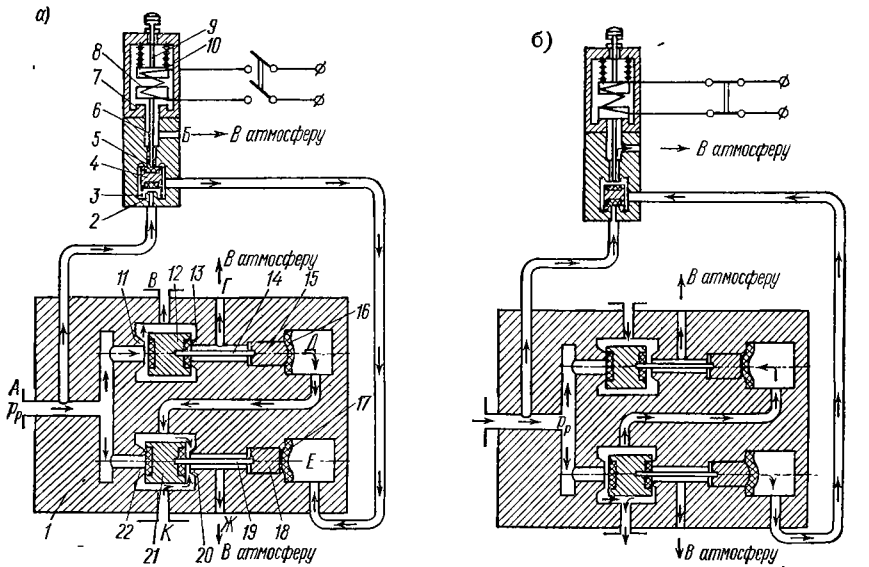


Рис. 7.7. Принципиальная схема четырехходового распределительного клапана: *а* — УМК выключен; б — УМК включен

(рис. 7.7, б) *10* сердечник *8* движется к полюсу *7* и с помощью штока *6* перемещает золотник *4* до упора в седло *2*, перекрывая проходной канал в нем. Подача давления в полость *Е* прекращается, и она оказывается соединенной через канал *Г* с окружающей атмосферой. Золотник *21* под действием на него давления $p_р$ рабочей среды перемещается до упора в седло *20*, перекрывая проходной канал в нем. Рабочая среда под давлением $p_р$ через проходной канал в седле *22* и далее по соответствующим каналам в корпусе *1* поступает в полость *Д* и в штуцер *К*. Золотник *12* перемещается до упора в седло *11*, перекрывая проходной канал в нем. Штуцер *В* и подключенный к нему цилиндр пневмопривода оказываются соединенными через проходной канал в седле *13* и канал *Г* с атмосферой. После обесточивания обмотки *10* золотник *4* под действием давления среды и возвратной пружиины *3* возвращается в исходное положение, т. е. перекрывает проходной канал в седле *5*. В результате золотники *21* и *12* занимают исходиое положение, изображенное на рис. 7.7, *а*.

Фиксация положения, занимаемого золотниками (рис. 7.7, *б*), осуществляется электромагнитным приводом. После снятия напряжения с обмотки электромагнита, золотники *21* и *12* занимают исходное положение, указанное на рис. 7.7, *а*. При недопустимости сброса рабочей среды из цилиндров привода в окружающую атмосферу в конструкции распределительного клапана вместо выпускных каналов *Ж* предусматриваются два штуцера, каждый из которых предиазначеи для отвода рабочей среды из соответствующего цилиндра привода по

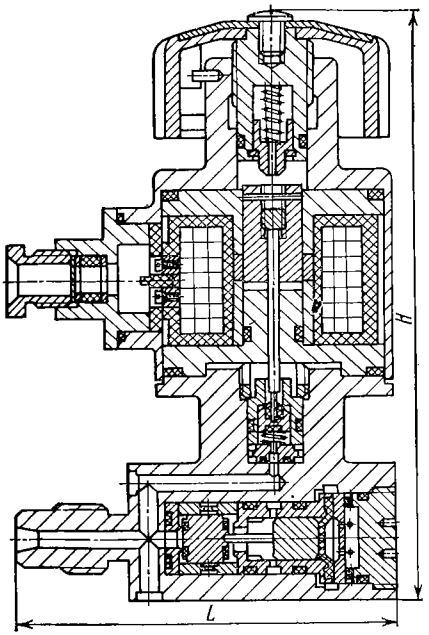


Рис. 7.8. Трехходовой электромагнитный распределительный клапан Т 055063

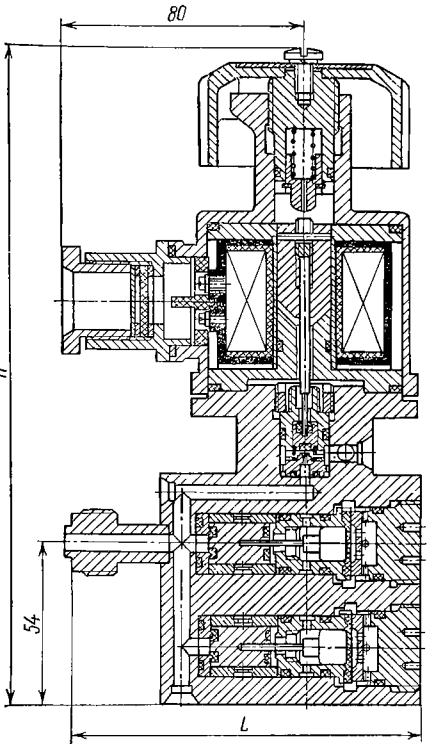


Рис. 7.9. Четырехходовой электромагнитный распределительный клапан Т 055064

7.3. Основные технические характеристики трех- и четырехходовых распределительных клапанов с электромагнитным приводом, работающих с использованием энергии рабочей среды

Обозначение	$D_у$, мм	Количество ходов	Рабочая среда	$p_р$, МПа	$t_р$, °С	Электромагнитный привод		
						Обозначение	Напряжение, В	Ток
Т 055063	6	3	Воздух	От 2,5 до 5,5	До 65	Т098047		
Т 055064	6	4	»	» 2,5 » 5,5	» 65	Т098057		
Т 055067	6	3	Вода	» 2,5 » 5,5	От 5 до 65	Т098057		
Т 055042	8	3	»	» 5,2 » 6,0	До 160	Т055042-00	220	
Т 055074	6	3	»	» 2,5 » 10	» 80	Т055074-00		
Т 055073	6	3	Воздух	» 2,5 » 5,5	» 80	Т09857		Постоянный
Т 055062	15	3	»	» 2,5 » 5,5	От 5 до 65	Т098057		
ПЭКДД	4	4	Азот, воздух	От 4,0 до 5,4	До 50	ЧР6.650.001	27	

трубопроводам в сборный коллектор. Такие распределительные клапаны встречаются под названием пятиходовых двухпозиционных.

Клапаны, работающие по рассмотренному принципу, отличаются высокой стабильностью в работе, имеют сравнительно небольшую массу, малые габариты и незначительную потребляемую мощность. К числу основных недостатков относятся: неработоспособность клапанов при значениях рабочего давления ниже установленных, а следовательно, невозможность дистанционного управления ими; чувствительность к загрязненности рабочей среды; невозможность установки клапанов в системах с одностороиним движением рабочей среды.

Клапаны распределительные трехходовой Т 055063 (рис. 7.8) и четырехходовой Т 055064 (рис. 7.9). Клапаны работают по рассмотренному выше принципу.

В этих распределительных клапанах предусмотрен централизованный отвод рабочей среды из полостей привода в сборный коллектор. Фиксация положения золотников осуществляется электромагнитным приводом.

7.4. Габаритные размеры и масса распределительных клапанов, работающих с использованием энергии рабочей среды

Обозначение клапана	*L*, мм	*H*, мм	Масса, кг	Обозначение клапана	*L*, мм	*H*, мм	Масса, кг
Т 055063	116	185	4	Т 055074	120	245	8
Т 055064	116	215	4	Т 055073	118	185	4
Т 055067	118	185	4	Т 055062	120	210	8
Т 055042	70	285	10	ПЭКДД	140	215	2,28

Основные технические характеристики распределительных клапанов Т 055063, Т 055064 и аналогичных по конструкции и принципу действия приведены в табл. 7.3. Габаритные размеры приведены в табл. 7.4.

Раздел второй

АВТОМАТИЧЕСКИ ДЕЙСТВУЮЩАЯ АРМАТУРА

Глава 8

РЕГУЛЯТОРЫ ДАВЛЕНИЯ ПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

8.1. Назначение и классификация

Регуляторами давления называются конструкции автоматически действующей арматуры, предназначенные для поддержания постоянного давления на участке системы (в емкости) до или после регулятора путем изменения расхода среды, проходящей через регулятор. Регулятор давления состоит из следующих основных элементов: регулирующего органа, привода, задатчика нагружения, импульсного устройства (в некоторых конструкциях) и импульсной линии связи регулятор — трубопровод.

Регуляторы давления прямого действия можно классифицировать по следующим признакам.

По наличию или отсутствию импульсного устройства: с импульсным устройством — командный сигнал на привод подается через специально предусмотренное пилотное (управляющее) устройство; без импульсного устройства чувствительным элементом служит привод. Импульсное устройство может быть встроенным в конструкцию регулятора или выносным и монтироваться отдельно от регулятора на трубопроводе.

По типу нагружения привода (по типу задатчика): с грузовым, с пружинным или с пневматическим нагружением.

По типу чувствительного элемента: с мембранным, с сильфонным или с поршневым.

В зависимости от типа регулирующего органа: односедельные (неразгруженные и разгруженные), двухседельные, с многоступенчатым плунжером, с перфорированным седлом или плунжером.

Наиболее часто применяются регуляторы с тарельчатым двухседельным регулирующим органом. В качестве привода обычно используется мембранный с рычажно-грузовым нагружением, в котором в качестве чувствительного элемента действует резиновая мембрана.

Регуляторы давления не могут использоваться в качестве запорной арматуры, для выполнения полного перекрытия прохода в трубопроводе помимо регулятора должен быть предусмотрен запорный клапан, задвижка или кран. Обычно предусматривается также и предохранительный клапан.

Регуляторы должны монтироваться на участках трубопроводной системы с установившимся гидравлическим режимом, в отдалении от местных гидравлических сопротивлений, которые могли бы повлиять на величину командного импульса, передаваемого на регулятор.

Если регулятор устанавливается на трубопроводе с D_y, большим, чем D_y регулятора, их соединяют конусными переходными патрубками, угол конусности которых не должен превышать 30°.

На рис. 8.1 показаны регуляторы давления «до себя» и «после себя». В регуляторе «после себя» (рис. 8.1, *а*) импульсная трубка соединяет надмембранную

полость привода с участком трубопровода за регулятором (по направлению потока среды). Груз на рычаге уравновешивает усилие, создаваемое на мембране при номинальном давлении и установившемся потоке через клапан. С изменением давления после клапана изменяется усилие на мембране и плунжер в регулирующем органе изменяет свое положение, способствуя восстановлению номинального

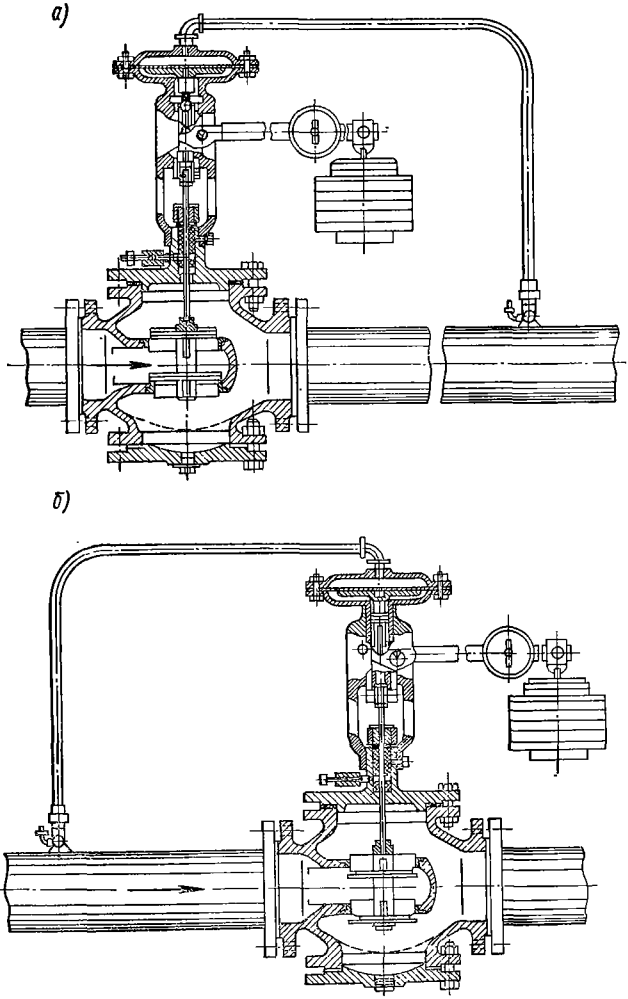


Рис. 8.1. Регуляторы давления: *а* — «после себя» (21ч10нж); *б* — «до себя» (21ч12нж)

давления. В регуляторе «после себя» с понижением давления за клапаном регулирующий орган открывается, а с повышением — закрывается, в регуляторе «до себя» — наоборот.

8.2. Двухседельные регуляторы давления

Регуляторы давления прямого действия «после себя» и «до себя» рычажные фланцевые чугунные на $p_у = 1{,}6$ МПа (рис. 8.2 и табл. 8.1). Условные обозначения: 21ч10нж («после себя») и 21ч12нж («до себя»). Предназначаются для

трубопроводов, транспортирующих жидкие и газообразные неагрессивные среды при температуре от —15 до +300 °С. Конструкция, основные размеры и технические требования регламентированы ГОСТ 13542—68. К трубопроводу присоединяются при помощи фланцев, размеры которых предусмотрены ГОСТ 12823—67. Регуляторы устанавливаются на горизонтальном трубопроводе, приводом вверх. Размер МИМа и масса грузов выбираются в зависимости от условного диаметра клапана D_y и диапазона регулируемого давления (табл. 8.2). Температура управляющей среды в мембранной головке не должна быть выше 90 °С. Степень неравномерности действия регулятора составляет 20 % от первоначально настроенного отрегулированного давления. Нечувствительность для $D_y = 50$ мм и $D_y = 80$ мм допускается до 0,05 МПа; для $D_y = 100$; $D_y = 150$ и $D_y = 200$ мм — до 0,03 МПа. Корпус и крышка изготовляются из чугуна, плунжер и седло — из стали 20Х13, прокладки — из пароинта; в качестве набивки сальника используется пропитаный асбест. Регуляторы испытываются на прочность пробным давлением $p_{пр} = 2{,}4$ МПа. При рабочей температуре $t_р = 300$ °С допускается рабочее давление $p_р = 1{,}3$ МПа.

8.1. Габаритные размеры регуляторов давления 21ч10нж («после себя») и 21ч12нж («до себя»)

D_y, мм	L	H	H_1	H_2	K_{vy}, м³/ч
	мм				
50	230	650	373	155	40
80	310	710	415	200	100
100	350	770	450	230	160
150	480	835	505	300	400
200	600	950	720	380	630

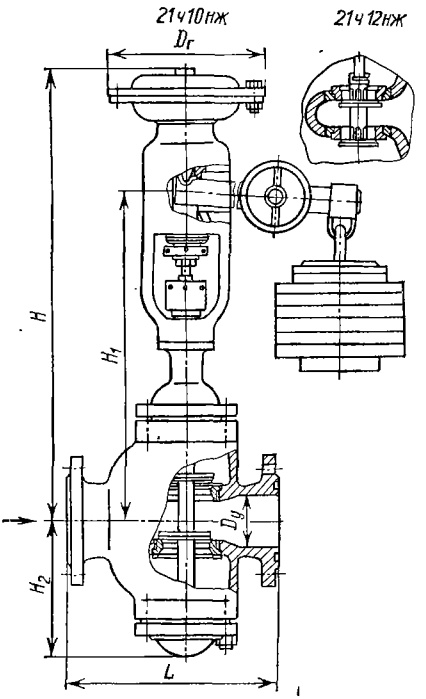


Рис. 8.2. Регуляторы давления 21ч10нж и 21ч12нж

Регуляторы давления прямого действия «после себя» и «до себя» рычажные фланцевые стальные на $p_y = 1{,}6$ МПа (см. рис. 8.2 и табл. 8.3). Условные обозначения: 21с10нж («после себя») и 21с12нж («до себя»). Предназначаются для трубопроводов, транспортирующих жидкие и газообразные неагрессивные среды при температуре от —20 до +300 °С. Регуляторы устанавливаются на горизонтальном трубопроводе вертикально, МИМом вверх. К трубопроводу присоединяются при помощи фланцев, размеры которых предусмотрены ГОСТ 12823—67 (на $p_y = 4$ МПа). Размер МИМа и масса грузов выбираются в зависимости от условиого диаметра клапана D_y и диапазона регулируемого давления (табл. 8.4).

Степень неравномерности действия регулятора составляет 20 % от первоначально настроенного отрегулированного давления. Нечувствительность для регуляторов с $D_y = 50$ мм и $D_y = 80$ мм допускается до 0,05 МПа, для регуляторов с $D_y = 100$; $D_y = 150$ и $D_y = 200$ мм — до 0,03 МПа. Температура управляющей среды в мембранной головке не должна быть выше 90 °С. Корпус и крышка изготовляются из стали, шток, седло, плунжер, диск—из стали 20Х13, прокладка — из паронита, набивка сальника — из пропитанного асбеста. Регуляторы испытываются на прочность пробным давлением $p_{пр} = 2{,}4$ МПа. При рабочей температуре среды $t_р = 300$ °С допускается рабочее давление $p_р = 1{,}4$ МПа.

8.2. Мембранные головки и грузы к регуляторам давления 21ч10нж («после себя») и 21ч12нж («до себя»)

Диапазон регулируемого давления, МПа	Диаметр мембранной головки $D_г$, мм	Общая масса грузов, кг	Количество гирь массой, кг			Масса регулятора с грузами (кг) при $D_у$, мм				
			5	3	1	50	80	100	150	200
0,015—0,065	375	12	2	—	2	78,7	102,4	122,8	176,9	263,5
0,065—0,085	375	17	3	—	2	83,7	107,4	127,8	181,9	268,5
0,085—0,1	375	21	4	—	1	87,7	111,8	131,8	185,9	272,5
0,1—0,2	225	8	1	1	—	62,7	86,4	106,8	160,9	247,6
0,2—0,25	225	11	2	—	1	65,7	89,4	109,8	163,9	250,6
0,25—0,35	225	18	3	1	—	72,7	96,4	116,8	170,9	257,6
0,35—0,5	225	30	6	—	—	84,7	108,4	128,8	182,9	269,6
0,5—0,8	185	17	3	—	2	69,5	93,2	113,6	167,7	259,2
0,8—0,95	185	21	4	—	1	73,5	97,3	117,6	171,7	—
0,95—1,3	185	30	6	—	—	82,5	106,3	126,6	180,7	—

8.3. Габаритные размеры регуляторов давления 21с10нж («после себя») и 21с12иж («до себя»)

$D_у$, мм	L	H	H_1	H_2	KVy, м³/ч
	мм				
50	230	637	375	160	40
80	310	690	480	210	100
100	350	750	540	280	160
150	480	815	540	360	400
200	600	935	740	460	640

8.4. Подбор мембранных головок и грузов к регуляторам давления 21с10иж («после себя») и 21с12нж («до себя»)

Диапазон регулируемого давления, МПа	Диаметр мембранной головки $D_г$, мм	Общая масса грузов, кг	Количество гирь, массой, кг			Масса регулятора с грузами (кг) при $D_у$, мм				
			5	3	1	50	80	100	150	200
0,015—0,065	385	12	2	—	2	77,9	102,4	123,2	184,5	308,6
0,065—0,085	385	17	3	—	2	82,9	107,4	128,2	189,5	313,6
0,085—0,1	385	21	4	—	1	86,9	111,4	132,2	193,5	317,6
0,1—0,2	235	8	1	1	—	61,1	85,6	106,4	167,7	292,6
0,2—0,25	235	11	2	—	1	64,1	88,6	109,4	170,7	295,5
0,25—0,35	235	18	3	1	—	71,1	95,6	116,4	177,7	302,5
0,35—0,5	235	30	6	—	—	83,1	107,6	128,4	189,7	314,5
0,5—0,8	195	17	3	—	2	61,1	91,6	112,4	173,7	298,5
0,8—0,95	195	21	4	—	1	71,1	95,6	116,4	177,7	—
0,95—1,3	195	30	6	—	1	80,1	104,6	125,4	186,7	—

8.3. Односедельные регуляторы давления

Регуляторы давления прямого действия «после себя» с поршневым приводом и внутренним импульсным устройством фланцевые чугунные на $p_y = 1{,}6$ МПа (рис. 8.3 и табл. 8.5). Условное обозначение 21ч4нж. Предназначаются для трубопроводов, транспортирующих воздух и другие газообразные неагрессивные среды при температуре до 300 °С. К трубопроводу присоединяются при помощи фланцев, размеры которых установлены ГОСТ 1235—67. Регуляторы устанавливаются на горизонтальном трубопроводе вертикально, регулировочным винтом вверх. Клапан снабжен фильтром, который необходимо периодически очищать.

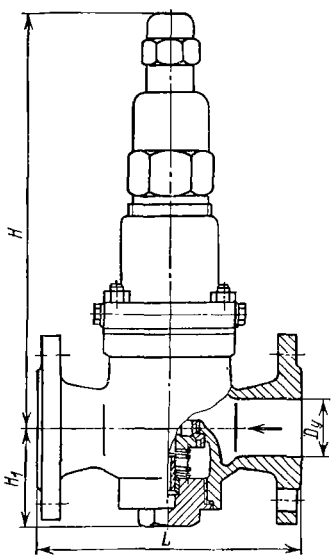


Рис. 8.3. Регулятор давления 21ч4нж

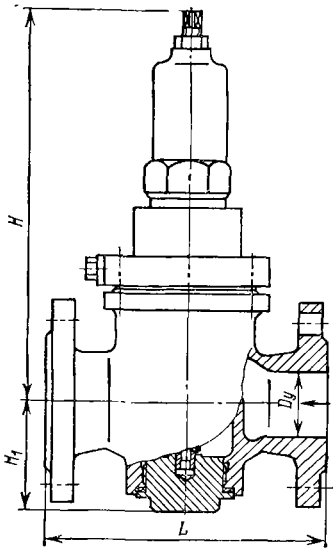


Рис. 8.4. Регулятор давления с поршневым приводом 18ч4нж

Степень неравномерности действия регулятора составляет 0,065 МПа от первоначально настроенного отрегулированного давления. Нечувствительность регуляторов с $D_y = 25$ мм допускается до 0,07 МПа; с $D_y = 50$ мм и $D_y = 80$ мм — до 0,05 МПа. Корпус и крышка изготовляются из чугуна, золотник и седло — из стали 20Х13, мембрана — из коррозионностойкой стали 12Х18Н9Т, прокладка — из паронита. Регуляторы испытываются на прочность пробным давлением $p_{пр} = 2{,}4$ МПа. При $t_р = 300$ °С допускается $p_р = 1{,}3$ МПа.

Регуляторы давления с поршневым приводом и внутренним импульсным механизмом фланцевые чугунные на $p_р = 1{,}6$ МПа (рис. 8.4 и табл. 8.6). Условное обозначение 18ч4нж. Предназначаются для снижения давления пара, воздуха и других неагрессивных газов с рабочей температурой до 300 °С. К трубопроводу присоединяются при помощи фланцев, размеры которых установлены ГОСТ 1235—67. Нагрузка привода определяется давлением, зависящим от регулируемого давления. Клапаны устанавливаются на горизонтальном трубопроводе регулировочным винтом вверх. Настройка клапана осуществляется вращением регулировочного винта, сжимающего пружину, после чего винт стопорится гайкой. Диапазон настройки регулируемого давления 0,1—1,3 МПа. Клапан снабжен фильтром, расположенным на линии подачи среды, который следует периодически очищать. Рабочая среда подается под плунжер. Корпус, крышка и колпак изготовляются из чугуна, шток, плунжер и седло — из стали 20Х13,

прокладка — из паронита. Гидравлическое испытание на прочность производится при пробном давлении $p_{пр} = 2{,}4$ МПа. При рабочей температуре среды $t_р = 300$ °С допускается рабочее давление $p_р = 1{,}3$ МПа.

Регуляторы давления прямого действия «после себя» пружинные с поршневым приводом фланцевые чугунные на $p_р = 1{,}6$ МПа (рис. 8.5 и табл. 8.7). Условное обозначение 18ч2бр. Предназначаются для трубопроводов, транспортирующих воду или пар при температуре до 225 °С. Конструкция регуляторов и технические требования регламентируются ТУ 26-07-1032—70. К трубопроводу

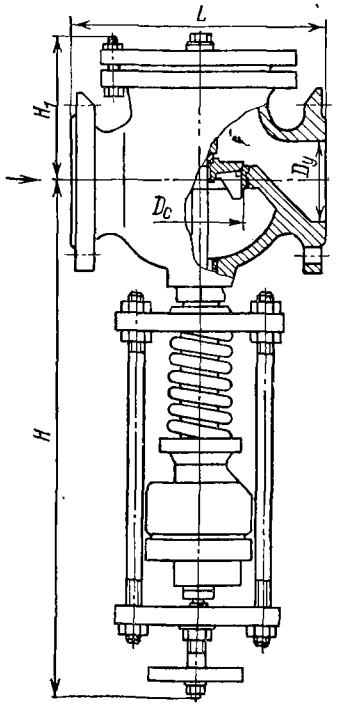


Рис. 8.5. Регулятор давления с поршневым приводом 18ч2бр

8.5. Габаритные размеры и масса регуляторов давления 21ч4нж

$D_у$, мм	L	H	H_1	K_{Vy}, м³/ч	Масса, кг
	мм				
25	160	270	65	4	8,5
50	230	355	85	16	19,0
80	310	430	160	40	48,5

8.6. Габаритные размеры и масса регуляторов давления 18ч4нж

$D_у$, мм	L	H	H_1	K_{Vy}, м³/ч	Масса, кг
	мм				
25	180	232	79	10	10,8
50	215	314	84	25	22,5
80	310	377	157	75	52,0

присоединяются при помощи флаицев, размеры которых установлены ГОСТ 1235—67. Регуляторы устанавливаются на горизонтальном трубопроводе пружиной вниз. Изготовляются в исполнениях А, Б, В и Г и поставляются

8.7. Габаритные размеры и масса регуляторов давления 18ч2бр

$D_у$, мм	L	H	H_1	D_c	K_{Vy}, м³/ч	Пределы регулирования, МПа, Исполнение А	Б	В	Г	Нечувствительность, МПа (не более)	Масса, кг
	мм										
25	135	285	67	65	4	0,2—0,5	0,5—1,0	—	—	0,07	6,4
50	200	418	90	100	16	0,2—0,4	0,4—0,7	0,7—1,0	—	0,05	17,2
80	260	585	160	120	40	0,2—0,4	0,4—0,6	0,6—0,8	0,8—1,0	0,05	44,0
100	300	645	175	140	63	0,2—0,4	0,4—0,6	0,6—0,8	0,8—1,0	0,03	62,0
125	350	742	204	200	100	0,2—0,4	0,4—0,6	0,6—0,8	0,8—1,0	0,03	63,0
150	400	855	210	200	160	0,02—0,4	0,4—0,6	0,6—0,8	0,8—1,0	0,03	123,0

настроенными на нижний предел отрегулированного давления для данного исполнения. Степень неравномерности действия регулятора составляет 20 % от первоначально настроенного отрегулированного давления. Корпус и крышка изготовляются из чугуна, поршень, шток — из стали 20Х13, золотник и седло — из латуни, прокладка — из паронита. Регуляторы испытываются на прочность при пробном давлении $p_{пр} = 2{,}4$ МПа. При рабочей температуре среды $t_р = 225$ °С допускается рабочее давление $p_р = 1{,}45$ МПа.

Глава 9

РЕГУЛЯТОРЫ УРОВНЯ

9.1. Устройство и назначение

Регулятор уровня предназначен для поддержания уровня жидкости в сосуде в установленных пределах заданной высоты. Сосуд может находиться под давлением. Во многих случаях давление избыточное отсутствует, и сосуд соединен с атмосферой — является резервуаром. Поддержание уровня в сосуде может осуществляться путем впуска дополнительного количества жидкости (регулятор питания) или путем выпуска избыточного количества жидкости (регулятор перелива).

Основными элементами регулятора уровня являются чувствительный элемент (датчик положения уровня) и исполнительное устройство в виде запорного или регулирующего клапана или крана. Исполнительное устройство предназначено для прекращения или регулирования подачи (выпуска) жидкости в зависимости от командного сигнала, подаваемого датчиком положения уровня на привод исполнительного устройства. Для передачи командных сигналов от датчика на привод клапана или крана служит передаточное устройство электрического или механического типа.

В регуляторах уровня прямого действия датчиком положения уровня служит обычно поплавок в виде полого шара, соединенный рычажной передачей с затвором клапана или крана. При подъеме или опускании уровня за установленные пределы подъемная сила, создаваемая поплавком при поступлении в сосуд жидкости, или его вес при опускании уровня при помощи рычажной передачи перемещают затвор клапана (крана), и рабочий орган исполнительного устройства открывается или закрывается в зависимости от принципа работы регулятора уровня (регулятор питания или перелива). Могут применяться и регуляторы уровня без рычажной передачи. В этом случае затвор клапана соединяется с поплавком при помощи штока. При подъеме поплавка поднимается и затвор клапана.

Регуляторы уровня обычно действуют как ограничители, так как при работе регулятора уровень не изменяется, а его положение ограничивается установленными пределами высоты, на которую регулятор заранее настраивается.

Регуляторы уровня могут устанавливаться внутри сосуда (резервуара) или вне его. В последнем случае поплавковая камера регулятора, в которой расположен поплавок, соединяется трубами с обслуживаемым сосудом так, чтобы в поплавковой камере уровень жидкости был таким же, как и в сосуде. Классификация регуляторов уровня приведена на схеме 9.1.

Поплавковые регуляторы (ограничители) уровня простой конструкции без рычага (рис. 9.1). Регулятор предназначен для работы в качестве ограничителя налива в цистерне сжиженного газа (не более 85 % объема цистерны). В корпусе *1*, присоединяемом к трубопроводу наливной линии автоцистерны с помощью фланцев, седло перекрывается тарелкой клапана *2*. Поплавок *3*, перемещая трубчатую штангу, управляет тарелкой клапана и при достижении заданного уровня перекрывает подачу сжиженного газа. В нижней части корпуса расположен дренажный клапан *4*, с помощью которого производится продувка ограничителя налива.

Универсальные регуляторы уровня на $p_р$ = 1,6 МПа и $t_р$ = 200 °С (рис. 9.2). Регуляторы могут быть использованы для пропорционального регулирования расхода среды, проходящей через контролируемый аппарат, при заданном положении уровня среды. Помимо этого они могут быть использованы для дистанционной световой или звуковой сигнализации о положении уровня или для дистанционного его измерения. Регуляторы могут устанавливаться как внутри емкости, так и снаружи. Приведенная конструкция предназначена для наружного монтажа. Предел регулирования, сигнализации или измерения уровня 250 мм. Полый шаровой поплавок *2*, расположенный в корпусе *1*, соединенном с полостью аппарата или емкости, при изменении уровня поворачивает штангу *3* и ось *6*, проходящую через сальник *7*. При этом поворачиваются рычаг *9* с уравновешивающим грузом *8* и серьга *5*, которая с помощью рычажной системы воздействует на шток пневматического реле *4*, управляющего движением регулирующего клапана с мембранным исполнительным механизмом, устанавливаемым отдельно.

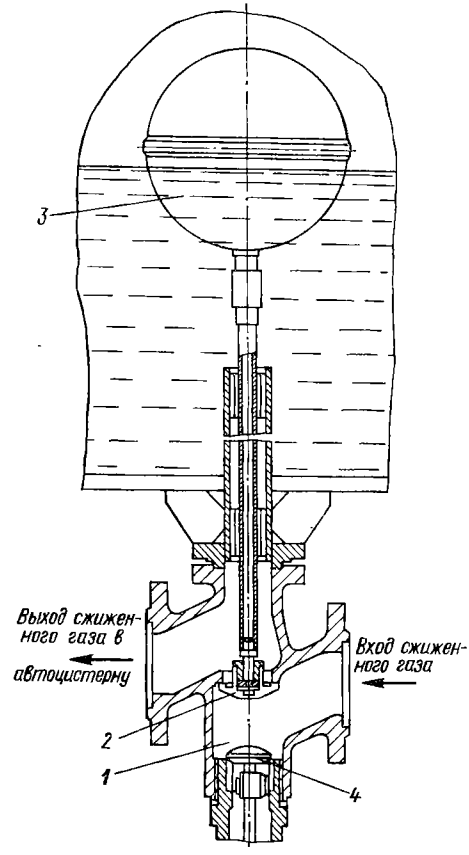
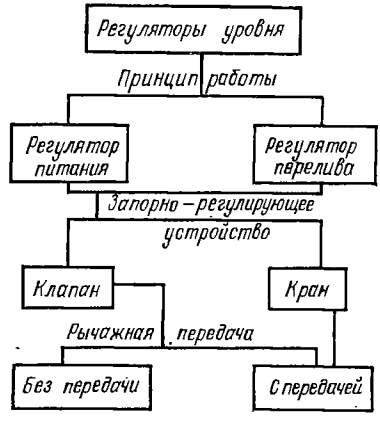


Рис. 9.1. Регулятор уровня сжиженных газов в цистерне

Схема 9.1

КЛАССИФИКАЦИЯ РЕГУЛЯТОРОВ УРОВНЯ



С подъемом поплавка угол поворота рычага *9* становится больше, в связи с этим увеличивается давление воздуха (выходное давление 0,01—0,09 МПа), поступающего из реле в мембранный исполнительный механизм регулирующего клапана, при этом площадь открытого сечения клапана уменьшается и количество подаваемой в аппарат среды снижается. При работе регулятора в качестве сигнализационного устройства (сигнализатора уровня) вместо пневматического реле *4* устанавливается электрическое сигнальное устройство, контакты которого замыкаются (или размыкаются) при достижении определенного уровня. Для дистанционного измерения уровня регулятор соединяется со вторичными манометрическими приборами.

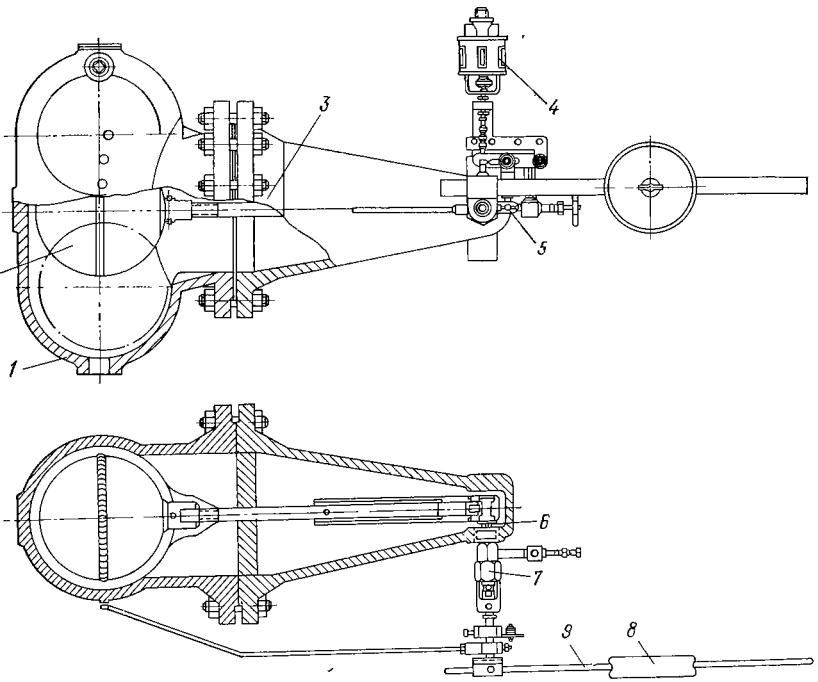


Рис. 9.2. Универсальный регулятор уровня

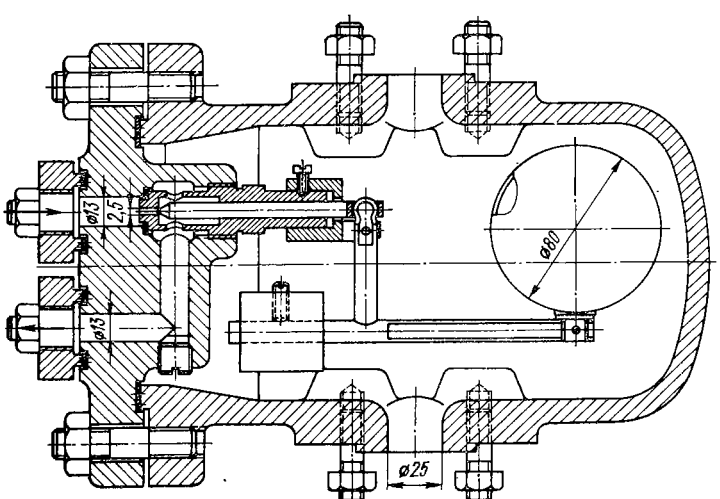


Рис. 9.3. Регулятор уровня для испарителей холодильных установок

Поплавковые регуляторы уровня для испарителей холодильных установок (рис. 9.3). Используются для регулирования уровня жидкого аммиака в испарителях холодильных установок. Регулятор непроходного типа, так как жидкий реагент после седла клапана сразу поступает в испаритель, минуя камеру поплавка. Жидкая среда подводится к верхнему отверстию (13 мм) в вертикальной стенке и отводится в испаритель через нижнее отверстие (13 мм). Нижнее и верхнее окна (25 мм) присоединяются с помощью трубок к испарителю соответственно выше и ниже уровня аммиака. Рычаг поплавка снабжен противовесом для обеспечения нужного положения поплавка. При нормальном количестве жидкости ее уровень должен проходить через горизонтальную ось симметрии корпуса. Противовес также повышает чувствительность регулятора. С увеличением диаметра поплавка повышается его подъемная сила, но одновременно увеличиваются его масса и размеры поплавковой камеры, необходимые для размещения поплавка.

9.2. Регуляторы уровня воды в энергетических установках

Регуляторы уровня широко используются для регулирования (ограничения) уровня воды в различных сосудах энергетических установок. Наиболее часто применяются регуляторы уровня с клапаном, но могут применяться и регуляторы уровня с краном, однако последние имеют пониженную надежность в связи с тем, что пробка крана соприкасается с корпусом по большой площади поверхности и в зазор между этими поверхностями могут попадать твердые частицы (накипь). Эти поверхности более чувствительны к действию коррозии и температурным колебаниям, чем уплотнительные поверхности клапана. Регуляторы уровня в энергетике работают по принципу работы регулятора питания и регулятора перелива. Ниже приведены основные технические данные о регуляторах уровня, серийно выпускаемых промышленностью, для энергетических установок.

Регуляторы уровня (регуляторы питания и регуляторы перелива) на $p_у$ = = 2,5 МПа и $t_р$ = 200 °С (рис. 9.4 и 9.5). Условные обозначения: Т-21-1, Т-21-2 и Т-22-1, Т-22-2. Выпускаются серийно ПО «Красный котельщик» с условным диаметром прохода $D_у$ = 80 и $D_у$ = 100 мм для энергетических установок. Габаритные размеры и масса регуляторов приведены в табл. 9.1.

9.1. Габаритные размеры и масса регуляторов уровня Т-21-1, Т-21-2, Т-22-1 и Т-22-2

Назначение	Обозначение	$D_у$, мм	H, мм	L, мм	f_{max}, см²	Масса, кг
Регуляторы питания	Т-21-1	80	705	150	18	218
	Т-21-2	100	734	160	22	224
Регуляторы перелива	Т-22-1	80	147	150	18	218
	Т-22-2	100	176	160	22	224

Регуляторы питания Т-21-1 и Т-21-2 предназначаются для поддержания уровня воды в заданных пределах путем регулирования количества добавочной воды, поступающей в сосуд. Регуляторы перелива Т-22-1 и Т-22-2 предназначаются для поддержания уровня воды в заданных пределах путем регулирования количества воды, удаляемой из сосуда.

Регулятор уровня состоит из объединенных в одну конструкцию поплавковой камеры и золотникового регулирующего клапана, управляемого поплавком. В поплавковой (успокоительной) камере расположен полый шаровой герметически закрытый поплавок, закрепленный на большом плече двухплечного рычага. Малое плечо рычага с помощью шатуна соединено с золотником клапана. Успокоительная камера сварной конструкции имеет крышку, присоединяемую к корпусу клапана при помощи фланцевого соединения с паронитовой прокладкой. Детали

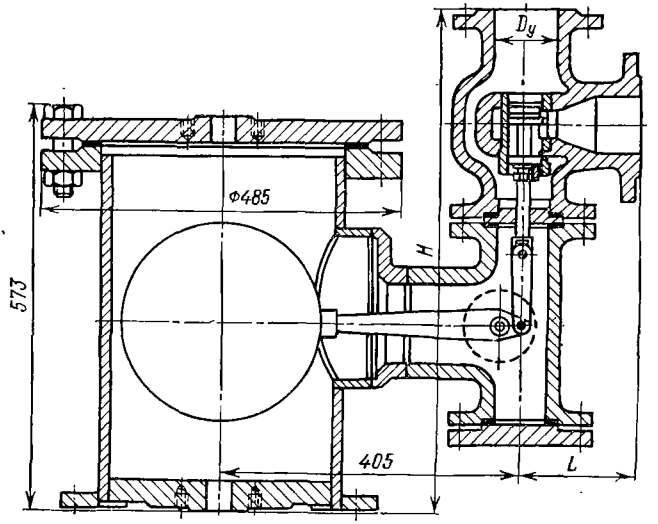


Рис. 9.4. Регулятор уровня питания

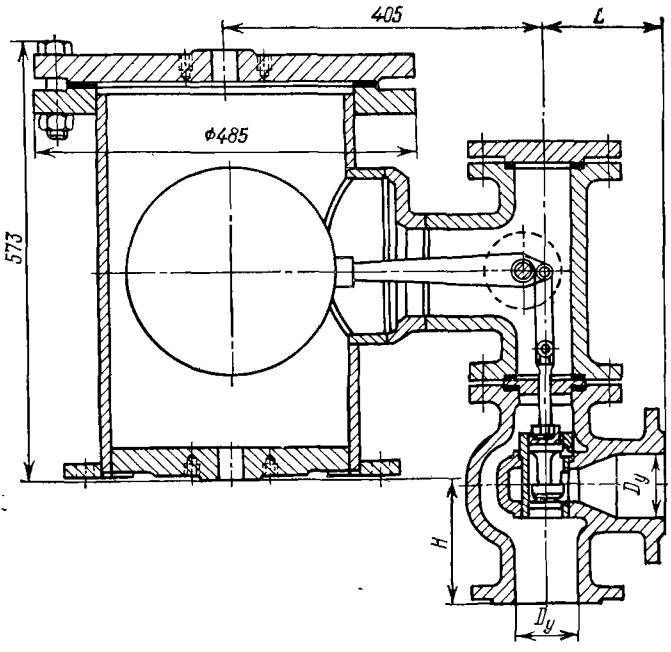


Рис. 9.5. Регулятор перелива

регулятора изготовляются из углеродистой стали, золотник и седло клапана — из коррозионностойкой стали. Регуляторы питания и перелива образуются путем различной компоновки одинаковых элементов конструкции.

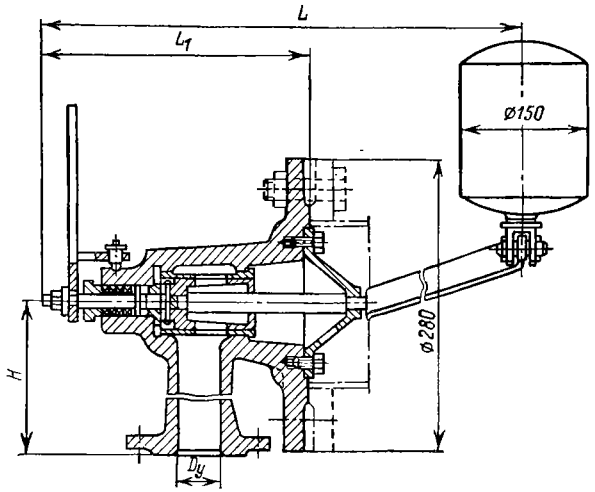


Рис. 9.6. Регулятор уровня с поворотным золотником

Конструктивная разница между регулятором уровня питания и регулятором перелива заключается в том, что в первом впускной клапан расположен над рычагом поплавка, а во втором — под ним. Регулятор уровня устанавливают в непосредственной близости от сосуда. Поплавковую камеру при монтаже соединяют трубами с паровым и водяным пространствами сосуда, поэтому уровень воды и давление в камере такие же, как и в сосуде. Поплавок, перемещаясь с уровнем воды, передвигает золотник. При понижении уровня воды в сосуде поплавок опускается, что вызывает подъем золотника в регуляторе питания, увеличение проходного сечения и подачи воды в сосуд. В регуляторе перелива понижение уровня воды вызывает уменьшение проходного сечения в седле клапана и уменьшение расхода воды. Регуляторы перелива в открытом сосуде работают при малом перепаде давления, что должно учитываться при выборе их места установки.

9.2. Габаритные размеры и масса регуляторов уровня с поворотным поплавком Т-39 и Т-40

Обозначение	D_y, мм	H, мм	L, мм	L_1, мм	f_{max}, см²	Масса, кг
Т-39	50	160	655	313	22,7	21,9
Т-40	80	170	700	360	47,4	34,6

Регуляторы уровня с поворотным золотником (краном) на $p_y = 1$ МПа и $t_p = 150$ °С (рис. 9.6). Условные обозначения: Т-39 и Т-40. Выпускаются серийно ПО «Красный котельщик» с условными диаметрами прохода $D_y = 50$ и $D_y = 80$ мм для энергетических установок различной мощности. Запорно-регулирующим устройством здесь служит кран (поворотный золотник) с пробкой, снабженной профилированными окнами. Поплавок цилиндрической формы полый герметично закрытый закреплен на конце поворотного рычага, ось которого соединена с пробкой крана. При подъеме или опускании поплавка поворачивается пробка крана, в связи с чем изменяется площадь открытого сечения в кране. В табл. 9.2 приведены габаритные размеры и масса регуляторов уровня. Наи-

больший угол поворота пробки 30°. Регулятор уровня присоединяется фланцем непосредственно к корпусу сосуда так, чтобы поплавок разместился внутри сосуда. Поплавковой (успокоительной) камеры эти регуляторы уровня не имеют. Для сброса воды из сосуда при выключенном поплавковом устройстве регулятор снабжен специальным рычагом-фиксатором. Рычаг-фиксатор устанавливается в положении, при котором проход в пробке крана полностью открыт, а поплавок остается в зафиксированном положении.

Глава 10

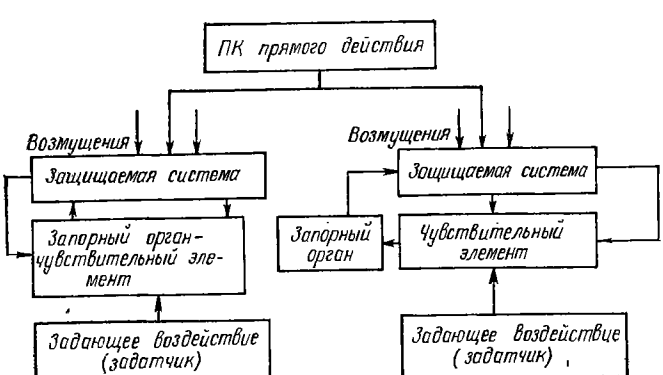
ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ КЛАПАНЫ ПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

10.1. Принцип действия, классификация

Обязательными компонентами конструкции предохранительного клапана (ПК) прямого действия являются запорный орган и задатчик, обеспечивающий силовое воздействие на чувствительный элемент, связанный с запорным органом клапана. Структура ПК прямого действия показана на схеме 10.1. Запорный орган ПК состоит из затвора и седла. Затвор (золотник) является запирающим элементом. При установке ПК в систему должны соблюдаться определенные соотношения между давлениями рабочей среды, принятыми в защищаемой установке, и давлениями, характеризующими различные стадии работы ПК. С помощью задатчика предохранительный клапан настраивается таким образом, чтобы усилие на золотнике обеспечивало его прижатие к седлу запорного органа и препятствовало пропуску рабочей среды через запорный орган ПК.

Схема 10.1

СТРУКТУРА ПК ПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ



Наибольшее давление на входе в ПК, равное рабочему давлению в системе, при котором обеспечивается требуемая степень герметичности запорного органа клапана, называют давлением настройки $p_н$. Рабочее давление $p_р$ — это наибольшее давление в системе, при котором обеспечивается нормальное течение рабочего процесса. В положении ПК «Закрыт» на его чувствительный элемент воздействует сила от рабочего давления в защищаемой системе (давления настройки), стремящаяся открыть ПК, и сила от задатчика, препятствующая открытию. Определенная часть от одного из этих усилий (в зависимости от конструктивного исполнения ПК) расходуется на прижатие золотника к седлу и создание необхо-

димых контактных давлений в запорном органе, обеспечивающих требуемую степень герметичности ПК.

С возникновением в системе возмущений, вызывающих повышение давления свыше рабочего, уменьшается величина силы прижатия золотника к седлу. В тот момент, когда эта сила станет равной нулю, наступает равновесие активных сил от воздействия давления в системе и задатчика на чувствительный элемент ПК. Запорный орган клапана начинает открываться, если давление в системе не перестанет возрастать.

Давление на входе в клапан, при котором наступает равновесие активных сил, действующих на чувствительный элемент (золотник) ПК, называют давлением начала открытия $p_{н.о}$. Обычно это давление соответствует расчетному давлению системы, т. е. наибольшему давлению, по которому производится расчет на прочность всех элементов системы (емкостей, трубопроводов и т. д.). При повышении давления в системе выше расчетного баланс сил на чувствительном элементе ПК нарушается, происходит открытие запорного органа и сброс рабочей среды через клапан.

Наименьшее давление на входе в ПК, при котором достигается полное открытие его запорного органа, называется давлением полного открытия $p_{п.о}$. Под пропускной способностью ПК понимают количество рабочей среды в массовых G (кг/ч) или объемных Q ($м^3$/ч) единицах, сбрасываемое через клапан при конкретных значениях давления на входе и выходе (противодавление), конкретных значениях температуры рабочей среды на входе в клапан и определенном ходе золотника.

С понижением давления в защищаемой системе, вызываемым сбросом среды через ПК, исчезают возмущающие воздействия. Запорный орган клапана под действием усилия от задатчика закрывается. Давление закрытия $p_з$ — наибольшее давление на входе в клапан, при котором после сброса рабочей среды происходит посадка затвора на седло клапана с обеспечением требуемой степени герметичности запорного органа при последующем повышении давления настройки. Давление закрытия в ряде случаев оказывается на 10—15% ниже давления настройки. Указанное явление частично связано с тем, что для создания герметичности запорного органа после срабатывания требуется усилие, значительно большее, чем то, которое было достаточно для поддержания герметичности клапана перед открытием. Это объясняется необходимостью преодолеть при посадке силу сцепления молекул среды, проходящей через щель между уплотнительными поверхностями золотника и седла, вытеснить эту среду. Понижению давления способствуют запаздывание закрытия запорного органа, связанное с воздействием на него динамических усилий от проходящего потока среды, и наличие сил трения, требующих дрполнительного усилия для его полного закрытия.

По характеру открытия ПК можно подразделить на клапаны пропорционального и двухпозиционного действия. Предохранительные клапаны пропорционального действия характеризуются тем, что открытие клапана (подъем золотника) происходит равномерно, с повышением давления в системе над давлением начала открытия. С подъемом золотника равномерно увеличивается пропускная способность клапана. При этом каждому значению давления $p_i > p_{н.о}$ соответствуют определенная величина хода и определенная пропускная способность. Открытие и закрытие ПК происходит в соответствии с диаграммой (рис. 10.1). Пропорциональная работа обеспечивается конструкцией клапана, при которой сила, создаваемая статическим давлением и давлением от движения рабочей среды, действует в процессе хода золотника. Клапаны этого типа могут быть отождествлены с пропорциональными регуляторами давления прямого действия «до себя». Предохранительные клапаны пропорционального действия используются в практике, как правило, на несжимаемых средах. В связи с тем, что при заданных превышениях рабочего давления ход клапанов этого типа не превышает $^1/_{20}$ от диаметра седла $d_с$, ПК пропорционального действия относят к малоподъемным клапанам. Принципиально возможно применение малоподъемных ПК пропорционального действия и на сжимаемых средах, однако из-за невысоких значений пропускной способности им предпочитают двухпозиционные полноподъемные клапаны. В то же время пропорциональные ПК обладают по

меньшей мере тремя неоспоримыми преимуществами по сравнению с клапанами двухпозиционного действия: простотой конструкции, пропорциональностью характеристики $h = f(p_i)$, т. е. способностью открываться именно на тот ход, который требуется для обеспечения фактического аварийного расхода, и возможностью использования для жидких и газообразных сред.

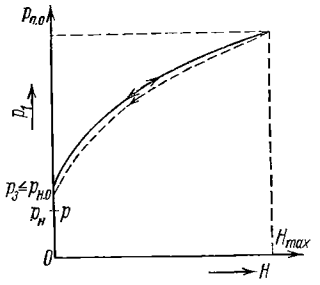


Рис. 10.1. Диаграмма подъема затвора в предохранительном клапане пропорционального действия

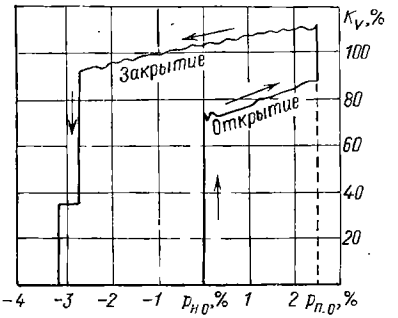
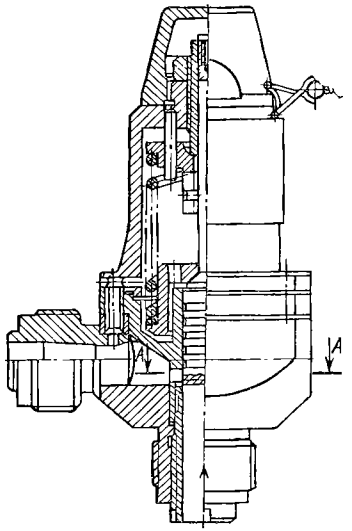


Рис. 10.2. Диаграмма работы полноподъемного предохранительного клапана двухпозиционного действия

Ограничивающим сечением в проточной части малоподъемных клапано в является щель, сбразованная уплотнительной поверхностью седла и плоскостью поднятого золотника.



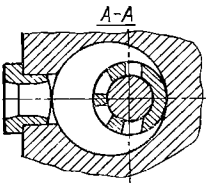


Рис. 10.3. Среднеподъемный предохранительный клапан

В предохранительных клапанах двухпозиционного действия благодаря специальным конструктивным устройствам, способствующим увеличению хода золотника, достигается подъем больше чем 0,25 диаметра седла. Лимитирующим сечением является минимальное сечение в седле клапана. Двухпозиционная работа клапана обеспечивается конструкцией клапана, при которой в момент отрыва золотника от уплотнительной поверхности седла клапана к статическому

давлению рабочей среды, действующему на площадь золотника, ограниченную наружным диаметром седла, подключается дополнительная подъемная сила, связаиная с воздействием статического давления и массы движущейся рабочей среды на дополнительные площади золотника и верхнего регулировочного кольца.

Высокие значения пропускной способности и коэффициента расхода создаются путем использования профилированного сопла на входе, выбора оптимальных соотношений проточной части и конфигурации последней с таким расчетом, чтобы были созданы наилучшие условия для истечения потока рабочей среды.

Открытие и закрытие полноподъемных ПК двухпозиционного действия происходит в соответствии с диаграммой (рис. 10.2). Достоинством полноподъемных ПК двухпозиционного действия является быстрота срабатывания на полный ход золотника и возможность обеспечения высоких значений пропускной способности при сравнительно малых превышениях давления в защищаемой системе.

Среднеподъемные предохранительные клапаны двухпозиционного и пропорционального действия характеризуются тем, что ход золотника у них составляет $0{,}05d_c \leqslant h_{max} \leqslant 0{,}25d_c$. Лимитирующим сечением в проточной части среднеподъемных ПК является щель, образованная уплотнительной поверхностью седла и плоскостью поднятого золотника, либо торцовой плоскостью направляющей втулки. Лимитирующим сечением могут также быть специальные щели в направляющей втулке или других конструктивных элементах проточной части.

Характерной конструкцией ПК среднего подъема может служить клапан, показанный на рис. 10.3.

10.2. Требования, предъявляемые к предохранительным клапанам

Главным наиболее ответственным требованием, предъявляемым к ПК, является высокая надежность, включающая в себя:

безотказное и своевременное открытие клапана при заданном превышении рабочего давления в системе;

обеспечение клапаном в открытом положении требуемой пропускной способности;

осуществление своевременной обратной посадки (закрытие клапана) с требуемой степенью герметичности при заданной величине падения давлеиия в системе после аварийного срабатывания и сохранение установленной степени герметичности при последующем возрастании давления до величины рабочего;

обеспечение стабильности работы, т. е. сохранение в течение всего срока эксплуатации и заданного числа циклов срабатываний (наработки) параметров настройки ($p_{н.о}$, $p_{п.о}$), и требуемой степени герметичности запорного органа при рабочем давлении.

Требования безотказности, своевременности полного открытия и обеспечения заданной пропускной способности, являются важнейшими.

Области обязательного применения ПК, общие требования к ним, а также основные правила их установки и обслуживания регламентированы Госгортехнадзором СССР и должны соблюдаться в законодательном порядке.

В атомной энергетике порядок применения, общие требования, правила установки и обслуживания ПК определены в «Правилах устройства и безопасной эксплуатации оборудования атомных электростанций, опытных и исследовательских ядерных реакторов и установок». Для сосудов, работающих под давлением газа или пара, нормами Госгортехнадзора устаиовлены следующие максимально допустимые давления (МПа):

$$\begin{aligned} &p_р \leqslant 0{,}3 && p_{max} \leqslant p + 0{,}05 \\ &0{,}3 \leqslant p_р \leqslant 6 && p_{max} \leqslant 1{,}15p \\ &p_р > 6 && p_{max} \leqslant 1{,}1p \end{aligned}$$

При работающих ПК правилами допускается превышение давления в сосуде до 25 % рабочего при условии, что это превышение предусмотрено проектом и

отражено в паспорте сосуда *. К таким случаям относят условия работы ПК в установках поршневых компрессоров, в коммуникациях и аппаратах которых имеет место пульсирующее давление газа, колеблющееся в пределах 10, а иногда и 20 % от рабочего.

Для предохранительных устройств, работающих на жидких средах, правилами Госгортехнадзора максимально допустимое давление в сосудах не оговаривается, в связи с чем при конструировании ПК для жидких сред руководствуются обычно нормативами, установленными для газа, с использованием в ряде случаев указания об обоснованной возможности превышения давления в сосуде до $1{,}25p_{\text{р}}$.

В последние годы существенно ужесточились требования к качеству работы ПК в динамических (переходных) режимах (быстродействие клапана и отсутствие в нем колебаний в процессе его работы).

Специфические особенности технологических схем, в которых могут применяться ПК, предопределяют еще целый ряд дополнительных требований, таких как сохранение стабильности работы в условиях воздействия удара, вибрации (сейсмостойкость), изменения температуры и влажности окружающей среды и др.

Все чаще предъявляются требования универсальности ПК — один и тот же клапан должен надежно и высокоэффективно работать как на жидких, так и на газообразных рабочих средах.

10.3. Выбор типа предохранительных клапанов в зависимости от параметров защищаемой системы

Нормальная работа ПК в значительной степени зависит от режима работы системы, в которой он установлен. В некоторых случаях даже хорошо спроектированный клапан при неправильном использовании его может оказаться неработоспособным и явится причиной аварии. Важнейшими факторами, которые следует учитывать при создании конструкции ПК и при его выборе, являются действующие правила и нормативы техники безопасности, оговаривающие требования к работе ПК в аварийном режиме; рабочие характеристики $p_{\text{п. о}}$, $p_{\text{п.о}}$, $p_{\text{в}}$, $G = f(t)$; проектное давление оборудования, требующего защиты от аварийного превышения давления; физические свойства среды, подлежащей сбросу; характеристика возрастания давления в системе при аварийном режиме $p_{\text{ав}} = f(t)$; минимально допустимое давление в системе, которое может иметь место после аварийного срабатывания ПК; характеристика сбросных коммуникаций (сброс непосредственно в атмосферу, либо в другие системы, представляющие собой замкнутые трубопроводы или специальные аккумуляторные емкости, наличие статического и динамического противодавления).

Для систем с взрывным характером возрастания давления (время достижения минимального давления $t_{\text{о}} < 0{,}05$ с) рекомендуется применять мембранно-разрывные устройства, обеспечивающие срабатывание и сброс больших количеств среды за минимальное время.

Проведенные ЦКБА испытания ПК, серийно выпускаемых Благовещенским арматурным заводом (типа ППК и СППК), показали, что время открытия этих клапанов составляет $t_{\text{о}} = 0{,}008 \div 0{,}04$ с. Под временем открытия понимают время, при котором достигается величина полного открытия запорного органа клапана без учета последующих колебаний золотника. Время срабатывания полноподъемных ПК двухпозиционного действия не превышает $t_{\text{р}} = 0{,}06 \div 0{,}16$ с. Под временем срабатывания ПК понимают время от начала открытия до момента выхода клапана на установившийся режим работы, в котором величина колебаний золотника Δh не выходит за пределы допустимой зоны $h_{\max} \pm \Delta h$.

Характерная осциллограмма переходного процесса при открытии полноподъемного ПК двухпозиционного действия представлена на рис. 10.4. Благо-

* В нормативных документах СЭВ указывается, что допустимое давление в объекте, которое должно обеспечиваться пропускной способностью установленных на нем предохранительных устройств, не должно превышать расчетное давление в данном объекте более чем на 10 % при рабочем давлении более 0,5 МПа и не более чем на 0,05 МПа при рабочем давлении до 0,5 МПа.

даря своему быстродействию на газовой среде полноподъемные ПК двухпозиционного действия рекомендуются к применению в системах с форсированным возрастанием давления ($0{,}05 \leqslant t_0 \leqslant 0{,}10$ с).

В системе должны устанавливаться ПК, суммарная пропускная способность которых при их полном открытии должна обеспечивать сброс рабочей среды в количествах, достаточных для поддержания давления в системе на уровне $p_{\text{п.о}}$ в течение всего времени аварийной ситуации, т. е. $G = G_{\text{ав}}$, где $G_{\text{ав}}$ — массовый расход рабочей среды, обусловливающий рост давления в системе при аварийном режиме. Дальнейший рост давления в системе после достижения клапаном $p_{\text{п. о}}$ и G свидетельствует о том, что $G < G_{\text{ав}}$.

Причиной этому может служить несовершение клапаном полного хода при $p_{\text{п. о}}$ из-за неверной настройки или неисправности ПК, а также неправильный выбор ПК по пропускной способности. При выборе ПК неблагоприятным также является случай, когда $G > G_{\text{ав}}$. Работа клапана с пропускной способностью, большей чем аварийный расход в системе, будет сопровождаться автоколебаниями его золотника.

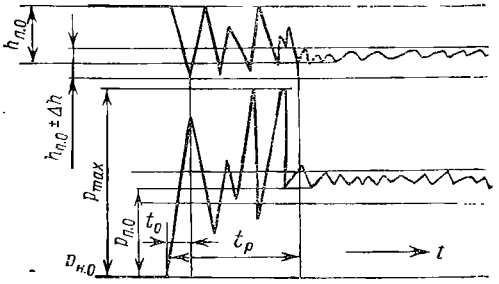


Рис. 10.4. Осциллограмма переходного процесса при открытии полноподъемного ПК двухпозиционного действия

Выбирая ПК применительно к особенностям расходных характеристик защищаемой системы, необходимо учитывать характеристику его работы. Следует особо подчеркнуть, что ПК, работающие по принципу действия двухпозиционного регулятора давления, не в состоянии обеспечить те характеристики, которыми обладают ПК, работающие по принципу действия пропорционального регулятора, и наоборот. Ошибки при выборе ПК для той или иной системы, результатом которых является порча этой арматуры при эксплуатации и тяжелые аварии, во многом объясняются незнанием различий между ПК двухпозиционного и пропорционального действия. Существенным недостатком ПК двухпозиционного действия является неустойчивая их работа в системах с переменным расходом рабочей среды в аварийном режиме. Двухпозиционные ПК устойчиво работают только в тех случаях, когда аварийный расход среды в системе постоянен и равен максимальной пропускной способности клапана. В этом случае золотник клапана совершает полный ход и будет обеспечен аварийный расход из системы. Клапан закроется лишь после того, как причина аварии будет устранена, а давление в системе упадет до величины давления закрытия. В случае, если аварийный расход в системе окажется меньшим, чем максимальная пропускная способность клапана, последний будет работать в режиме автоколебаний.

Автоколебания в переходном режиме при открытии ПК двухпозиционного действия возникают также в условиях, когда аварийный расход достигает своего максимального значения (равного пропускной способности ПК) в течение времени, большего, чем время открытия клапана. С этим явлением связано превышение времени срабатывания над временем открытия. Стабилизации работы ПК двухпозиционного действия достигают в таких случаях путем максимально возможного увеличения объема защищаемой системы, поэтому установка ПК на емкость предпочтительнее, чем установка на трубопроводе.

В системах с переменным расходом рабочей среды в аварийном режиме рекомендуется устанавливать малоподъемные и среднеподъемные ПК пропорционального действия. Эти же типы ПК преимущественно применяются в настоящее время на несжимаемых средах. Среднеподъемные предохранительные клапаны за счет бо́льших значений хода золотника по сравнению с малоподъемными обеспечивают более высокие значения коэффициента расхода ($\alpha_2 = 0{,}3 \div 0{,}4$ при ра-

боте на несжимаемых и $\alpha_1 = 0{,}3 \div 0{,}5$ при работе на сжимаемых средах), что при одновременном обеспечении пропорционального характера открытия делает среднеподъемные ПК перспективными для применения на сжимаемых средах в системах с переменным расходом рабочей среды в аварийном режиме и на несжимаемых средах, где использование полноподъемных ПК двухпозиционного действия не столь эффективно.

Использование полноподъемных ПК двухпозиционного действия на жидких средах имеет ряд особенностей. Внезапное открытие клапана при полном ходе золотника аварийного повышения давления сопровождается, как правило, резким падением давления в подзолотниковой и надзолотниковой зонах (из-за невозможности расширения жидкости), что приводит к закрытию клапана. Скоротечность процесса закрытия приводит в ряде случаев к гидравлическим ударам в системе.

Чтобы использовать типовые конструкции полноподъемных двухпозиционных ПК для работы на жидкостях, необходимо разрешение Госгортехнадзора на применение клапана при превышениях рабочего давления до 25 %. В случае 10 %-ного превышения давления пропускная способность клапана устанавливается равной 0,6 от пропускной способности, рассчитанной для $p_{\text{п.о}} = 1{,}25p_{\text{р}}$.

Коэффициент расхода полноподъемных ПК при работе на несжимаемых средах существенно ниже, чем при работе тех же клапанов на газах. При выборе ПК необходимо также учитывать максимальную величину противодавления в сбросной магистрали, создающегося в период его работы. В случае, если противодавление в системе не превышает 10—15 % давления до клапана, рекомендуется применять неразгруженные ПК. Когда противодавление в системе за клапаном может оказаться бо́льшим, следует применять разгруженные ПК. В любом случае система должна быть рассчитана так, чтобы величина противодавления не превышала 40—50 % давления до клапана. При использовании частично разгруженных ПК суммарное противодавление также может достигать 40—50 % давления до клапана, но статическая его составляющая не должна быть более 10—15 %.

Сильфонные, мембранные и поршневые ПК применяются, как правило, в системах, где требуется высокая точность при срабатывании (высокая чувствительность ПК), а также при низких значениях допускаемого превышения давления в системе. В ПК такого типа рабочая среда подается на золотник, прижимая его к седлу, что создает благоприятные условия для обеспечения повышенной герметичности запорного органа ПК.

10.4. Серийные конструкции малоподъемных предохранительных клапанов

Предохранительные клапаны чугунные малоподъемные рычажно-грузовые (одно- и двухрычажные) (рис. 10.5 и 10.6, табл. 10.1 и 10.2). Условные обозначения: 17ч3бр1 и 17ч5бр. Применяются на стационарных паровых и водогрейных котлах, резервуарах или трубопроводах для воды, пара и других жидких и газообразных неагрессивных сред с рабочей температурой от —15 до +225 °С. Температура окружающей среды 50 °С; $p_{\text{у}} = 1{,}6$ МПа; $p_{\text{пр}} = 2{,}4$ МПа; при 225 °С $p_{\text{р}} = 1{,}45$ МПа. Тип и основные размеры регламентированы ГОСТ 5335—75, технические требования — ГОСТ 9131—75, присоединительные размеры фланцев — ГОСТ 1235—67: входной фланец на $p_{\text{у}} = 1{,}6$ МПа, выходной — на $p_{\text{у}} = 0{,}6$ МПа. Клапаны с $D_{\text{у}}$, равным 50; 80; 100 мм, одиорычажные и двухрычажные с $D_{\text{у}}$, равным 80 (50 × 2); 125 (80 × 2); 150 (100 × 2), могут быть изготовлены с ответными фланцами под приварку. Рычажные устройства клапана используются также для его принудительного открытия и продувки. В зависимости от величины рабочего давления клапаны по особому заказу могут быть укомплектованы необходимым количеством грузов (табл. 10.3). Клапаны устанавливают вертикально, крышками вверх, с горизонтальным расположением рычагов. Подача среды производится под золотник. Материал основных деталей: корпус, крышка, золотник, грузы изготовляются из чугуна, штоки — из стали 20Х13, рычаги — из стали; в седле и золотнике имеются уплотнительные латунные кольца.

Предохранительные клапаны стальные малоподъемные рычажно-грузовые (одио- и двухрычажиые) (см. рис. 10.5 и 10.6, табл. 10.4 и 10.5). Условные обозиачения: 17с3нж и 17с5нж. Применяются иа стационарных паровых и водогрейных котлах, резервуарах или трубопроводах для воды, пара и других жидких и газообразных неагрессивных сред с температурой от —40 до +425 °С. Температура

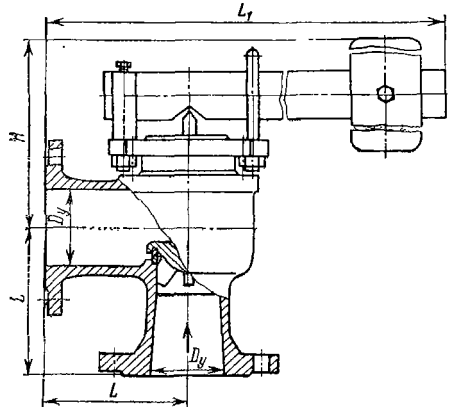


Рис. 10.5. Рычажно-грузовой предохранительный клапан 17ч3бр1

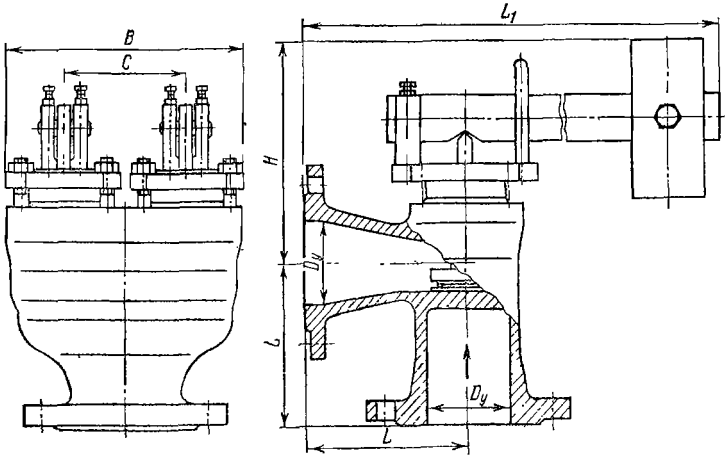


Рис. 10.6. Двухрычажный малоподъемный предохраиительиый клапан 17ч5бр

окружающей среды до 50 °С; $p_y = 2{,}5$ МПа; $p_{пр} = 3{,}8$ МПа; при $t_р = 425$ °С $p_р = 1{,}4$ МПа. Тип и осиовные размеры регламеитироваиы ГОСТ 9132—75, технические требования — ГОСТ 931—75, присоединительные фланцы — ГОСТ 12821—67 или ГОСТ 12822—67, входной фланец на $p_y = 2{,}5$, выходной — на $p_y = 1{,}6$ МПа. Клапаны могут быть изготовлены с ответными фланцами под приварку. Рычажиое устройство клапана используют также для его прннудительного открытия и продувки. В зависимости от величины рабочего давлеиия

10.1. Основные габаритные размеры и масса ПК 17ч3бр1

D_y, мм	L	L_1	H	α	K_V, м³/ч	Масса (без грузов), кг
	мм					
25	100	421	230	0,06	0,161	4,75
40	100	483	300	0,06	0,400	8,53
50	125	743	375	0,06	0,635	14,00
80	155	943	486	0,06	1,610	28,15
100	175	1146	500	0,06	2,520	38,40

10.2. Основные габаритные размеры и масса ПК 17ч5бр

D_y, мм	L	L_1	H	B	C	α	K_V, м³/ч	Масса (без грузов), кг
	мм							
80 (50×2)	155	773	420	226	118	0,06	1,61	33,16
125 (80×2)	185	973	508	296	154	0,06	4,00	60,91
150 (100×2)	200	1171	540	360	184	0,07	6,32	81,90

10.3. Подбор грузов к ПК 17ч3бр1 и 17ч5бр

Клапаны 17ч3бр1				Клапаны 17ч5бр				
D_y, мм	p_p, МПа	Масса одного груза, кг	Количество грузов, шт.	D_y, мм	Диаметр седла (2 шт.), мм	p_p, МПа	Масса одного груза, кг	Количество грузов, шт.
25	0,4—0,9	5	1	80	50	0,4—1,2	11,5	2
	1,0—1,6	10	2			1,0—1,6		4
40	0,5—0,9	11,5	1	125	80	0,2—0,5	24	1
	1,0—1,6		2			0,6—0,9		2
50	0,4—1,2		1			1,0—1,3		3
	1,0—1,6		2			1,4—1,6		4
80	0,4—1,2		1	150	100	0,2—0,4	27	1
	1,0—1,6		2			0,5—0,7		2
100	0,2—0,4	27	1			0,8—1,0		3
	0,5—0,7		2			1,1—1,3		4
	0,8—1,0		3			1,4—1,6		5
	1,1—1,3		4					
	1,4—1,6		5					

10.4. Основные габаритные размеры и масса ПК 17с3иж

D_y, мм	L	L_1	H	α	K_V, м³/ч	Масса (без грузов), кг
	мм					
50	125	750	375	0,06	0,635	19,00
80	155	950	468	0,06	1,61	32,16

10.5. Основные габаритные размеры и масса ПК 17с5нж

D_y, мм	L	L_1	H	B	C	α	K_V, м³/ч	Масса (без грузов), кг
	мм							
80 (50×2)	155	780	420	222	114	0,06	1,61	35,9
125 (80×2)	185	980	468	290	148	0,06	4,00	73,0

10.6. Подбор грузов к ПК 17с3нж и 17с5нж

Клапаны 17с3нж			Клапаны 17с5нж			
D_y, мм	p_p, МПа	Количество грузов, шт., массой по 11,5 кг каждый	D_y, мм	Диаметр седла (2 шт.), мм	p_p, МПа	Количество грузов, шт, массой по 11,5 кг каждый
50	0,4—0,9 1,0—1,6 1,7—2.1 2,2—2,5	1 2 3 4	80	50	0,4—0,9 1,0—1,6 1,7—2,1 2,2—2,5	2 4 6 8
80	0,2—0,5 0,6—0,9 1,0—1,3 1,4—1,7	1 2 3 4	125	80	0,2—0,5 0,6—0,9 1,0—1,3 1,4—1,7	2 4 6 8

10.7. Осиовные габаритные размеры и масса ПК К 53051

D_y, мм	D_{y1}	L	L_1	D	H	α	K_V, м³/ч	Масса, кг
	мм							
10	25	100	100	95	270	0,20	0,0792	12
25	40	155	135	115	550	0,20	0,503	40
32	50	170	150	135	660	0,15	0,608	60

клапаны по особому заказу могут быть укомплектованы необходимым количеством грузов (табл. 10.6). Клапаны устанавливаются вертикально, крышками вверх, с горизонтальным расположением рычагов. Подача среды производится под золотник. Материал основных деталей: корпус, крышка, золотник, рычаг изготовляются из стали; шток — из стали 20Х13; груз чугунный; запорный орган снабжен уплотнительными кольцами из коррозионностойкой стали.

Предохранительные клапаны малоподъемные пружинные фланцевые, закрытого типа, частично разгруженные от гидродинамического противодавления (рис. 10.7 и табл. 10.7). Условное обозначение К 53051. Применяются на котлах, емкостях, сосудах или трубопроводах для неагрессивных жидких и газообразных сред с температурой от —40 до +120 °С; $p_y = 32$ МПа; $p_{пр} = 45$ МПа; при $t_р \leqslant 120$ °С $p_р = 32$ МПа. Присоединительные резьбовые фланцы регламентированы ГОСТ 9399—75; концы под линзовое уплотнение обусловлены ГОСТ 9400—75. Для сброса давления из надзолотниковой полости клапана она соединена патрубком с выхлопным трубопроводом. При работе клапана допускается противодавление не более 2,5 МПа. Для принудительного открытия и продувки клапана имеется рычаг (ручной дублер). Клапан устанавливается вертикально, колпаком вверх. Подача среды производится под золотник. Материал основных деталей: корпус, крышка, шток, золотник изготовляются из стали, седло, направляющая втулка — из стали 20Х13, пружина — из пружинной стали 50ХФА, прокладка — из паронита.

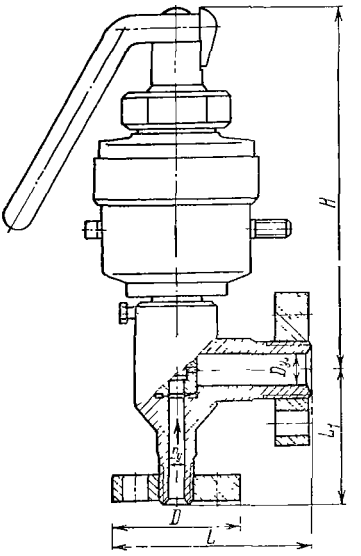


Рис. 10.7. Предохранительный пружинный клапан закрытого типа К 53051

10.5. Серийные конструкции полноподъемных предохранительных клапанов

Полноподъемные пружинные закрытые неразгруженные клапаны типа ППК4 в зависимости от модификации выпускаются на $p_р$, равное 1,6; 4; 6,4; 10; 16 МПа; на температуры от —40 до +450 °С (типа ППК4) либо до 600 °С (типа СППК4). Применяются на котлах, емкостях, резервуарах или трубопроводах для жидких и газообразных неагрессивных нефтяных сред (типа ППК4) либо слабоагрессивных нефтяных сред (типа СППК4).

Клапаны работают как полноподъемные только на газообразных (пар) средах. При работе на жидких (несжимаемых) средах пропускная способность K_V ($м^3/ч$) полноподъемных клапанов в 4—8 раз меньше, чем при работе на газообразных средах.

Для регулирования давлений закрытия и полного открытия клапана на выступающей части седла (для клапанов на все давления) и на направляющей втулке (кроме клапанов на $p_р = 10$) навернуты регулировочные втулки (кольца). Для принудительного открытия и продувки клапаны типа ППК4 и СППК4Р имеют ручной дублер (рычаг). У клапанов типа СППК4 ручной дублер отсутствует. Для регулирования клапанов на заданное давление пружину подбирают по табл. 10.8. Клапаны рассчитаны на работу с выбросом в атмосферу или с постоянным противодавлением не более $0{,}1p_р$. Клапаны устанавливают вертикально, колпаком вверх. Подача рабочей среды производится под золотник.

Габаритные размеры показаны на рис. 10.8—10.11 и в табл. 10.9—10.17.

10.8. Подбор пружин для ПК в зависимости от рабочего давления

Обозначение клапана	Номер пружины	$p_р$, МПа
ППК4-25-40 и СППК4Р-25-40	1а	0,45—1,2
	2а	1,2—1,9
	3а	1,9—2,3
	4а	2,3—4,2
СППКМ-25-100 и СППКМР-25-100	1	0,8—1,6
	2	1,6—3,0
	3	3,0—6,4
	4	6,4—8,5
	5	8,5—10,8
ППК4-50-16; СППК4-50-16 и СППК4Р-50-16	101	0,05—0,12
	102	0,12—0,19
	103	0,19—0,35
	104	0,35—0,6
	105	0,6—1,0
	106	1,0—1,6
ППК4-80-16; СППК4-80-16 и СППК4Р-80-16	110	0,05—0,13
	111	0,13—0,25
	112	0,25—0,45
	113	0,45—0,7
	114	0,7—0,95
	115	0,95—1,3
	116	1,3—1,8
ППК4-100-16; СППК4-100-16 и СППК4Р-100-16	120	0,05—0,1
	121	0,1—0,15
	122	0,15—0,35
	123	0,35—0,95
	124	0,95—2,0
ППК4-150-16; СППК4-150-16 и СППК4Р-150-16	127	0,05—0,1
	128	0,1—0,15
	129	0,15—0,2
	130	0,2—0,3
	131	0,3—0,65
	132	0,65—1,1
	133	1,1—1,5
	134	1,5—2,2
ППК4-200-16; СППК4-200-16 и СППК4Р-200-16	304	0,05—0,8
	305	0,8—1,6
ППК4-50-40; СППК4-50-40 и СППК4Р-50-40	105	0,6—1,0
	106	1,0—1,6
	107	1,6—2,5
	108	2,5—3,5
	109	3,5—4,4
ППК4-100-40; СППК4-100-40 и СППК4Р-100-40	123	0,35—0,95
	124	0,95—2,0
	125	2,0—3,0
	126	3,0—4,0
ППК4-150-40; СППК4-150-40 и СППК4Р-150-40	132	0,65—1,1
	133	1,1—1,5
	134	1,5—2,2
	301	2,2—2,8
	302	2,8—3,5
	303	3,5—4,0
СППК4-100-64 и СППК4Р-100-64	125	2,0—3,0
	126	3,0—4,0
	144	4,0—4,8
	145	4,8—6,4
СППК4-50-160	140	6,4—10,0
	146	10,0—14,0
	147	14,0—16,0
ППК4-80-40; СППК4-80-40 и СППК4Р-80-40	114	0,7—0,95
	115	0,95—1,3
	116	1,3—1,8
	117	1,8—2,8
	118	2,8—3,5
	119	3,5—4,4
СППК4-50-64 и СППК4Р-50-64	108	2,5—3,5
	109	3,5—4,4
	138	4,4—5,0
	139	5,0—6,4
СППК4-80-64 и СППК4Р-80-64	117	1,8—2,8
	118	2,8—3,5
	119	3,5—4,4
	141	4,4—5,0
	142	5,0—6,4
СППК4-80-160	143	6,4—10,0
	148	10,0—13,5
	149	13,5—16,0

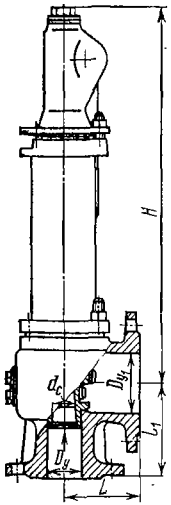


Рис. 10.8. Полноподъемный предохранительный клапан двухпозиционного действия СППК4Р-16

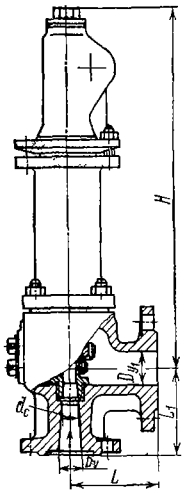


Рис. 10.9. Полноподъемный предохранительный клапан двухпозиционного действия СППК4Р-40

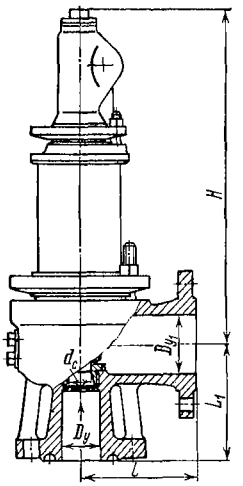


Рис. 10.10. Полноподъемный предохранительный клапан двухпозиционного действия СППК4Р-64

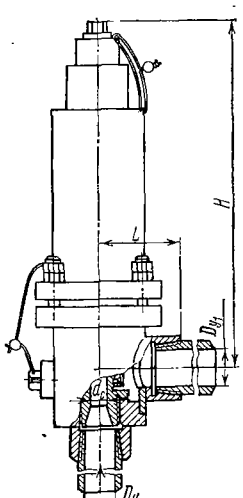


Рис. 10.11. Специальный полноподъемный пружинный предохранительный клапан СППКМ-100

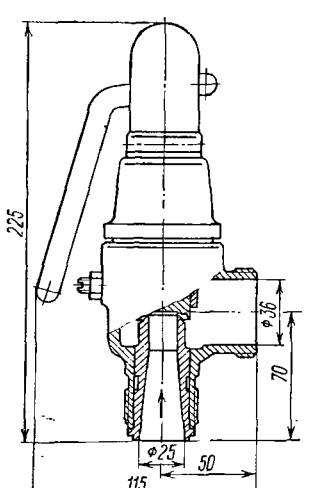


Рис. 10.12. Полноподъемный предохранительный клапан 17с42нж

10.9. Основные габаритные размеры и масса полноподъемных ПК ППК4-16 (см. рис. 10.8)

D_y, мм	D_{y1}, мм	L, мм	L_1, мм	H, мм	d_c, мм	α_1	K_{V1}, м³/ч	α_2	K_{V2}, м³/ч	Масса, кг
50	80	100	125	570	30	0,6	2,12	0,1	0,356	27
80	100	110	140	655	40	0,6	3,86	0,1	0,634	37
100	125	130	175	815	50	0,6	5,94	0,1	0,971	50
150	200	200	225	1030	72	0,4	8,20	0,1	2,05	113
200	300	280	320	1360	142	0,7	55,9	0,1	8,00	250

10.10. Основные габаритные размеры и масса полноподъемных ПК СППК4-16 (см. рис. 10.8)

D_y, мм	D_{y1}, мм	L, мм	L_1, мм	H, мм	d_c, мм	α_1	K_{V1}, м³/ч	α_2	K_{V2}, м³/ч	Масса, кг	
										Испол-нение 1	Испол-нение 2
50	80	100	125	510/570	30	0,6	2,12	0,1	0,356	24	26
80	100	110	140	600/670	40	0,6	3,86	0,1	0,634	35	37
100	125	130	175	740/840	50	0,6	5,94	0,1	0,971	50	53
150	200	200	225	930/1100	72	0,4	8,20	0,1	2,05	115	125
200	300	280	320	1200/1380	142	0,7	55,9	0,1	8,00	230	245

Примечание.
В числителе даны размеры H для клапанов исполнения 1, а в знаменателе — для клапанов исполнения 2.

10.11. Основные габаритные размеры и масса полноподъемных ПК СППК4Р-16

D_y, мм	D_{y1}, мм	L, мм	L_1, мм	H, мм	d_c, мм	α_1	K_{V1}, м³/ч	α_2	K_{V2}, м³/ч	Масса, кг
50	80	100	125	635	30	0,6	2,12	0,1	0,356	30
80	100	110	140	725	40	0,6	3,86	0,1	0,634	40
100	125	130	175	915	50	0,6	5,94	0,1	0,971	55
150	200	200	225	1200	72	0,4	8,20	0,1	2,05	145
200	300	280	320	1480	142	0,7	55,9	0,1	8,00	265

10.12. Основные габаритные размеры и масса полноподъемных ПК ППК4-40 (см. рис. 10.9)

D_y	D_{y1}	L, мм	L_1, мм	H, мм	d_c, мм	α_1	K_{V1}, м³/ч	α_2	K_{V2}, м³/ч	Масса, кг
25	40	100	100	525	17	0,6	0,684	0,1	0,112	25
50	80	105	130	575	30	0,6	2,12	0,1	0,356	30
80	100	115	145	660	40	0,6	3,86	0,1	0,634	40
100	125	135	180	825	50	0,6	5,94	0,1	0,971	58
150	200	205	230	1050	72	0,4	8,20	0,1	2,05	125

10.13. Основные габаритные размеры и масса полноподъемных ПК СППК4-40 (см. рис. 10.9)

D_y	D_{y1}	L	L_1	H	d_c	α_1	K_{V1}, м³/ч	α_2	K_{V2}, м³/ч	Масса, кг	
мм										Исполнение 1	Исполнение 2
50	80	105	130	515/575	30	0,6	2,12	0,1	0,356	26	28
80	100	115	145	605/675	40	0,6	3,86	0,1	0,634	38	40
100	125	135	180	745/850	50	0,6	5,94	0,1	0,971	56	60
150	200	205	230	940/1100	72	0,4	8,20	0,1	2,05	120	130

Примечание.
В числителе даны размеры H для клапанов исполнения 1, а в знаменателе — для клапанов исполнения 2.

10.14. Основные габаритные размеры и масса полноподъемных ПК СППК4Р-40 (см. рис. 10.4)

D_y	D_{y1}	L	L_1	H	d_c	α_1	K_{V1}, м³/ч	α_2	K_{V2}, м³/ч	Масса, кг
мм										
25	40	100	100	580	17	0,6	0,684	0,1	0,112	28
50	80	100	125	640	30	0,6	2,12	0,1	0,356	34
80	100	110	140	730	40	0,6	3,86	0,1	0,634	45
100	125	130	175	925	50	0,6	5,94	0,1	0,971	65
150	200	200	225	1210	72	0,4	8,20	0,1	2,05	150

10.15. Основные габаритные размеры и масса полноподъемных ПК СППК4-64 и СППК4Р-64 (см. рис. 10.10)

D_y	D_{y1}	L	H	d_c	α_1	K_{V1}, м³/ч	α_2	K_{V2}, м³/ч	Масса, кг
мм									
50	80	150	580/740	30	0,6	2,12	0,1	0,356	43/52
80	100	160	660/825	38	0,6	3,42	0,1	0,572	53/67
100	125	190	775/935	48	0,4	3,64	0,1	0,910	77/95

Примечание.
В числителе даны размеры H и масса для клапанов типа СППК4-64, а в знаменателе — для клапанов типа СППК4Р-64.

10.16. Основные габаритные размеры и масса полноподъемных ПК СППКМ-100 и СППКМР-100 (см. рис. 10.11)

Обозначение	D_y	D_{y1}	L	H	d_c	α_1	K_{V1}, м³/ч	α_2	K_{V2}, м³/ч	Масса, кг
	мм									
СППКМ-100	25	32	68	430	12	0,15	0,0863	0,05	0,0317	11
СППКМР-100	25	32	68	475	12	0,15	0,0863	0,05	0,0317	16

10.17. Основные габаритные размеры и масса полноподъемных ПК СППК4Р-160 (см. рис. 10.10)

$D_у$	$D_{у1}$	L	L_1	H	$d_с$	α_1	K_{V1}, м³/ч	α_2	K_{V2}, м³/ч	Масса, кг
мм										
50	80	150	160	600	30	0,6	2,12	0,1	0,356	50
80	100	160	180	700	38	0,4	2,28	0,1	0,572	63

Клапаны полноподъемные пружинные цапковые закрытого типа неразгруженные (рис. 10.12). Условное обозначение 17с42нж. Применяются на котлах, емкостях, резервуарах или трубопроводах для пара и других газообразных агрессивных сред с температурой до 200 °С. Пробное давление $p_{пр} = 1{,}6$ МПа; при $t_р \leqslant 200$ °С $p_р = 0{,}8$ МПа.

Для принудительного открытия и продувки клапана имеется ручной дублер (рычаг). Клапан устанавливается вертикально, колпаком вверх. Подача рабочей среды производится под золотник. Материалы основных деталей: корпус, стакан изготовляются из стали; золотник, шток — из стали 20Х13. Масса клапана 2,2 кг. Коэффициент расхода $\alpha = 0{,}7$ (коэффициент пропускной способности $K_{V1} = 0{,}622$ м³/ч).

Глава 11

ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ КЛАПАНЫ НЕПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

11.1. Принцип действия, классификация

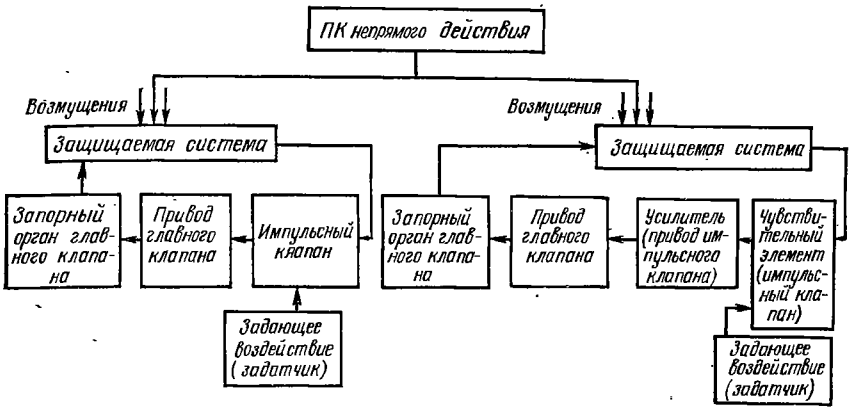
Для обеспечения больших расходов среды в аварийном режиме в некоторых системах иногда приходится устанавливать десятки предохранительных клапанов прямого действия в связи с их недостаточной пропускной способностью. В этих условиях более целесообразно применение предохранительных клапанов непрямого действия. Они успешно применяются для защиты систем и агрегатов с высокими рабочими параметрами при необходимости сброса больших количеств рабочей среды. Поскольку в ПК этого типа для управления используется вспомогательная энергия, величина управляющих усилий может быть достаточно большой, так как она уже не ограничивается размерами клапана. Это усилие может эффективно использоваться как для осуществления четкого срабатывания ПК, так и для обеспечения надежного герметичного перекрытия запорного органа. Предохранительный клапан непрямого действия существенно дороже, чем ПК прямого действия, но с ростом параметров среды разница в стоимости их быстро сокращается. По виду управляющей энергии ПК непрямого действия можно разделить на клапаны с управлением рабочей средой (импульсно-предохранительные устройства), путем использования постороннего источника давления или электроэнергии.

Импульсно-предохранительные устройства (ИПУ) представляют собой совокупность двух ПК, из которых один (главный), установленный на основной магистрали, емкости или резервуаре, оснащен поршневым приводом, а второй ПК (импульсный) с небольшим диаметром прохода служит чувствительным элементом. Он открывается по команде от датчика при соответствующем давлении рабочей среды и направляет ее в поршневой привод главного ПК.

Структура ПК непрямого действия с управлением непосредственно рабочей средой и с применением постороннего источника энергии приведена на схеме 11.1.

Схема 11.1

СТРУКТУРА ПК НЕПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ



Импульсный клапан может быть выполнен встроенным в главный или существовать как отдельный (вынесенный) элемент ИПУ. В первом случае (рис. 11.1) управление ИПУ осуществляется рабочей средой, и клапан работает как регулятор давления «до себя» пропорционального действия. В конструкции ИПУ с вынесенным импульсным клапаном для повышения надежности работы последнего часто применяются электромагниты, получающие импульс при превышении давления от электроконтактных манометров. В этом случае импульсный клапан работает как ПК прямого действия только в случае отсутствия электроэнергии или отказа системы электроконтактный манометр — электромагниты, а ИПУ относится к устройствам двухпозиционного действия.

Правилами Госгортехнадзора установлены нормативные значения давлений начала открытия импульсных ПК, на которые производится настройка контактных манометров или других датчиков. Один из установленных ПК должен регулироваться как контрольный. Предохранительные клапаны должны быть отрегулированы на давления начала открытия, не превышающие следующие значения:

Расчетное давление p_1, МПа	Давление настройки контрольного клапана, МПа	Давление настройки рабочих клапанов, МПа
До 1,3	$p_1 + 0{,}03$	$p_1 + 0{,}05$
От 1,3 до 6,0 . . .	$1{,}03p_1$	$1{,}05p_1$
» 6,0 » 14,0 . . .	$1{,}05p_1$	$1{,}08p_1$
» 14,0 » 22,5 . . .	$1{,}08p_1$	$1{,}08p_1$
Св. 22,5	$1{,}10p_1$	$1{,}10p_1$

По типу привода ИПУ подразделяются на две группы: с приводом нагружения (при срабатывании импульсного клапана среда нагружает поршень привода и открывает главный клапан) и с приводом разгружения (импульсный клапан, срабатывая, сбрасывает среду из привода главного клапана, разгружает поршень и открывает клапан).

По виду воздействия среды на запорный орган главного клапана ИПУ могут быть уплотняющими, когда давление рабочей среды прижимает золотник глав-

ного клапана к седлу (наиболее часто применяемая схема), и разуплотняющими, когда давление рабочей среды подается под золотник главного клапана (обычно эта схема используется в сочетании с приводом разгружения).

Предохранительные клапаны непрямого действия, имеющие один или несколько усилителей, работающих параллельно, называются двухкаскадными. Если клапан имеет два последовательных усилителя, то этот клапан называется трехкаскадным.

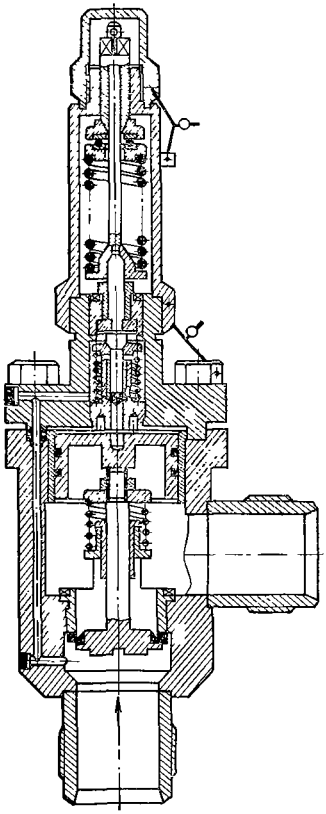


Рис. 11.1. Предохранительный клапан непрямого действия со встроенным импульсным клапаном

11.2. Серийные импульсно-предохранительные устройства

Импульсно-предохранительные устройства Чеховского завода энергетического машиностроения (ЧЗЭМ) предназначены для установки на выходных коллекторах или трубопроводах «острого» пара котлов с давлением пара 25,5; 14 и 10 МПа. Применяются также на «горячих» трубопроводах пара промежуточного перегрева с давлением $p_р$=4,2 МПа и на трубопроводах редуцированного и охлажденного пара с $p_у$ = = 6,4 МПа.

Принципиальная схема ИПУ приведена на рис. 11.2. При повышении давления пара в системе свыше установленного срабатывает отрегулированный на давление настройки электроконтактный манометр (ЭКМ). При этом обесточивается цепь нижнего электромагнита импульсного клапана, действующего на закрытие клапана, и замыкается цепь верхнего электромагнита, работающего на открытие. Импульсный клапан (ИК) открывается и подает пар в привод главного предохранительного клапана, который сбрасывает избыток пара в атмосферу.

При понижении давления в системе до заданного значения электроконтактный манометр обесточивает верхний и включает нижний электромагнит, в результате чего импульсный клапан закрывается, подача пара в привод прекращается, и последний соединяется с атмосферой. Главный предохранительный клапан закрывается. Рычажная система импульсного клапана настраивается при обесточенных электромагнитах на самостоятельное срабатывание, поэтому при отсутствии электроэнергии в цепи электромагнитов (аварийные условия) импульсный клапан работает как предохранительный клапан прямого действия.

Электрической схемой предусмотрена возможность дистанционно принудительно открывать и закрывать ИПУ посредством ключа управления. В обмотках нижнего электромагнита используется пониженное напряжение (110 В), благодаря чему работа привода импульсного клапана может осуществляться при постоянном воздействии тока на нижний электромагнит с допустимой для изоляции обмоток электромагнита температурой. Надежное закрытие и создание контактных давлений на уплотнительных поверхностях, достаточных для герметизации запорного органа импульсного клапана в первоначальный момент после его за-

крытия, обеспечивается включением нижнего электромагнита через два реле времени. Реле времени включены параллельно сопротивлению и позволяют осуществлять закрытие клапана и последующую выдержку его в течение 5—6 с под действием тягового усилия нижнего электромагнита, питаемого током полного напряжения (220 В). Исправность схемы контролируется сигнальными лампами, включенными параллельно катушкам электромагнитов.

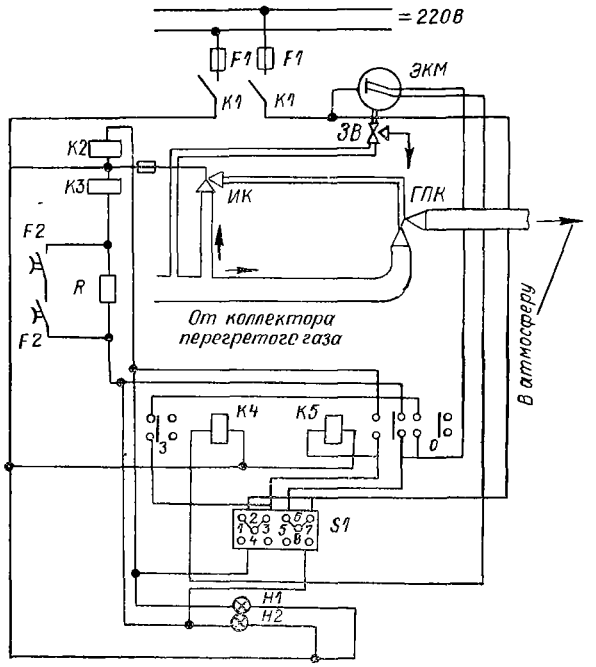


Рис. 11.2. Принципиальная схема импульсно-предохранительного устройства: *ГПК* — главный предохранительный клапан; *ИК* — импульсный клапан с электромагнитами; *К1* — рубильник; *К2* и *К3* — электромагниты открытия и закрытия; *ЭКМ* — электроконтактный маиометр; *К4*, *К5* — промежуточные реле РП-23; *S1* — ключ управления 54КФ-55/ПХ1-С; *ЗВ* — запорный вентиль с $D_у$=6 мм; *Н1*, *Н2* — сигнальные лампы «Открыто» и «Закрыто»; *R* — сопротивление 100 Ом; *F1* — предохранитель; *F2* — реле времени РЭВ-88; *О* и *З* — кнопки открытия и закрытия

Предохранительные клапаны импульсные сильфонные с электромагнитными приводами (рис. 11.3). Условное обозначение А 56006.025. Имеют следующие рабочие характеристики: $D_у$ = 25 мм; температура рабочей среды $t_р \leqslant 160$ °С; $p_{пр}$ = 0,4 МПа; при $t_р \leqslant 160$ °С $p_р$ = 0,15÷0,27 МПа. Присоединяются к трубопроводу с помощью патрубков под приварку. Уплотнение штока — сильфонное (для предотвращения выхода рабочего продукта в скружающую среду). Уплотнительные поверхности корпуса и золотника наплавлены твердым сплавом. Рабочая среда подается под золотник.

Управление клапаном осуществляется от двух электромагнитных приводов с электромагнитами типа КМП-2 параллельного возбуждения с напряжением 220 В постоянного тока. Электромагнит открытия клапана имеет мощность 300 Вт (ПВ 25 %), электромагнит закрытия клапаиа — 75 Вт (ПВ 100 %). Клапан устанавливается на трубопроводе вертикально, крышкой вверх. Изготовление и поставка клапана регламентированы ТУ 26-07-205—77. Материал основных деталей: корпус, золотник, шток, сильфон изготовляют из стали

08Х18Н10Т, рычаг — из стали 20. Масса клапана 56,5 кг. Коэффициент расхода $\alpha_1 = 0{,}5$. Коэффициент пропускной способности $K_{V1} = 1{,}24$ м³/ч.

Предохранительные клапаны импульсные сильфонные с электромагнитными приводами. Условные обозначения: И 56004.025 (рис. 11.4) и И 56004.040 (рис. 11.5). Имеют следующие рабочие характеристики: условный диаметр прохода $D_y = 25$ и $D_y = 40$ мм. Температура рабочей среды $t_p \leqslant 200$ °С. Для клапана с $D_y = 25$ мм $p_p = 0{,}6 \div 1{,}1$ МПа. Для клапана с $D_y = 40$ мм $p_p = 0{,}27 \div 1{,}15$ МПа. Для присоединения к трубопроводу имеются патрубки под приварку. Уплотнение штока — сильфонное (для предотвращения выхода рабочего продукта в окружающую среду). Уплотнительные поверхности корпуса и золотника наплавлены сплавом повышенной стойкости. Рабочая среда подается на золотник. Клапан с $D_y = 25$ мм с помощью набора грузов можно настраивать на рабочее давление от 0,6 до 1,1 МПа. Комплект грузов поставляют вместе с клапаном. Клапан с $D_y = 40$ мм настраивается на рабочее давление 0,27; 0,6; 1,15 МПа с помощью пружин.

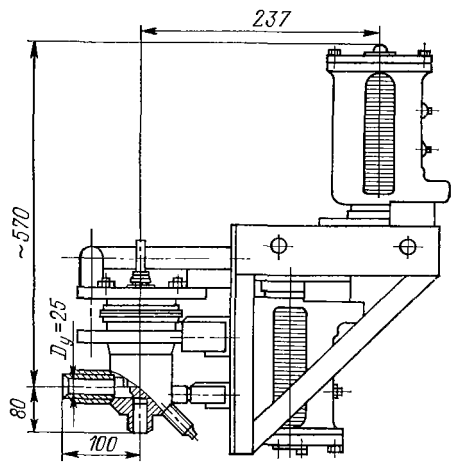


Рис. 11.3. Импульсный предохранительный клапан А 56006.025 с электромагнитным приводом

Управление клапаном от двух электромагнитных приводов с электромагнитами типа КМП-4А параллельного возбуждения, с напряжением 220 В постоянного тока. Электромагнит открытия клапана имеет мощность 650 Вт (ПВ 25 %), электромагнит закрытия клапана — 170 Вт (ПВ 100 %). Клапан устанавливается на трубопроводе вертикально, электромагнитами вверх. Изготовление и поставка клапана регламентированы ТУ 26-07-205—77. Материал основных деталей: корпус, шток, золотник, сильфон изготовляются из стали 08Х18Н10Т, рычаг (И 56004.025) — из стали 20; пружина (И56004.040) — из стали 50ХФА. Масса 151 кг (клапан с $D_y = 25$ мм) и 215 кг (клапан с $D_y = 40$ мм). Коэффициент расхода $\alpha_1 = 0{,}5$. Клапан с $D_y = 25$ мм имеет $K_{V1} = 1{,}24$ м³/ч, а с $D_y = 40$ мм — $K_{V1} = 2{,}52$ м³/ч.

Главные предохранительные клапаны (рис. 11.6). Условное обозначение Р 59015.600. Обладают следующими рабочими характеристиками: условный диаметр прохода $D_y = 600$ мм; температура рабочей среды $t_p \leqslant 200$ °С: $p_{пр} = 1{,}7$ МПа; при $t_p \leqslant 200$ °С; $p_p = 0{,}27$; $p_p = 0{,}6$; $p_p = 1{,}1$ МПа. Присоединяются к трубопроводу с помощью ответных патрубков под приварку. Уплотнительные поверхности корпуса и золотника наплавлены твердым сплавом. Рабочая среда подается на золотник. Управление клапаном при $p_p = 0{,}6$ и $p_p = 1{,}1$ МПа от двух импульсных клапанов И 56004.025 либо одного клапана И 56004.040; при $p_p = 0{,}27$ МПа — от двух импульсных клапанов А 56006.025 либо одного клапана И 56004.040.

Клапан устанавливается на трубопроводе вертикально, крышкой вверх. Изготовление и поставка клапана регламентированы ТУ 26-07-1144—76. Материал основных деталей: корпус, седло, поршень изготовляются из стали 20, шток — из стали 15Х18Н12С4ТЮ, золотник — из стали 08Х18Н10Т. Масса клапана 1750 кг.

В ряде случаев применяются импульсные клапаны, не оснащаемые электромагнитным приводом, работающие как предохранительные клапаны прямого действия и срабатывающие только под действием давления пара. Такими импульсно-предохранительными устройствами оснащаются «горячие» трубопроводы про-

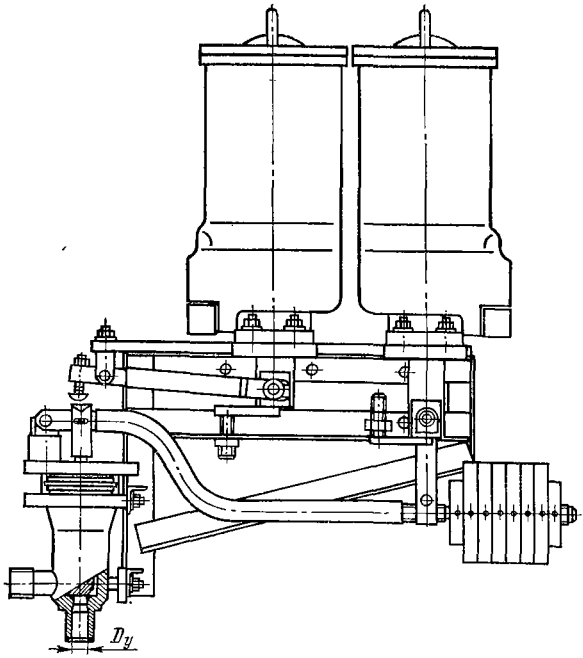


Рис. 11.4. Импульсный предохранительный клапан И 56004.025 с электромагнитным приводом

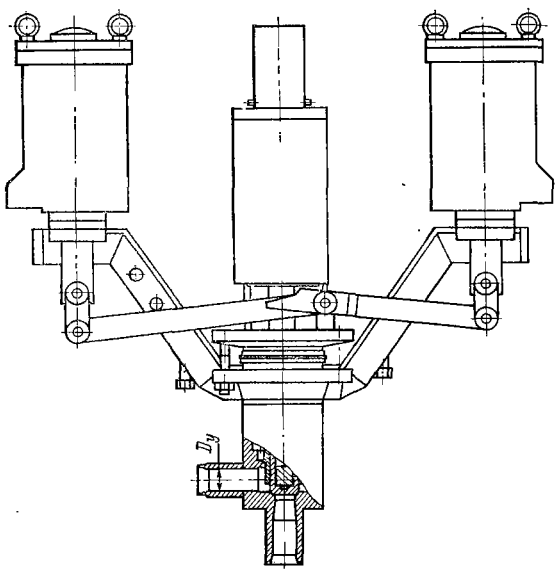


Рис. 11.5. Импульсный предохранительный клапан И 56004.040 с электромагнитным приводом

11.1. Габаритные размеры и масса главных предохранительных клапанов ЧЗЭМ с $D_у = 125/250$ и $D_у = 175/200$ мм

Обозначение	$D_у$	$D_{у1}$	$p_р$, МПа	$t_р$, °С	G, т/ч	H	H_1	A	L	Масса, кг
	мм					мм				
В-574	125	250	25,5	565	240	1690	525	195	380	640
В-376	175	200	14,0	570	160	1350	435	137	310	441
В-376	175	200	10,0	540	120	1350	435	137	310	441

межуточного перегрева и трубопроводы редуцированного и охлажденного пара РОУ. Схема одного из таких ИПУ представлена на рис. 11.7.

Главные предохранительные клапаны с $D_у = 125/250$ и $D_у = 175/200$ мм (рис. 11.8 и табл. 11.1). Устанавливаются в вертикальном положении на выходном коллекторе пароперегревателя котла или трубопроводе острого пара. Присоединяются с помощью фланцев. Для закрепления клапана на специальной опоре фланец входного патрубка имеет две опорные лапы. Подача среды производится на тарелку (золотник), благодаря чему давление пара прижимает тарелку к седлу, обеспечивая герметизацию запорного органа в закрытом положении клапана. Главные клапаны снабжены поршневым приводом, у которого площадь поршня больше площади тарелки, поэтому при подаче пара на поршень в связи с открытием импульсного клапана открывается и главный предохранительный клапан. Для уменьшения ударной нагрузки, возникающей при срабатывании ГПК, в конструкции клапана предусмотрен поршневой гидравлический демпфер, заполняемый водой. В демпфере расположена также цилиндрическая пружина, создающая силовое замыкание подвижной системы. Это необходимо для предварительного поджатия тарелки к седлу клапана при отсутствии давления в системе (растопка котла, транспортировка и монтаж клапана). Верхняя и нижняя

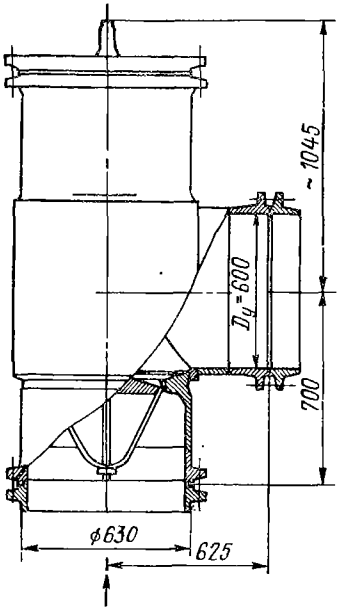


Рис. 11.6. Главный предохранительный клапан Р 59015.600

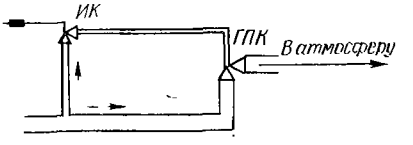


Рис. 11.7. Схема ИПУ с импульсным предохранительным клапаном прямого действия

поршневые камеры демпфера соединены между собой отверстием диаметром 2 мм, через которое дросселируется вода

Запорный орган клапана состоит из тарелки (золотника) и съемного седла. Уплотнительные поверхности деталей запорного органа плоские, наплавлены сплавом повышенной стойкости. Корпусные детали изготовляются из теплостойкой стали, штоки — из высокопрочной легированной стали и азотируются или никелируются. Уплотнение фланцевых соединений осуществляется при помощи

гребенчатых прокладок из малоуглеродистой стали. Уплотнение поршней привода и демпфера обеспечивается применением сальниковой набивки марки АС с прослойками между кольцами тигельного чешуйчатого графита.

Главные предохранительные клапаны с $D_y = 250/400$ мм (рис. 11.9 и табл. 11.2). Устанавливаются на горизонтальных участках трубопроводов редуцированного и охлажденного пара РОУ и «горячих» трубопроводов пара промежуточного перегрева вертикально, поршневым приводом вверх. Клапаны изготовляются в двух исполнениях: первое — для установки на магистралях редуци-

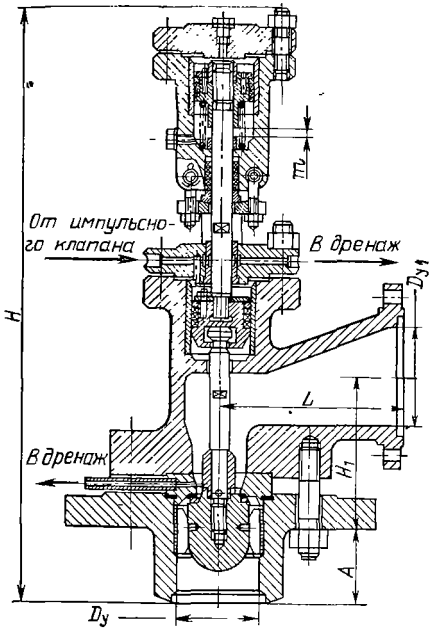


Рис. 11.8. Главный предохранительный клапан с $D_y = 125/250$ мм и $D_y = 175/200$ мм

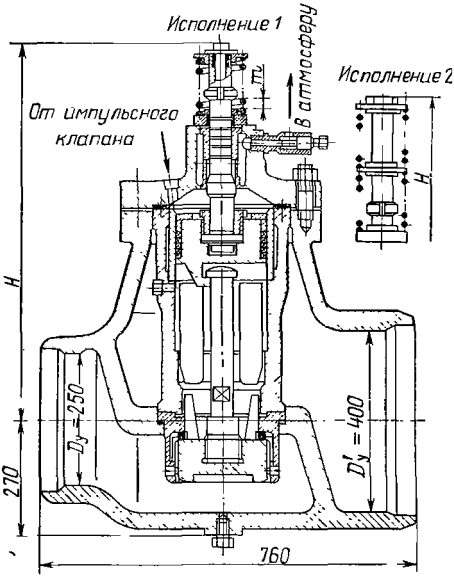


Рис. 11.9. Главный предохранительный клапан ЧЗЭМ с $D_y = 250/400$ мм

рованного и охлажденного пара РОУ с давлением пара 0,8—1,2 МПа; второе — для установки на магистралях редуцированного и охлажденного пара РОУ с давлением пара 1,2—3,7 МПа. К трубопроводу присоединяются сваркой.

11.2. Габаритные размеры и масса главных предохранительных клапанов ЧЗЭМ с $D_y = 250/400$ мм

Обозначение	p_y, МПа	t_p, °С	G, т/ч	H, мм	m, мм	Масса, кг
В-79 (исполнение 1)	6,4	—	160	790	40	642
В-79 (исполнение 2)	6,4	—	160	1130	45	652
В-779	4,1 (p_p)	570	180	1130	45	652

Обозначение. m — ход тарелки клапана.

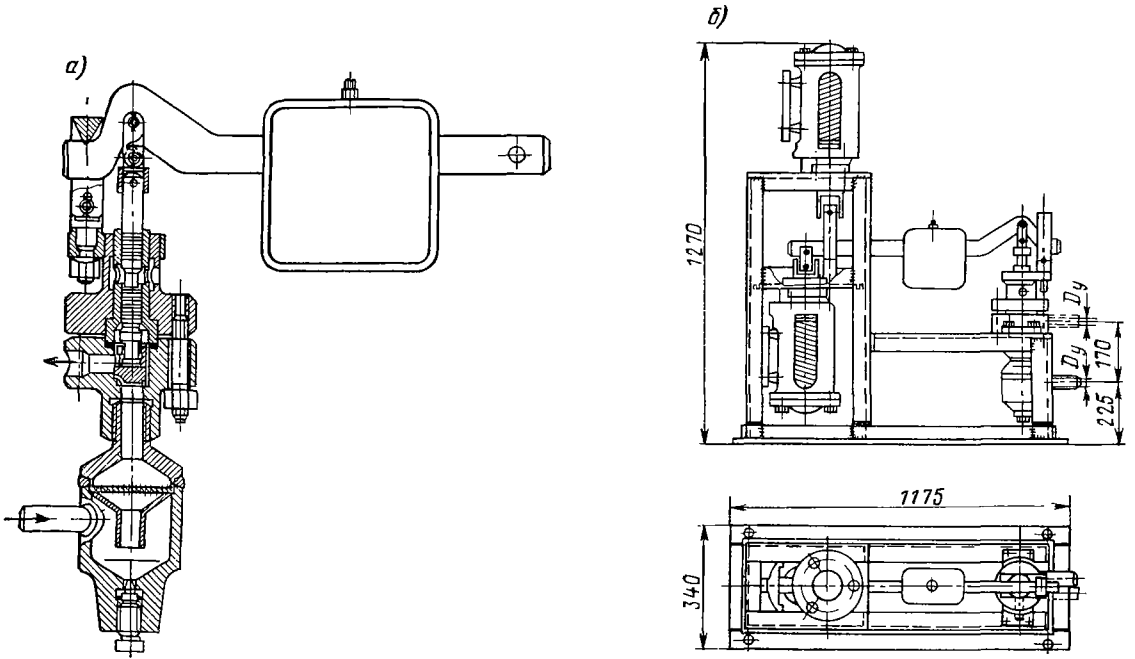


Рис. 11.10. Импульсный предохранительный клапан В-373 (*а*) и схема его установки (*б*)

11.3. Рабочие параметры и масса импульсных предохранительных клапанов ЧЗЭМ с $D_y = 20$ мм

Обозначение	p_p, МПа	t_p, °С	Масса, кг
В-573	25,5	565	226
В-373	14,0	570	206
В-273	10,0	540	191

11.4. Рабочие параметры и масса импульсных предохранительных клапанов ЧЗЭМ с $D_y = 25$ мм

Обозначение	p_y, МПа	t_p, °С	Масса, кг
В-73 (исполнение I)	6,4	—	32,5
В-73 (исполнение II)	6,4	—	41,5
В-773	4,1 (p_p)	570	41,5

Клапаны импульсные предохранительные с $D_y = 20$ мм (рис. 11.10 и табл. 11.3). Условные обозначения: В-573, В-373 и В-273. Устанавливаются в строго вертикальном положении в непосредственной близости от главного предохранительного клапана. Подача среды производится под тарелку клапана (золотник). Клапан рычажно-грузового типа. Предусмотрено фильтрующее устройство для улавливания инородных частиц (окалина, грат, песок) во избежание их попадания на уплотнительные поверхности или в поршневой привод главного клапана. Клапан снабжен электромагнитным приводом, состоящим из двух электромагнитов. Привод предназначен для принудительного открытия и закрытия импульсного клапана и повышения надежности герметичного перекрытия запорного органа клапана. Последнее достигается воздействием тягового усилия нижнего электромагнита, работающего на закрытие, на рычаг клапана. Управление электромагнитами — дистанционное с помощью ключа управления на щите. Импульсный клапан может срабатывать как от импульса давления пара, так и от действия электромагнитов. Клапан с фильтрующим устройством и магнитным приводом смонтирован на каркасе, присоединяется к трубопроводу сваркой.

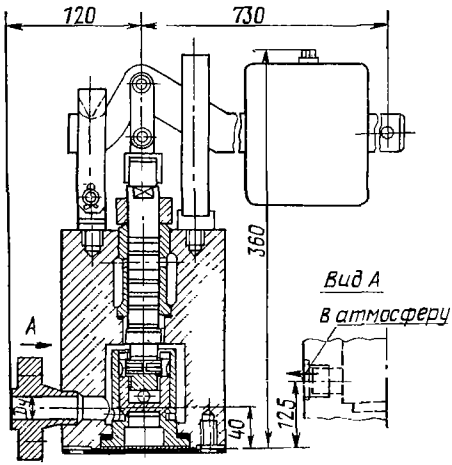


Рис. 11.11. Импульсный предохранительный клапан В-73

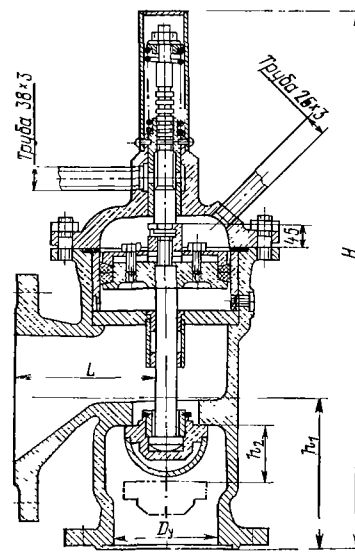


Рис. 11.12. Главный предохранительный клапан Барнаульского завода

Клапаны импульсные предохранительные с $D_y = 25$ мм (рис. 11.11 и табл. 11.4). Условные обозначения: В-73 (исполнение I), В-73 (исполнение II)

и В-773. Предназначаются для установки на «горячих» трубопроводах пара промежуточного перегрева и на трубопроводах редуцированного и охлажденного пара РОУ. Монтируются в непосредственной близости от главного предохранительного клапана в строго вертикальном положении. Подача среды производится под тарелку. Регулировка давления срабатывания импульсного клапана осуществляется перемещением груза на рычаге. Рабочие параметры импульсных клапанов с $D_у = 25$ мм и масса приведены в табл. 11.4.

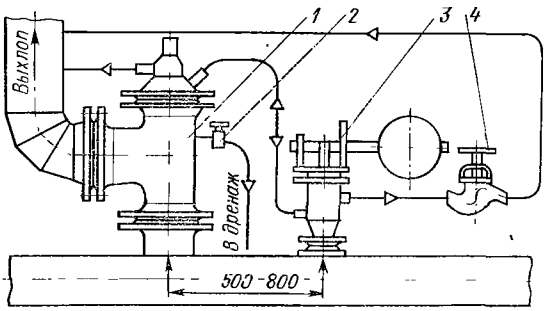


Рис. 11.13. Схема монтажа импульсно-предохранительного устройства для РОУ:

1 — предохранительный клапан; *2* — игольчатый вентиль с $D_у = 10$ мм; *3* — импульсный клапан с $D_у = 20$ мм; *4* — игольчатый вентиль с $D_у = 20$ мм на $p_у = 6{,}4$ МПа

Импульсное предохранительное устройство Барнаульского котельного завода состоит из главного предохранительного клапана с поршневым приводом и импульсного предохранительного клапана прямого действия. При повышении давления пара выше допустимого срабатывает импульсный клапан и открывает проход пара в поршневой привод главного клапана. Пар действует на поршень в сторону открытия клапана, преодолевает усилие от давления среды на тарелку, поскольку площадь поршня больше площади тарелки, и открывает главный предохранительный клапан. При понижении давления импульсный клапан под действием груза закрывается, подача пара в привод главного клапана прекращается, и одновременно надпоршневое пространство соединяется с атмосферой.

11.5. Габаритные размеры и масса главных предохранительных клапанов ИПУ Барнаульского котельного завода

Обозначение	$D_у$, мм	$p_у$, МПа	$p_р$, МПа	$t_р$, °С	H	h_1	h_2	L	Масса, кг
					мм				
7С-2-1	150	4,0	2,8	450	850	250	35	225	140
7С-4-1	150	4,0	2,8	350	850	250	35	225	140
7С-2-2	200	4,0	2,8	450	1042	260	50	320	198
7С-4-2	200	4,0	2,8	350	1042	260	50	320	198
7С-2-3	250	2,5	1,05	450	1145	340	65	350	303
7С-4-3	250	2,5	1,8	350	1145	340	65	350	303
7С-3-3	250	—	0,85	450	1145	340	65	350	303
7С-2-4	300	1,0	0,425	450	1265	405	80	400	385
7С-4-4	300	1,0	0,70	350	1265	405	80	400	385
7С-3-4	300	—	0,725	450	1265	405	80	400	385

Главный предохранительный клапан (рис. 11.12 и табл. 11.5) закрывается под действием усилия пружины и давления пара на тарелку. Уплотнительные поверхности тарелки и седла клапана наплавлены сплавом повышенной стойкости. Предохранительные клапаны устанавливаются в строго вертикальном положении. Среда подается под тарелку клапана. Присоединяются к трубопроводу при помощи фланцев или сваркой. Регулировка импульсного клапана на давление срабатывания осуществляется перестановкой груза на рычаге. На рис. 11.13 приведена схема монтажа импульсно-предохранительного устройства для РОУ. При установке на линии греющего пара деаэраторов импульс должен поступать из парового пространства деаэраторного бака. Минимальное давление пара, при котором срабатывает импульсно-предохранительное устройство, равно $0{,}18^{+0{,}02}$ МПа. В табл. 11.5 приведены габаритные размеры и масса главных предохранительных клапанов, выпускаемых Барнаульским котельным заводом, а на рис. 11.14 показан импульсный клапан 8С-1 с условным диаметром прохода $D_у = 20$ мм на $p_у = 4$ МПа; $p_р \leqslant 2{,}8$ МПа и $t_р = 550$ °С.

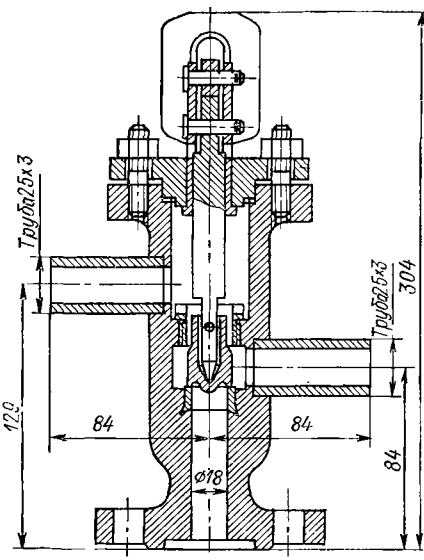


Рис. 11.14. Импульсный предохранительный клапан 8С-1

11.3. Импульсные предохранительные устройства с пилотным управлением

Одной из разновидностей конструкции импульсно-предохранительных устройств являются клапаны, в которых вся необходимая нагрузка на золотник главного клапана создается посторонней энергией, например сжатым воздухом высокого давления. Воздух из системы высокого давления, подаваемый на поршень главного клапана через пилотное устройство, создает необходимое усилие для закрытия клапана и обеспечения требуемой степени герметичности. При достижении в системе давления срабатывания воздух при помощи пилотного устройства автоматически сбрасывается, и клапан открывается.

Одна из конструкций такого клапана показана на рис. 11.15. Устройство состоит из главного клапана с $D_у = 400$ мм с поршневым приводом, распределительного пилотного устройства и привода пилотного устройства, выполненного в виде мембранного исполнительного механизма (МИМ). Для закрытия клапана используется воздух с давлением $4{,}5 \pm 0{,}5$ МПа, подаваемый на поршень. Усилие, создаваемое поршнем, удерживает клапан в закрытом положении, обеспечивая требуемую герметичность клапана при рабочем давлении в системе. Впускной патрубок главного клапана соединен при помощи трубки с верхней полостью МИМа, расположенной над мембраной. Таким образом, на мембрану всегда действует рабочее давление среды. Усилие пружины МИМа при нормальном давлении рабочей среды удерживает мембрану в верхнем положении, при этом через распределительное устройство поршневой привод соединен с управляющим сжатым воздухом.

При повышении давления рабочей среды сверх установленного мембрана опускается, преодолевая силу пружины, и переключает распределительное устройство. При этом сжатый воздух отключается от полости над поршнем, и она сообщается с линией сброса. Давление над поршнем падает, и главный клапан под действием давления рабочей среды открывается. Для удержания

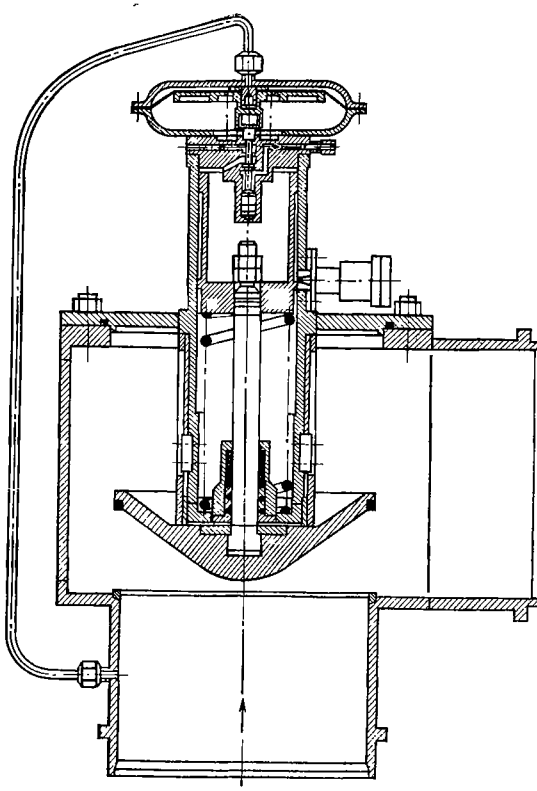


Рис. 11.15. Импульсно-предохранительное устройство с пилотным управлением

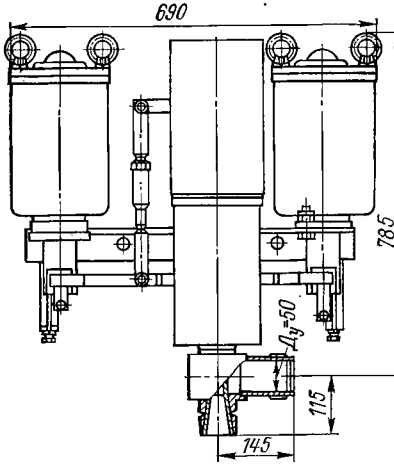


Рис. 11.16. Предохранительный сильфонный клапан с электромагнитным приводом

подвижной системы тарелка клапана — поршень в верхнем положении предусмотрена пружина, расположенная под поршнем. Для сигнализации положения клапана «Открыто» или «Закрыто» предусмотрен концевой выключатель.

11.4. Серийно выпускаемые предохранительные клапаны непрямого действия с управлением электроэнергией

Клапаны предохранительные сильфонные с электромагнитным приводом (рис. 11.16). Условное обозначение И 53076.050. Применяются на емкостях и трубопроводах для водяного пара с температурой до 350 °С в энергетических системах, в том числе на атомных электростанциях. Температура окружающей среды 35 °С при относительной влажности до 70 %. Пробное давление $p_{пр} =$ $= 20$ МПа; при $t_р \leqslant 350$ °С $p_р = 14$ МПа.

Присоединяются к трубопроводу с помощью патрубков под приварку. Уплотнение шпинделя сильфонное, предотвращает проникновение рабочего продукта в окружающую среду. Рабочая среда подается под золотник. Уплотнительные поверхности золотника и седла наплавлены твердым сплавом. Управление клапаном осуществляется от двух электроприводов с электромагнитами типа КМП-4А параллельного возбуждения, с напряжением 220 В постоянного тока. Электромагнит открытия клапана имеет мощность 650 Вт (ПВ 25 %), электромагнит закрытия клапана — 170 Вт (ПВ 100 %). Клапан устанавливается на трубопроводе вертикально, электромагнитами вверх. Изготовление и поставка клапана регламентирована ТУ 26-07-205—77. Материал основных деталей: корпус изготовляется из стали 08Х18Н10Т, шпиндель — из стали 12Х18Н9Т, цилиндр — из стали 20, втулка — из бронзы БрАЖМц 10-3-1,5, сильфон — из стали 08Х18Н10Т, золотник — из сплава ХН35ВТ-ВД, рычаг — из стали 20. Масса 155 кг. Коэффициент расхода $\alpha_1 = 0{,}63$. Коэффициент пропускной способности $K_V = 1{,}95$ м^3/ч.

Глава 12

ОБРАТНЫЕ И ОТКЛЮЧАЮЩИЕ КЛАПАНЫ

12.1. Назначение и классификация

Обратные клапаны предназначаются для предотвращения возможности образования обратного потока среды. Такая необходимость возникает в системах, где возможны падения давления на отдельных участках (аварийные или технологические) при сохранении давления на смежных. Обратные клапаны устанавливаются, например, за насосными установками или перед насосами. В последнем случае они служат для предотвращения слива среды из всасывающей линии при включении насоса. Этого требуют условия запуска насоса. Обратные клапаны такого рода носят название приемных. В ряде случаев они снабжаются сеткой-фильтром, чтобы устранить возможность попадания в насос вместе с рабочей средой твердых частиц или посторонних предметов.

Получают применение конструкции арматуры, совмещающие функции обратных и запорных клапанов. Они носят название невозвратно-запорных и невозвратно-управляемых клапанов. Обратные клапаны подразделяются на подъемные и поворотные. Подъемные клапаны в зависимости от их рабочего положения делятся на горизонтальные и вертикальные. Поворотные клапаны делятся на простые и безударные. В первых — ось поворота диска (захлопки) вынесена за пределы проходного отверстия трубы, у вторых — ось пересекает проходное отверстие трубы и расположена выше горизонтальной оси трубопровода. Поворотные обратные клапаны для трубопроводов больших диаметров иногда выполняются многостворчатыми, они имеют несколько захлопок. Клапаны срабатывают автоматически под действием энергии среды, транспортируемой по трубопроводу.

Обратные клапаны создают известное гидравлическое сопротивление в связи с поддерживанием золотника или тарелки в открытом положении. Подъемные клапаны проще по устройству, а их конструкция позволяет обеспечить надежную герметичность по отношению к внешней среде. Однако при работе в загрязненных средах возможно заедание тарелки клапана в направляющей части. Поворотные клапаны, менее чувствительные к загрязненности среды, позволяют контролировать положение захлопки и использовать демпфирующие устройства для предотвращения гидравлического удара. С учетом приведенного подъемные обратные клапаны обычно используются для малых значений D_y и чистых сред, в остальных случаях используются поворотные обратные клапаны.

12.2. Обратные подъемные клапаны

Клапаны обратные подъемные с $D_y = 25 \div 50$ мм чугунные (рис. 12.1, *а*, *б* и табл. 12.1). Условные обозначения: 16ч3р на $p_y = 1$ МПа; 16ч3бр и 16ч3п на $p_y = 1{,}6$ МПа. Предназначаются для трубопроводов, транспортирующих воду при температуре до 50 °С (16ч3р) и воду или пар при температуре до 225 °С (16ч3бр и 16ч3п). Технические требования регламентированы ГОСТ 11823—74. Клапаны присоединяются к трубопроводу при помощи фланцев, размеры которых установлены ГОСТ 1235—67. Клапаны устанавливаются на горизонтальном трубопроводе крышкой вверх. Среда подается под золотник. Корпус и крышка изготовляются из чугуна, золотник — из стали, прокладка — из паронита. Уплотнение запорного органа в клапанах 16ч3р с $D_y = 40$ мм и $D_y = 50$ мм обеспечивается в золотнике уплотнительным кольцом из резины или кожи, в клапанах 16ч3бр в корпусе и золотнике предусмотрены латунные уплотнитель-

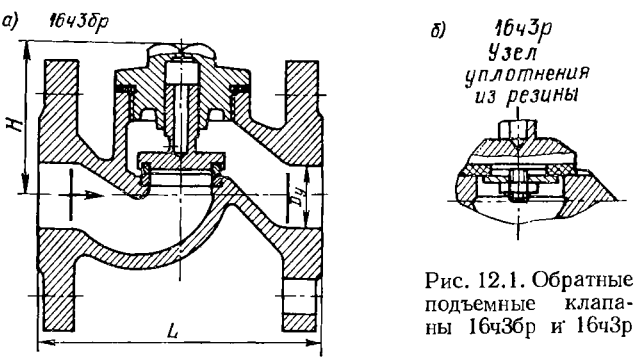


Рис. 12.1. Обратные подъемные клапаны 16ч3бр и 16ч3р

ные кольца, в клапанах 16ч3п — из фторопласта. Для клапанов 16ч3р условное давление $p_y = 1{,}0$ МПа, пробное давление $p_{пр} = 1{,}5$ МПа, а рабочее давление $p_р$ допускается до 1 МПа при рабочей температуре среды $t_р \leqslant 50$ °С. Для клапанов 16ч3бр и 16ч3п $p_р = 1{,}6$ МПа; $p_{пр} = 2{,}4$ МПа; $p_р = 1{,}45$ МПа при $t_р = 225$ °С и $p_р = 1{,}6$ МПа при $t_р \leqslant 120$ °С.

Клапаны обратные подъемные с D_y=65÷150 мм чугунные (рис. 12.2 и табл. 12.2). Условные обозначения: 16ч6р на $p_y = 1$ МПа; 16ч6бр и 16ч6п на $p_y = 1{,}6$ МПа. Предназначаются для трубопроводов, транспортирующих воду при температуре до 50 °С (16ч6бр) и воду или пар при температуре до 225 °С (16ч6бр и 16ч6п). Технические требования регламентированы по ГОСТ 11823—74. Клапаны присоединяются к трубопроводу при помощи фланцев, размеры которых установлены ГОСТ 1235—67. Клапаны устанавливаются на горизонтальном трубопроводе крышкой вверх. Среда подается под золотник. Корпус и крышка изготовляются из чугуна, золотник — из стали, прокладка — из паронита. Уплотнение запорного органа в клапанах 16ч6р (D_y=70, D_y=80 и $D_y = 100$ мм) обеспечивается применением в золотнике уплотнительного кольца из резины или

12.1. Габаритные размеры и масса обратных подъемных клапанов 16ч3р, 16ч3бр и 16ч3п

D_y, мм	L, мм	H, мм	Масса, кг
25	120	70	3,3
40	170	95	7,0
50	200	105	9,4

12.2. Габаритные размеры и масса обратных подъемных клапанов 16ч6р, 16ч6бр и 16ч6п

D_y, мм	L, мм	H, мм	Масса, кг
65	290	140	18,0
80	310	155	23,5
100	350	175	35,5
150	480	230	74,0

кожи. В клапанах 16ч6бр (D_y=80, D_y=100 и D_y=150 мм) в корпусе и золотнике предусмотрены латунные уплотнительные кольца, а в клапанах 16ч6п — из фторопласта. Для клапанов 16ч6бр условное давление p_y = 1 МПа; пробное давление $p_{пр}$=1,5 МПа; рабочее давление допускается до $p_р$ = 1 МПа при рабочей температуре среды $t_р$=50 °С. Для клапанов 16ч6бр и 16ч6п условное давление p_y = 1,6 МПа; пробное давление $p_{пр}$ = 2,4 МПа; рабочее $p_р$ = 1,45 МПа при $t_р$ = 225 °С и $p_р$ = 1,6 МПа при $t_р \leqslant$ 120 °С.

Клапаны обратные приемные с сеткой фланцевые чугунные на p_y = 0,25 МПа (рис. 12.3 и табл. 12.3). Условное обозначение 16ч42р. Клапаны устанавливаются на конце вертикального всасывающего трубопровода для предотвращения обратного потока воды, нефти или других жидких сред при температуре до 50 °С. Используются для предварительной заливки всасывающей трубы перед началом

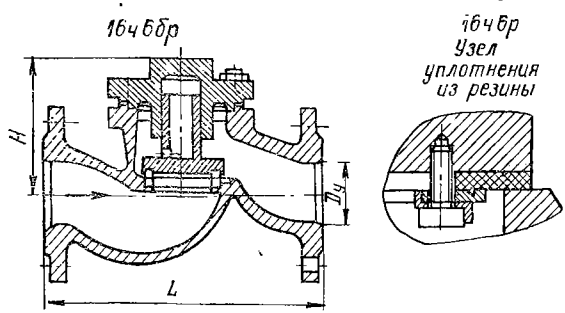


Рис. 12.2. Обратные подъемные клапаны 16ч6бр и 16ч6р

работы насосных установок. Сетка предохраняет приемный клапан и насос от попадания крупных твердых тел. Конструкция, основные размеры и технические требования обусловлены ГОСТ 10371—77. В клапанах с D_y, равным 50; 80; 100; 150 и 200 мм, предусмотрена одна подъемная тарелка, в клапанах с D_y = = 250 и D_y = 300 мм — две поворотные захлопки, в клапанах с D_y = 400 мм— четыре поворотные захлопки. Размеры присоединительного фланца регламентированы ГОСТ 1235—67. Клапаны устанавливаются сеткой вниз. Корпусные части клапана изготовляются из чугуна, сетка — из стали, уплотнительное кольцо — из резины. Пробное давление $p_{пр}$ = 0,4 МПа. Допускается рабочее давление $p_р$ = 0,25 МПа при рабочей температуре среды $t_р \leqslant$ 50 °С.

Клапаны обратные подъемные муфтовые из ковкого чугуна на p_y = 1 МПа (рис. 12.4 и табл. 12.4). Условные обозначения: 16кч11р и 16кч11к. Предназначаются для трубопроводов, транспортирующих воду при рабочей температуре до 50 °С. Технические требования обусловлены ГОСТ 11823—74. Клапаны присоединяются к трубопроводу при помощи резьбовых муфт с дюймовой резьбой,

размеры которых регламентированы ГОСТ 6527—68. Клапаны устанавливаются на горизонтальном трубопроводе крышкой вверх. Среда подается под золотник. Корпус и крышка изготовляются из ковкого чугуна, прокладка — из картона. Уплотнение запорного органа в клапанах 16кч11р обеспечивается применением в золотнике уплотнительного кольца из резины, в клапанах 16кч11к — из кожи. Условное давление $p_у = 1$ МПа; пробное давление $p_{пр} = 1{,}5$ МПа; рабочее

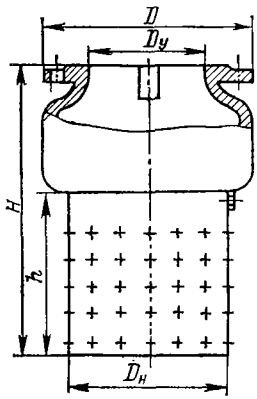


Рис. 12.3. Приемный клапан 16ч42р

12.3. Габаритные размеры и масса обратных приемных клапанов с сеткой 16ч42р

$D_у$, мм	H	D	$D_н$	h	Масса, кг
	мм				
50	165	140	85	84	3,8
80	235	185	120	120	8,0
100	285	205	140	156	11,0
150	395	260	200	216	24,0
200	485	315	265	274	42,0
250	575	370	370	290	98,0
300	665	435	440	344	145,0
400	778	535	645	390	210,0

давление $p_р$ допускается до 1 МПа при рабочей температуре среды $t_р \leqslant 50$ °С.

Клапаны обратные подъемные фланцевые из ковкого чугуна на $p_у = 2{,}5$ МПа (рис. 12.5 и табл. 12.5). Условные обозначения: 16кч9бр, 16кч9п и 16кч9нж. Клапаны предназначаются для трубопроводов, транспортирующих воду или пар при температуре до 225 °С (16кч9бр и 16кч9п) или при температуре до 300 °С

12.4. Габаритные размеры и масса обратных подъемных клапанов 16кч11р и 16кч11к

$D_у$, мм	L	H	l	Резьба трубная d, дюймы	Масса, кг
	мм				
15	90	55	12	1/2	0,5
20	100	60	14	3/4	0,8
25	120	65	16	1	1,0
32	140	75	18	1 1/4	1,8
40	170	90	20	1 1/2	3,0
50	200	100	22	2	4,0

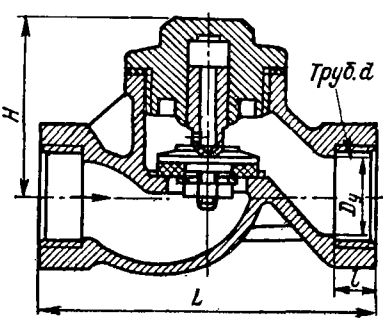


Рис. 12.4. Обратный подъемный клапан 16кч11р

(16кч9нж), а также жидкий или газообразный аммиак с рабочей температурой от —30 до +150 °С (16кч9п). Технические требования регламентированы ГОСТ 11823—74. К трубопроводу присоединяются при помощи фланцев, размеры которых обусловлены ГОСТ 12817—67. Клапаны устанавливаются на горизонтальном трубопроводе крышкой вверх. Среда подается под золотник. Корпус и крышка изготовляются из ковкого чугуна, золотник — из стали, прокладка — из пароонита. В клапанах 16кч9бр уплотнение запорного органа обеспечивается

уплотнительными кольцами из латуни, в клапанах 16кч9нж — из коррозионностойкой стали, в клапанах 16кч9п уплотнительные кольца в золотнике — из фторопласта, в корпусе — из чугуна. Клапаны испытываются на прочность при пробном давлении $p_{пр} = 3{,}8$ МПа. Допускается рабочее давление $p_р = 2{,}2$ МПа при рабочей температуре среды $t_р = 225$ °С и $p_р = 2{,}5$ МПа при $t_р \leqslant 120$ °С. Клапаны 16кч9нж могут быть использованы при $t_р = 300$ °С и $p_р = 2$ МПа.

12.5. Габаритные размеры и масса обратных подъемных клапанов 16кч9бр, 16кч9п и 16кч9нж

$D_у$, мм	L, мм	H, мм	Масса, кг
32	180	90	6,2
40	200	105	8,4
50	230	105	11,2
65	290	140	19,8
80	310	155	24,7

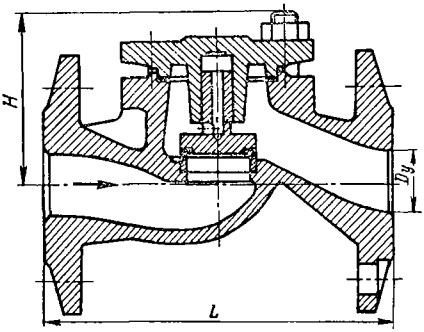


Рис. 12.5. Обратный подъемный клапан 16кч9нж

Клапаны обратные подъемные фланцевые стальные на $p_у = 4$ МПа (рис. 12.*б* и табл. 12.6). Условное обозначение 16с13нж. Предназначаются для трубопроводов, транспортирующих воду или пар при температуре до 425 °С. К трубопроводу присоединяются при помощи фланцев, размеры которых обусловлены ГОСТ 12821—67. Клапаны устанавливаются на горизонтальном трубопроводе,

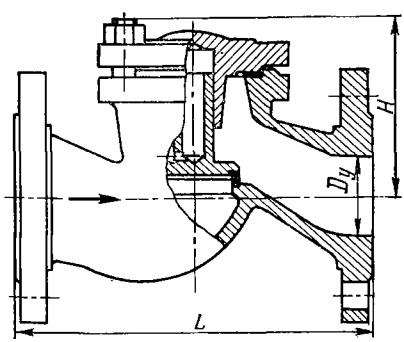


Рис. 12.6. Обратный подъемный клапан 16с13нж

12.6. Габаритные размеры и масса обратных подъемных клапанов 16с13нж

$D_у$, мм	L, мм	H, мм	Масса, кг
40	200	117	10,5
50	230	117	12,0
65	290	156	23,3
80	310	156	27,3
100	350	193	37,1
150	480	280	82,7
200	600	282	148,0

крышкой вверх. Среда подается под золотник. Корпус, крышка и золотник изготовляются из стали, прокладка — из паронита. Уплотнение запорного органа обеспечивается уплотнительными кольцами в корпусе и золотнике, наплавленными коррозионностойкой сталью. Клапаны испытываются на прочность при пробном давлении $p_{пр} = 6$ МПа. При рабочей температуре среды $t_р = 425$ °С допускается рабочее давление $p_р = 2{,}2$ МПа; при $t_р \leqslant 200$ °С допускается $p_р = 4$ МПа.

12.3. Обратные поворотные клапаны

Обратные поворотные клапаны имеют большой диапазон диаметров условного прохода: от 50 до 2000 мм. Для снижения скорости закрывания диска и уменьшения гидравлического удара обратные клапаны большого диаметра снабжаются сбводами, демпферами, противовесами и другими устройствами.

Клапаны обратные поворотные фланцевые чугунные с D_y, равным 50, 80, 100 и 150 мм, на p_y=1,6 МПа и с D_y, равным 200, 250, 300 мм, на p_y = 1 МПа (рис. 12.7 и табл. 12.7). Условные обозначения: 19ч16р и 19ч16бр. Предназначаются для трубопроводов, транспортирующих воду при температуре до 50 °С (19ч16р) и воду, пар при температуре до 225 °С (19ч16бр). Клапаны присоединяются к трубопроводу при помощи фланцев, размеры которых обусловлены

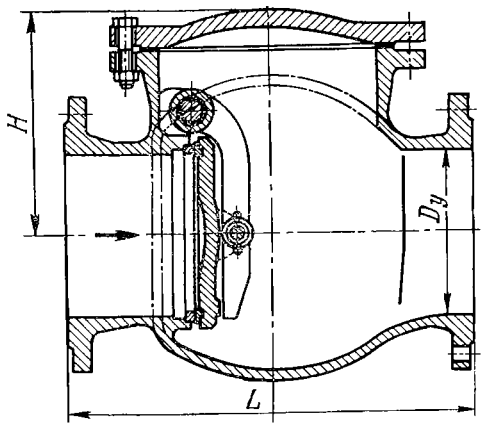


Рис 12.7. Обратный поворотный клапан 19ч16бр

12.7. Габаритные размеры и масса обратных поворотных клапанов 19ч16р и 19ч16бр

D_y, мм	L, мм	H, мм	Масса, кг
50	230	140	14,2
80	310	168	33
100	350	172	40,8
150	460	235	72
200	500	270	107
250	600	310	148
300	700	347	200

ГОСТ 1235—67. Клапаны устанавливаются в рабочем положении на горизонтальном трубопроводе крышкой вверх, а на вертикальном так, чтобы диск (тарелка клапана) открывался вверх. Среда подается под диск. Корпус, крышка и диск изготовляются из чугуна, прокладка — из паронита. Уплотнение запорного органа в клапанах 19ч16р обеспечивается применением резинового уплотнительного кольца на диске, в клапанах 19ч16бр — латунными уплотнительными кольцами в корпусе и на диске.

Клапаны на p_y = 1,6 МПа испытываются на прочность при пробном давлении $p_{пр}$ = 2,4 МПа; рабочее давление $p_р$ = 1,45 МПа при $t_р$ = 225 °С и $p_р$ = = 1,6 МПа при $t_р \leqslant 120$ °С. Клапаны на p_y = 1 МПа испытываются на прочность при $p_{пр}$ = 1,5 МПа; $p_р$ = 0,85 МПа при $t_р$ = 225 °С и $p_р$ = 1 МПа при $t_р \leqslant 120$ °С.

Клапаны обратные поворотные фланцевые чугунные на p_y = 1,6 МПа (рис. 12.8 и табл. 12.8). Условные обозначения: КА 44075 и Л 44075. Предназначаются для предотвращения обратного потока в трубопроводах, транспортирующих нефть и маслянистые жидкости с рабочей температурой до 300 °С (исполнение I), воду и пар с рабочей температурой до 225 °С (исполнение II), воду с рабочей температурой до 50 °С (исполнение III). Клапаны устанавливаются на вертикальном трубопроводе входным фланцем вниз, на горизонтальном трубопроводе так, чтобы ось вращения захлопки была расположена горизонтально и находилась выше горизонтальной оси трубопровода. Клапаны присоединяются к трубопроводу с помощью фланцев, размеры которых обусловлены ГОСТ 1255—67. Конструкция клапанов, основные размеры и технические требования регламентированы ГОСТ 19827—74. Рабочая среда подается под диск (захлопку). Уплотнительные поверхности выполнены непосредственно на самом

корпусе и захлопке (исполнение I, $D_у$, равный 50; 80; 100; 150; 200 и 250 мм), уплотнение запорного органа латунными кольцами (исполнение II, $D_у$, равный 50; 80; 100 и 150 мм), уплотнение запорного органа резиновыми кольцами (исполнение III, $D_у$, равный 50; 80; 100 и 150 мм). Материал осиовных деталей: корпус и захлопка — из чугуна; ось — из стали 20Х13; прокладка — из паронита. Гидравлическое испытание клапанов на прочность производится при пробном давлении $p_{пр}$ = = 2,4 МПа. При рабочей температуре среды $t_р$ = 300 °С допускается рабочее давление $p_р$ = 1,3 МПа.

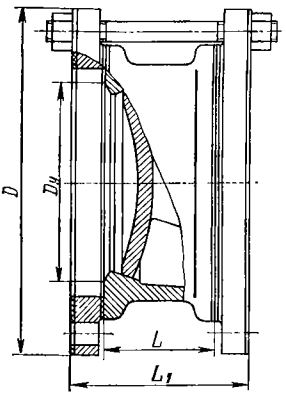


Рис. 12.8. Обратный поворотиый клапан КА 44075

12.8. Габаритные размеры и масса обратных поворотных клапанов КА 44075 и Л 44075

$D_у$, мм	L	L_1	D	Масса, кг
	мм			
50	60	108	160	9,13
80	70	125	195	15,70
100	80	136	215	17,70
150	100	160	280	31,20
200	110	178	335	41,40
250	120	190	405	52,50

Клапаны обратные поворотные безударные фланцевые чугунные на $p_у$ = = 1 МПа (рис. 12.9 и табл. 12.9). Условное обозначение КЗ 44067. Предназначаются для предотвращения обратного потока в трубопроводах, транспортирующих воду и пар с рабочей температурой до 225 °С, нефть и маслянистые жидкости с рабочей температурой до 300 °С. Конструкция клапанов, основные размеры и поставка обусловлены ГОСТ 19827—74. Клапаны устанавливаются на

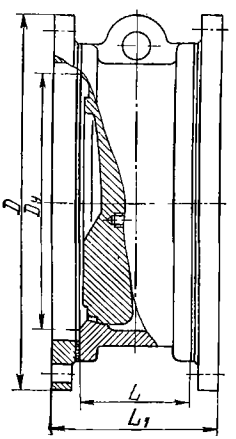


Рис. 12.9. Обратный поворотный клапан КЗ 44067

12.9. Габаритные размеры и масса обратных поворотных клапанов КЗ 44067

$D_у$, мм	L	L_1	D	Масса *, кг
	мм			
300	130	184	440	45
400	170	232	565	128
500	200	266	670	183
600	240	318	780	237

* Без ответных фланцев.

горизонтальном трубопроводе с горизонтальным расположением оси диска, на вертикальном трубопроводе—уплотнительной поверхностью корпуса вверх. Рабочая среда подается под диск. Присоединяются к трубопроводу с помощью ответных фланцев, стягиваемых шпильками. Материал основных деталей: кор-

пус и диск изготовляются из чугуна, прокладка — из паронита. Гидравлическое испытание клапанов на прочность производится при пробном давлении $p_{пр}$ = = 1,5 МПа. При рабочей температуре $t_р$ = 300 °С допускается рабочее давление среды $p_р$ = 0,8 МПа.

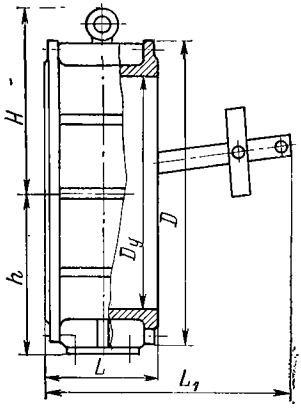


Рис. 12.10. Обратный поворотный клапан 19ч19р

Клапаны обратные поворотные фланцевые с противовесом чугунные на $p_у$ = 1 МПа (рис. 12.10 и табл. 12.10). Условное обозначение 19ч19р. Клапаны предназначаются для трубопроводов, транспортирующих воду или пар при температуре до 120 °С. К трубопроводу присоединяются при помощи фланцев, раз-

12.10. Габаритные размеры и масса обратных поворотных одиодисковых клапанов 19ч19р

$D_у$, мм	L	L_1	H	h	D	Масса, кг
	мм					
800	350	915	660	535	1010	808
1000	400	928	790	670	1220	1176

меры которых обусловлены ГОСТ 1235—67. Клапаны устанавливаются на горизонтальном трубопроводе. Корпус и диск изготовляются из чугуна. Уплотнение запорного органа обеспечивается резиновым уплотнительным кольцом в диске. Диск поворачивается вокруг оси, смещенной относительно диаметрального сечения.

12.11. Габаритные размеры и масса обратных поворотных клапаиов 19с17нж

$D_у$, мм	L	H	Масса, кг
	мм		
50	230	135	16
80	310	160	26
100	350	175	40
150	480	225	82
200	550	280	154
300	450	—	170
400	500	—	340
600	650	—	700

Примечание. Даиные по клапанам с $D_у$ = 300÷600 мм приведены для безударной конструкции по ГОСТ 18580—73.

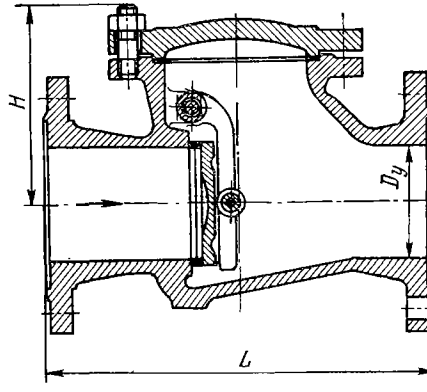


Рис. 12.11. Обратный поворотный клапан 19с17нж

Клапаны испытываются на прочность при пробном давлении $p_{пр}$ = 1,5 МПа. Рабочее давление допускается до $p_р$ = 1 МПа при рабочей температуре среды до 120 °С.

Клапаны обратные поворотные однодисковые фланцевые стальные на $p_у$ = = 4 МПа (рис. 12.11 и табл. 12.11). Условиое обозначение 19с17нж. Предназначаются для трубопроводов, транспортирующих воду или пар при температуре

до 425 °С (исполнения 1 и 5) или до 450 °С (исполнения 2 и 6). Клапаны присоединяются к трубопроводу при помощи фланцев, размеры которых регламентированы ГОСТ 12822—67. Клапаны устанавливаются в рабочем положении на горизонтальном трубопроводе крышкой вверх, а на вертикальном так, чтобы диск (тарелка клапана) открывался вверх. Среда подается под диск. Корпус, крышка и диск изготовляются из стали. Уплотнение запорного органа обеспечивается уплотнительными кольцами на корпусе и диске, наплавленными коррозионностойкой сталью. Клапаны испытываются на прочность при пробном давлении $p_{пр} = 6$ МПа. При рабочей температуре среды $t_р \leqslant 200$ °С допускается рабочее давление до $p_р = 4$ МПа; при $t_р = 425$ °С $p_р = 2{,}2$ МПа, а при $t_р = 450$ °С $p_р = 1{,}7$ МПа.

Клапаны обратные поворотные фланцевые стальные на $p_у = 2{,}5$ МПа (рис. 12.12 и табл. 12.12). Условное обозначение 19с35нж. Предназначены для предотвращения обратного потока среды в трубопроводах, транспортирующих воду, пар и другие неагрессивные среды с рабочей температурой до 425 °С.

12.12. Габаритные присоединительные размеры и масса обратных поворотных клапанов 19с35нж

$D_у$	L	L_1	D	H	h	Масса, кг
мм						
800	500	720	1075	670	565	790
1000	500	830	1315	800	690	1183

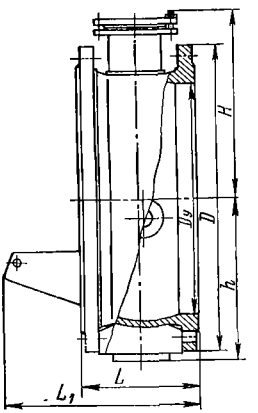


Рис. 12.12. Обратный поворотный клапан 19с35нж

Клапаны присоединяются к трубопроводу при помощи фланцев, размеры которых установлены ГОСТ 12821—67. Клапаны устанавливаются в рабочем положении на горизонтальном трубопроводе основанием вниз, на вертикальном трубопроводе — входным фланцем вниз. Среда подается под диск. Уплотнительные поверхности корпуса и диска наплавлены сплавом повышенной стойкости. Основные детали — корпус, крышка и диск — изготовляются из стали. Гидравлическое испытание клапанов на прочность производится при пробном давлении $p_{пр} = 3{,}8$ МПа. При рабочей температуре $t_р = 425$ °С допускается рабочее давление $p_р = 1{,}4$ МПа.

Клапаны обратные поворотные с патрубками под приварку на $p_у = 4$ МПа (рис. 12.13 и табл. 12.13). Условное обозначение ИА 44078. Предназначены для предотвращения обратного потока среды в трубопроводах, транспортирующих воду и пар с рабочей температурой до 425 °С (исполнение 1). Клапаны присоединяются к трубопроводу сваркой или с помощью ответных фланцев под сварку с трубопроводом. Клапаны устанавливаются на горизонтальном трубопроводе с горизонтальным расположением оси диска выше горизонтальной оси трубопровода. Рабочая среда подается под диск (захлопку). Уплотнительные поверхности корпуса и диска наплавлены сплавом повышенной стойкости. Основные детали — корпус и диск — изготовляются из стали 20. Гидравлическое испытание клапанов на прочность производится при пробном давлении $p_{пр} = 6$ МПа. При рабочей температуре среды $t_р = 425$ °С допускается рабочее давление $p_р = 2{,}2$ МПа, при $t_р \leqslant 200$ °С допускается $p_р = 4$ МПа.

Клапаны обратные поворотные фланцевые стальные на $p_у = 0{,}25$ МПа (рис. 12.14 и табл. 12.14). Условное обозначение МК 44008 и МА 44018. Предназначены для предотвращения обратного потока среды в трубопроводах, транспортирующих воду с рабочей температурой от +1 до +40 °С. Клапаны присоединяются к трубопроводу фланцами с присоединительными размерами по

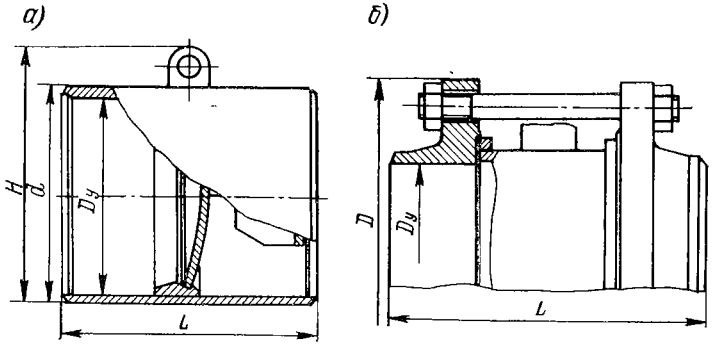


Рис. 12.13. Обратный поворотный клапан ИА 44078: *а* — исполнение с патрубками под сварку; *б* — исполнение с ответными фланцами под сварку

12.13. Габаритные, присоединительные размеры и масса обратных поворотных клапанов ИА 44078

$D_у$	L	d	D	H	Масса, кг	
мм					с патрубками под приварку	с ответными фланцами
300	450	325	510	405	78	196
400	500	426	655	506	130	366
600	650	630	890	710	360	830

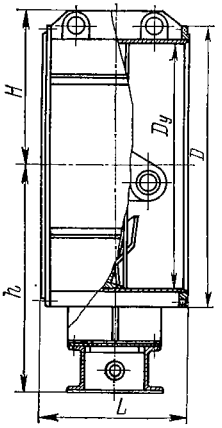


Рис. 12.14. Обратный поворотный клапан МК 44008

12.14. Габаритные, присоединительные размеры и масса обратных клапанов МК 44008 и МА 44018

Обозначение	$D_у$	L	D	H	h	Масса, кг
	мм					
МК 44008	1000	700	1175	631	884	1250
МА 44018	1200	700	1375	730	800	1346
	1400	800	1575	870	1025	2006
	1600	800	1785	965	1100	2555
	1800	900	1985	1070	1130	3248
МК 44008	2000	1000	2190	1180	1550	4820

ГОСТ 1234—67. Клапаны устанавливаются на горизонтальном трубопроводе основанием вниз. Рабочая среда подается под диск. Уплотнение запорного органа обеспечивается резиновым кольцом в диске и уплотнительным кольцом в седле корпуса, наплавленным сплавом повышенной стойкости. В клапанах МК 44008 для плавной посадки диска на седло предусмотрен гидравлический демпфер. Основные детали клапана — корпус, крышка и диск — изготовляются из углеродистой стали, цапфы — из стали 20Х13. Гидравлическое испытание клапанов на прочность производится при пробном давлении $p_{пр} = 0{,}4$ МПа. При рабочей температуре воды до 40 °С допускается рабочее давление $p_р = 0{,}25$ МПа.

12.4. Отключающие клапаны

Отключающие клапаны должны отключать обслуживаемый трубопровод в случае повреждения его при разрыве, а также ограничивать расход в системе сверх установленного предела. По принципу действия их можно отождествить с двухпозиционными регуляторами расхода с узким диапазоном регулирования по расходу. Отключающие клапаны представляют собой арматуру прямого действия (работающую без использования вспомогательного источника энергии, непосредственно от рабочей среды). Существующие конструкции отключающих клапанов можно классифицировать по типу задатчика: с пружинным задатчиком, с грузовым задатчиком; по расходу срабатывания: с регулируемым расходом срабатывания, с нерегулируемым расходом срабатывания и по конструкции чувствительного элемента: с отдельным чувствительным элементом, с совмещенным чувствительным элементом (золотник одновременно является запорным и чувствительным элементом).

Наиболее широкое распространение получили отключающие клапаны с пружинным задатчиком. Это объясняется тем, что при наличии пружины становится возможной установка отключающего клапана в систему в любом положении, а также способностью отключающих клапанов такой конструкции автоматически включаться в работу после устранения неисправности и выравнивания давления до и за отключающим клапаном. Отключающее устройство (рис. 12.15 и табл. 12.15) работает следующим образом.

Когда перепад давлений на отключающем устройстве равен нулю (нет расхода), запорный орган отключающего устройства, образуемый уплотнительными поверхностями золотника *3* и седла *2*, открыт под действием пружины *1*.

То же самое происходит, если сила, определяемая произведением перепада давлений на золотнике отключающего устройства (при рабочем расходе в системе) на площадь седла, вычисленную по среднему диаметру уплотнительной поверхности, не превосходит установочного усилия пружины, веса золотника и других подвижных частей, силы трения золотника о направляющие поверхности. Как только через отключающий клапан пойдет расход, превышающий допустимый, отключающий клапан начнет закрываться. Это будет вызвано тем, что на золотнике отключающего клапана возникает перепад давления, создающий силу, бо́льшую, чем установочное усилие пружины, вес подвижных элементов и трение.

Клапан отключающий И 96495 (рис. 12.15). Применяется в энергетических установках (в том числе атомных станциях) для автоматического многократного отключения импульсных линий при их обрыве или образовании значительной течи. Проводимая среда — активная вода с температурой до 350 °С, $p_у = 25$ МПа, $p_{пр} = 35$ МПа, $p_р = 21{,}25$ МПа при $t_р = 350$ °С. Для присоединения к трубопроводу предусмотрены патрубки под приварку.

Отключающий клапан автоматически срабатывает при превышении установленного расхода среды (от $0{,}55 \cdot 10^{-3}$ до $1{,}4 \cdot 10^{-3}$ м³/с). Рабочая среда подается на золотник. Допускаемая протечка в затворе — $0{,}55 \cdot 10^{-6}$ м³/с.

Отключающий клапан устанавливается на трубопроводе в любом рабочем положении. Изготовление и поставка должны соответствовать ОСТ 26-07-1023—74. В тех случаях, когда среда является токсичной, например радиоактивная вода одноконтурных атомных электростанций, используются сильфонные отключающие клапаны.

Клапан отключающий сильфоиный с $D_у = 15$ мм (рис. 12.16). Предназначен для автоматического отключения импульсной линии воды и пара с температурой до 290 °С. Он состоит из двух чашек *1* и *9* с промежуточными фланцами *11*, стянутыми шпильками *6*. Между фланцами расположен узел регулировочной гайки *7* с шариковыми подшипниками. Трубка *10*, расположенная между

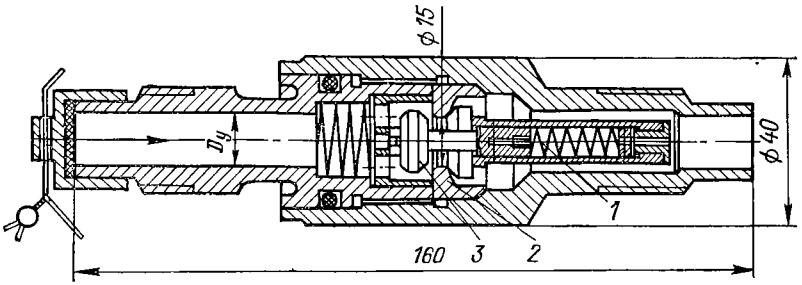


Рис. 12.15. Отключающий клапан И 96495 с $D_у = 10$ мм

12.15. Основные техиические данные и масса отключающих клапаиов И 96495 производства ПО «Киеварматура»

$D_у$, мм	Исполнение	Коэффициент расхода α' при движении потока		K_V, м³/ч		Материал основных деталей	Масса, кг
		по стрелке на корпусе	против стрелки на корпусе	по стрелке на корпусе	против стрелки на корпусе		
10	1	0,09	0,18	0,8	1,6	Сталь 08Х18Н10Т	0,63
	2					Углеродистая сталь	
15	1					Сталь 08Х18Н10Т	0,7
	2					Углеродистая сталь	

чашками, имеет на наружной поверхности резьбу, с которой соединена регулировочная гайка *7*, и может перемещаться вдоль оси. Трубка и чашки образуют полость, которая по отношению к внешией среде герметизируется сильфонами *5*. В чашке *1* расположен плунжер *2*, снабженный окнами для прохода среды. Он может перекрывать седло *4* на одном конце трубки *10*.

Плунжер удерживается над седлом пружиной *3* при отсутствии потока среды или при малой скорости потока. Если скорость потока в трубке *10* возрастает, на плунжере *2* создается перепад давлений, под действием которого он садится на седло, преодолевая сопротивление пружины *3*. Импульсная линия отключается. После устранения неисправности отключающий клапан может быть приведен в рабочее положение выравниванием давления до и после плунжера или принудительно. В последнем случае необходимо ослабить стопорные винты *8*, отвернув их на 4—6 оборотов, и, вращая регулировочную гайку *7*, отвести седло

4 от плунжера, который под действием пружины отойдет от седла. Затем седло снова приводят в исходное положение, отрегулированное на закрытие клапана при требуемой скорости среды. Положение регулировочной гайки фиксируется по риске, нанесенной на фланце при тарировке клапана.

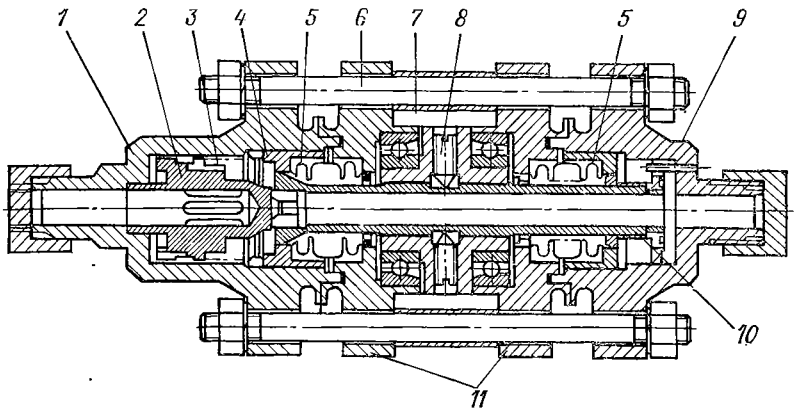


Рис. 12.16. Сильфонный отключающий клапан с $D_y = 15$ мм

Основные детали отключающего клапана изготовляются из коррозионностойкой стали 08Х18Н10Т. Расход воды, при котором происходит срабатывание клапана, составляет 55—60 л/ч. Пропускная способность клапана $K_{Vy} = 1{,}6$ м³/ч.

Глава 13

КОНДЕНСАТООТВОДЧИКИ

13.1. Устройство и назначение

Конденсатоотводчики предназначены для вывода из системе конденсата, не участвующего в рабочем или технологическом процессе. Конденсат выпускается постоянно или периодически по мере его накопления в системе. Конденсат образуется в связи с потерей или потреблением тепла при работе теплообменных аппаратов и при прогреве трубопроводов, когда часть пара, конденсируясь, превращается в воду.

Конденсатоотводчик должен выпускать воду и задерживать пар, что осуществляется с помощью гидравлического или механического затвора. Соответственно конденсатоотводчики подразделяются на бесклапанные и клапанные. Установки или агрегаты, в которых используются конденсатоотводчики, можно разделить на две группы: энергетические и обогревательные. В периоды пуска энергетических установок, включения байпасных линий и в других случаях, когда осуществляется прогрев тех или иных участков системы, образование конденсата происходит нерегулярно. При установившемся режиме работы этих установок образования избыточного конденсата, не участвующего в технологическом процессе установки, как правило, не должно происходить. В нагревательных установках, где пар используется не как источник энергии, а как теплоноситель для передачи тепла с целью обогрева материалов, продуктов и полуфабрикатов, конденсат выделяется непрерывно и в значительных количествах, так как образование его здесь происходит постоянно.

Для обслуживания энергетических установок обычно применяют клапанные конденсатоотводчики периодического действия, поплавковые или термодинами-

ческие. Для обслуживания обогревательных установок используются бесклапанные конденсатоотводчики непрерывного действия с гидравлическим затвором, лабиринтные или сопловые.

Гидравлический затвор создается либо столбом конденсата в гидравлических колонках, либо гидравлическим сопротивлением, создаваемым лабиринтом или подпорной шайбой. В клапанных конденсатоотводчиках клапан периодически, при определенных условиях, связанных с наличием конденсата, автоматически открывается и выпускает конденсат в конденсатоотвод. Таким образом, клапанный конденсатоотводчик представляет собой по существу двухпозиционный регулятор прямого действия, в котором роль чувствительного элемента и привода одновременно выполняют поплавок, термостат, биметаллические термопластины или термодинамический диск. Для выпуска охлажденного конденсата применяются обычно поплавковые конденсатоотводчики с закрытым поплавком, работающие как регуляторы уровня (регуляторы перепуска).

Оценка конструкции конденсатоотводчика производится с учетом его пропускной способности, эксплуатационных и монтажных свойств, включающих ремонтопригодность и надежность. Эксплуатационные свойства в основном определяются удобством эксплуатации и сохранением параметров работы конденсатоотводчика при длительном его использовании, герметичностью соединений и безотказностью в работе.

Габаритные размеры конденсатоотводчика должны быть по возможности небольшими с целью снижения его металлоемкости, стоимости и потерь тепла в окружающее пространство. При малых габаритах и массе требуется меньше места для их размещения и упрощаются условия монтажа на трубопроводе. Простота конструкции и надежность работы обеспечиваются уменьшением числа деталей и достаточными их размерами. Чтобы создать возможность выпуска конденсата при аварийном состоянии затвора, некоторые конденсатоотводчики снабжаются внутренним обводом с запорным устройством. Конденсатоотводчики должны иметь закрываемые пробками отверстия для удаления осадка (внизу) и выпуска воздуха (вверху). Могут быть предусмотрены и другие вспомогательные устройства (для автоматического выпуска воздуха, водомерные стекла и др.).

Конденсатоотводчик должен надежно выпускать конденсат в пределах широкого интервала давлений пара, температур кондеисата и скорости его поступления в конденсатоотводчик. При недостаточной чувствительности конструкции пролетный пар будет периодически уходить из системы, что, например, свойственно сопловым конденсатоотводчикам. Конденсатоотводчик должен быть по возможности нечувствительным к загрязнениям, допускать продувку с целью его очистки и быструю смену изношенных деталей.

Каждый тип конденсатоотводчиков имеет свои конструктивные достоинства и недостатки, которые позволяют рекомендовать его для определенных условий работы. Размеры конденсатоотводчика выбираются по его пропускной способности, которая должна обеспечивать выпуск конденсата при наибольшем, хотя и временном его поступлении. Пропускная способность конденсатоотводчика зависит от диаметра отверстия в клапане и гидравлического сопротивления выпускной части. Клапан периодически открывается и закрывается. Периодичность срабатывания клапана зависит от пропускной способности конденсатоотводчика, перепада давления на клапане, объема поплавка и качества поступающего конденсата. При срабатывании клапана конденсатоотводчика могут возникать гидравлические удары в системе.

Кроме того, создаются удары тарелки клапана по седлу, которые ускоряют износ уплотнительной поверхности седла, поэтому следует принимать меры для уменьшения частоты срабатывания клапана; с этой целью размеры конденсатоотводчика выбирают таким образом, чтобы он имел небольшой запас пропускной способности.

13.2. Поплавковые конденсатоотводчики

Поплавковые конденсатоотводчики (рис. 13.1) могут быть с закрытым (рис. 13.1, *а*), открытым (рис. 13.1, *б*) и «опрокинутым» поплавком колокольного типа (рис. 13.1, *в*).

Рассмотрим работу конденсатоотводчика с закрытым поплавком (рис. 13.1, *а*). По мере накопления конденсата (воды) закрытый поплавок в виде полого шара всплывает и поворачивает рычаг, управляющий выпускным клапаном. При накоплении определенного количества конденсата ($^2/_3$ объема) выпускное отверстие клапана открывается и конденсат выпускается. При большом количестве поступающего конденсата клапан открыт постоянно, и конденсатоотводчик работает как коиденсатоотводчик непрерывного действия. При малых количествах конденсата поплавок периодически опускается и поднимается, открывая клапан на короткие отрезки времени, необходимые для выпуска конденсата

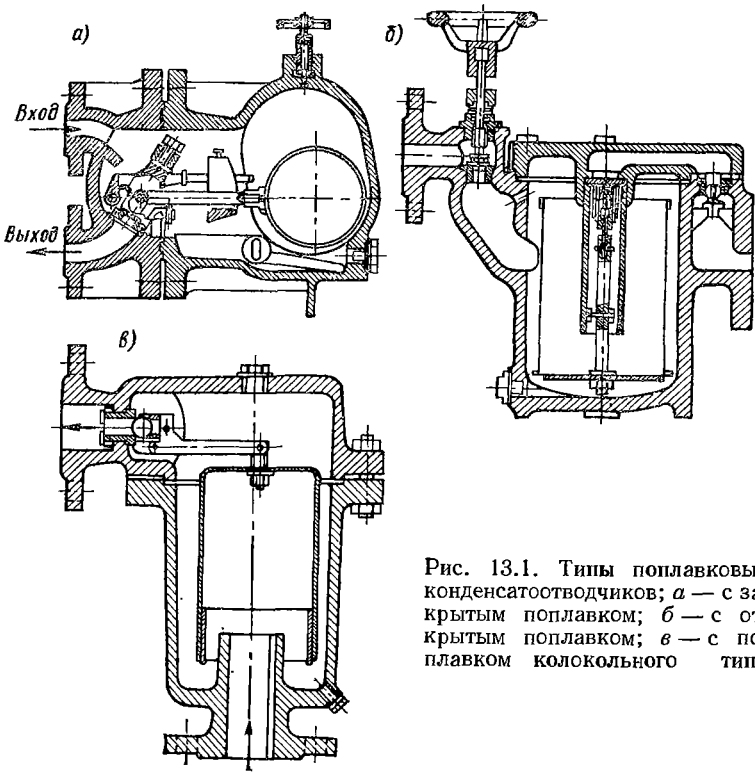


Рис. 13.1. Типы поплавковых конденсатоотводчиков; *а* — с закрытым поплавком; *б* — с открытым поплавком; *в* — с поплавком колокольного типа

Поплавок снабжается грузом для надежного закрывания клапана. Закрытый поплавок должен быть герметичным, так как при образовании в нем течи он теряет плавучесть. Для принудительного открывания клапана и продувки конденсатоотводчика имеется рычаг, с помощью которого приподнимается поплавок. Через выходное отверстие конденсат вместе с паром выпускается и захватывает при этом выпавшие примеси. Для выпуска воздуха при заполнении конденсатоотводчика в начале эксплуатации предусмотрен вентиль, расположенный в верхней части корпуса.

Запорный орган конденсатоотводчика может быть в виде клапана или золотника. Клапанный запорный орган чаще применяется при конденсате, загрязненном маслом, золотниковый — при конденсате, загрязненном твердыми частицами, которые при перемещении золотника сдвигаются с седла. Золотниковый запорный орган по сравнению с клапанным обладает следующими преимуществами: повышенный срок герметичности запорного органа; уменьшенные износ и эрозия; меньшие усилия, необходимые для управления запорным органом,

и меньшее влияние на них давления пара. Благодаря последнему обстоятельству можно применять при тех же размерах поплавка бо́льшие диаметры отверстия в седле, что повышает пропускную способность конденсатоотводчика. Недостатками конденсатоотводчика с закрытым поплавком являются бо́льшие габариты конструкции рычажной системы с осями поворота и шарнирными соединениями и необходимость иметь поплавок достаточных размеров.

Конденсатоотводчик с закрытым поплавком изготовляется серийно с D_y = = 50 мм на p_y = 6,4 МПа для выпуска конденсата из паропровода и пароприемников насыщенного и перегретого пара с температурой до 425 °С. Условное обозначение конденсатоотводчика ГКС-50-64, наибольшая пропускная способность K_{Vy} = 0,254 м³/ч, масса — 84,5 кг.

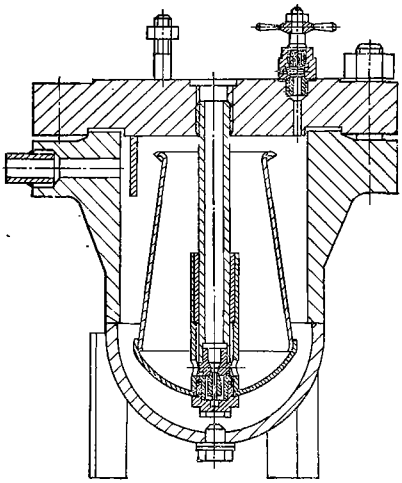


Рис. 13.2. Конденсатоотводчик с открытым поплавком 5С-1-2

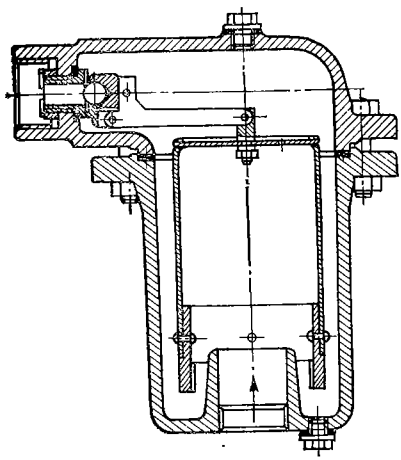


Рис. 13.3. Конденсатоотводчик с «опрокинутым» поплавком

Конденсатоотводчики с открытым поплавком имеют простую конструкцию и могут применяться для выпуска больших количеств конденсата. Область их применения обычно включает энергетические установки с температурой $t_p \leqslant$ $\leqslant$ 450 °С и давлением до p_p = 10 МПа. Циклический характер работы, вызванный периодическим опусканием и подъемом поплавка, приводит к пульсациям давления, снижению производительности конденсатоотводчика и ускоренному износу клапана. Конденсатоотводчики должны устанавливаться только в вертикальном положении.

Конденсатоотводчик 5С-1-2 с открытым поплавком с D_y = 25 мм на p_y от 6,4 до 10 МПа при $t_p \leqslant$ 450 °С (рис. 13.2) используется на линиях и в системах энергетических установок. Конденсатоотводчик имеет открытый поплавок, управляющий выпускным клапаном. Конденсат поступает в конденсатоотводчик в смеси с паром, заполняет пространство между корпусом и поплавком. По мере поступления конденсата поплавок всплывает и выпускное отверстие закрывается. Когда уровень конденсата превзойдет высоту поплавка, конденсат начнет переливаться внутрь поплавка, заполняя его. В результате увеличения массы поплавок с конденсатом теряет плавучесть, опускается и открывает выпускное отверстие. Под давлением пара конденсат вытесняется из конденсатоотводчика. Поплавок всплывает и закрывает отверстие в выпускной трубке. Конденсат накапливается, и цикл повторяется. При рабочей температуре t_p = 450 °С допускается рабочее давление p_p = 4,2 МПа. Гидравлическое испытание конденсатоотводчика на прочность производится при пробном давлении $p_{пр}$ = 15 МПа

Конденсатоотводчик устанавливается на жестких опорах на фундаменте при строго вертикальном положении оси поплавка. Это необходимо во избежание перекоса и заедания поплавка. Масса конденсатоотводчика 73,5 кг.

Конденсатоотводчик с «опрокинутым» поплавком колокольного типа показан на рис. 13.3. Поплавок представляет собой полый цилиндр, открытый снизу. Действуя своим весом на рычаг, он открывает клапан. Пока поплавок находится в конденсате, идет выпуск конденсата через открытое отверстие клапана. Пар, поступающий в поплавок, поднимает его и таким образом закрывает выпускной клапан. При новом поступлении конденсата пар выжмется через малое отверстие в верхнем донышке и поплавок снова опустится. Потери пара через малое отверстие незначительны.

Чтобы привести в действие конденсатоотводчик, необходимо конденсат, образованный при прогреве установки, и скопившийся воздух выпустить через спускные отверстия в корпусе, закрываемые пробками, или через наружный обвод, если такой предусмотрен конструкцией. Под давлением смеси конденсата и пара поплавок поднимается в верхнее положение и закрывает выпускное отверстие в седле клапана, и пар постепенно выходит через небольшое отверстие в верхнем донышке поплавка. После выпуска пара из полости поплавка он теряет плавучесть, опускается и открывает выпускное отверстие в седле. Конденсат под давлением выпускается из конденсатоотводчика. Одновременно выпускаются воздух и газы, накопившиеся в корпусе. С поступлением новых объемов смесей пара и конденсата циклы повторяются.

Конденсатоотводчик с «опрокинутым» поплавком имеет бо́льшую производительность, чем с открытым поплавком, поскольку клапан закрывается лишь при поступлении с конденсатом достаточного количества пара. Они также имеют меньшую массу, нечувствительны к загрязнениям, автоматически выпускают воздух, имеют меньший объем поплавка, в них отсутствуют пульсации и удары затвора о седло и они обладают еще рядом других достоинств. Для использования при различных условиях работы конденсатоотводчики снабжаются сменными седлами с различными диаметрами отверстия в седле. Используются в технологических линиях с непрерывным образованием конденсата при давлениях до 1,5 МПа и температуре до 200 °С.

13.3. Термостатные (термостатические) конденсатоотводчики

Действие термостатных, или термостатических, конденсатоотводчиков основано на использовании разности температур конденсата и свежего пара. Для приведения в действие конденсатоотводчиков используется способность некоторых жидкостей испаряться при температуре пара и занимать во много раз больший объем, чем при температуре конденсата. Так, например, для удаления конденсата с температурой 85—90 °С используется смесь из 25 % этилового спирта и 75 % пропилового спирта. После заливки этой смеси сильфон или изогнутую трубку нагревают до интенсивного кипения смеси и в таком состоянии запаивают верхнее отверстие, благодаря чему в сильфоне создается вакуум. При использовании полутомпаковых сильфонов конденсатоотводчик применяют для давлений до 0,6 МПа и температур пара не свыше 150 °С. При применении стальных сильфонов эти параметры могут быть повышены.

Конденсатоотводчики термостатные с сильфоном (рис. 13.4). При прохождении пара залитая в сильфон легко испаряющаяся жидкая смесь испаряется, создается давление, и сильфон, удлиняясь, с помощью конусного затвора перекрывает отверстие в седле клапана. Когда накопится конденсат, температура снизится, смесь сжижается, сильфон укорачивается и клапан открывается для прохода конденсата. Таким образом, термостатный конденсатоотводчик способен отводить только конденсат, охлажденный до температуры не выше 100 °С, а более горячий конденсат задерживается при поступлении до его достаточного охлаждения. Следовательно, некоторое время конденсат будет скапливаться и «подпирать» поток, пока не остынет до необходимой температуры, поэтому термостатные конденсатоотводчики называются еще «подпорщиками».

Термостатные конденсатоотводчики изготовляются с условным диаметром прохода $D_y = 15 \div 20$ мм для давлений до 0,6 МПа и применяются для выпуска

небольших количеств конденсата. Надежная работа их обеспечивается обычно при малых давлениях (до 0,1 МПа) и температуре ниже 110 °С. Так как теплоотвод от сильфона должен происходить нормально, термостатные конденсатоотводчики с сильфоном нельзя располагать в зоне высоких температур и в условиях, когда теплоотвод затруднен из-за плохой теплоотдачи в связи с изоляцией или тепловой защитой.

Конденсатоотводчики термостатные с муфтовым и цапковым присоединениями из ковкого чугуна на $p_y = 0{,}6$ МПа (рис. 13.4 и табл. 13.1). Условное обозначение 45кч6бр. Предназначены для $\frac{1}{2}$ и $\frac{3}{4}$ паропроводов различного типа пароприемников с целью автоматического отвода конденсата при температуре до 150°С. Конструкция, основные размеры и технические требования выполняются

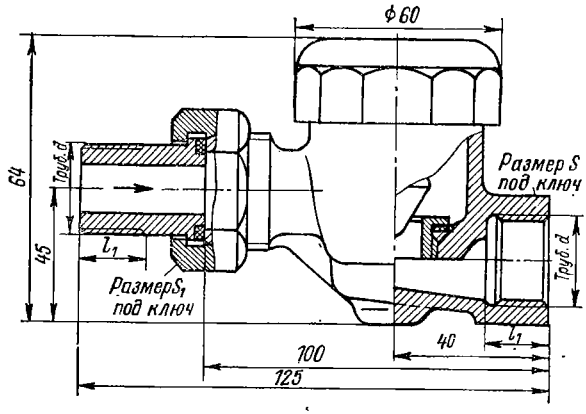


Рис. 13.4. Термостатный конденсатоотводчик 45кч6бр

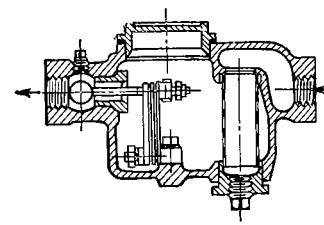


Рис. 13.5. Термостатный конденсатоотводчик с биметаллическими пластинами

по ГОСТ 14188—69. Входной патрубок присоединяется к паропроводу или пароприемнику с помощью цапки с накидной гайкой и ниппелем, выходной патрубок — муфтовый с дюймовой трубной резьбой. Конденсатоотводчики могут быть установлены в любом рабочем положении. Корпус изготовляется из ковкого чугуна, термостат — из полутомпака, прокладка — из паронита. Уплотнение запорного органа обеспечивается золотником и седлом в корпусе из латуни. На прочность испытываются при пробном давлении $p_{пр} = 0{,}9$ МПа. При рабочей температуре $t_р = 150$ °С допускается рабочее давление $p_р = 0{,}57$ МПа. Термостатный конденсатоотводчик с биметаллическими термопластинами показан на рис. 13.5. При поступлении пара термопластины изгибаются и с помощью шарика перекрывают отверстие для выхода пара. При поступлении конденсата пластины, в связи с охлаждением, выпрямляются и снова открывают отверстие для выпуска конденсата.

13.1. Габаритные размеры и масса термостатных конденсатоотводчиков 45кч6бр

$D_у$, мм	Резьба трубная d''	l_1	S	S_1	Q * (м³/ч) при перепаде давлений Δp, МПа					Масса, кг
					0,01	0,05	0,1	0,3	0,6	
15	$\frac{1}{2}$	14	27	41	0,16	0,35	0,56	0,68	1,0	0,8
20	$\frac{3}{4}$	16	36	46	0,25	0,56	0,85	0,90	1,3	0,9

* Пронзводительность конденсатоотводчика на холодной воде.

13.4. Сопловые конденсатоотводчики

Сопловые конденсатоотводчики содержат устройство в виде сопла или лабиринта, которое для пара создает большое гидравлическое сопротивление, а для конденсата (воды) — значительно меньшее. Благодаря этому конденсат проходит через конденсатоотводчик, а пар задерживается. На рис. 13.6 представлена принципиальная схема устройства конденсатоотводчика с гидравлическим рабочим органом в виде лабиринтной системы. Лабиринтная система из чередующихся сужений и расширений проходного сечения создает большое сопротивление для пара и малое — для конденсата (воды). Приведенная конструкция обеспечивает непрерывное действие. Пропускная способность этого конденсатоотводчика регулируется подъемом плунжера.

Принцип действия конденсатоотводчика соплового типа (рис. 13.7) заключается в том, что конденсат выпускается через цилиндрическое сопло,

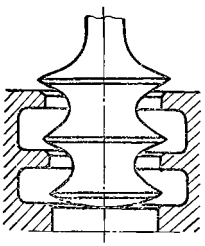


Рис. 13.6. Конденсатоотводчик с лабиринтным гидравлическим рабочим органом

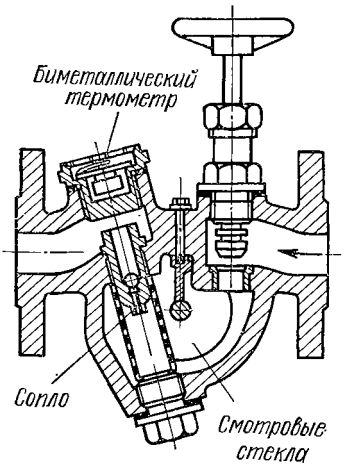


Рис. 13.7. Сопловый конденсатоотводчик

имеющее ступенчатое сечение с расширением. Такая форма сопла не создает большого сопротивления для прохода конденсата. Для прохода пара сопротивление его значительно больше, так как при этом происходит внезапное расширение пара, и скорость его соответствует критическому перепаду давлений, в то время как на конденсат действует весь перепад давлений.

13.5. Термодинамические конденсатоотводчики

Наиболее широкое применение получили в настоящее время термодинамические конденсатоотводчики тарельчатого типа, которые имеют простую конструкцию, малые габариты и массу, надежны в работе и дешевы в изготовлении, создают малые потери пара и имеют высокую пропускную способность. Применяются для давлений до 10 МПа и температуры до 300 °С. С повышением температуры расход конденсата через конденсатоотводчик снижается в связи со вторичным вскипанием конденсата.

Конденсатоотводчик имеет одну подвижную деталь — тарелку, свободно лежащую на седле (рис. 13.8). Проходящий конденсат приподнимает тарелку и выходит через отводной канал. При поступлении пара, имеющего всегда плотность, меньшую плотности конденсата, тарелка прижимается к седлу в связи с тем, что высокие скорости истечения пара создают под тарелкой зону пониженного давления. В результате статическое давление пара над тарелкой прижимает ее к седлу. Тарелка откроется вновь, когда под нее поступит конденсат, который имеет более низкую температуру, чем пар, и еще охладится в связи с нахождением

под тарелкой. Пар, находящийся над закрытой тарелкой, охлаждается путем потери тепла как через крышку конденсатоотводчика, так и через тарелку, перекрывающую проход конденсата. В результате охлаждения пара давление над тарелкой падает, и давлением конденсата она приподнимается, пропуская его в выпускной канал.

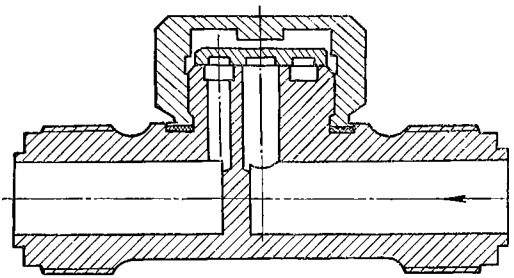


Рис. 13.8. Термодинамический конденсатоотводчик

Таким образом, термодинамический конденсатоотводчик — это конструкция клапанного типа, обеспечивающая периодический выпуск конденсата по мере его поступления. Некоторые конструкции термодинамических конденсатоотводчиков имеют устройство для принудительного открывания и продувки и обводы для перепуска больших количеств конденсата при прогреве системы.

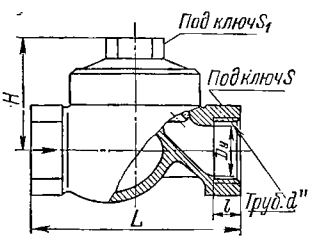


Рис. 13.9. Термодинамический конденсатоотводчик 45ч12нж

13.2. Габаритные размеры и масса термодинамических конденсатоотводчиков 45ч12нж

D_y,	L	H	S	S_1	l	Резьба трубная d''	K_{Vy}, м³/ч	Масса, кг
мм								
15	90	57	30	30	14	1/2	0,80	0,9
20	100	63	36	30	16	3/4	1,00	1,4
25	120	68	46	41	18	1	1,25	2,0
32	140	84	55	41	20	1 1/4	1,60	3,5
40	170	89	60	41	22	1 1/2	2,00	4,5
50	200	103	75	41	24	2	2,50	6,7

При выборе конденсатоотводчика следует обеспечить достаточную пропускную способность, в то же время желательно, чтобы в процессе работы время между двумя посадками было возможно больше во избежание потери тепла с пролетным паром.

Ниже приведены основные технические данные некоторых термодинамических конденсатоотводчиков из числа выпускаемых серийно.

Конденсатоотводчики термодинамические муфтовые чугунные на p_y = = 1,6 МПа (рис. 13.9—13.10 и табл. 13.2—13.3). Условные обозначения: 45ч12нж и 45ч15нж. Предназначены для паропроводов и различного типа пароприемников с целью автоматического отвода конденсата при температуре до 200 °С. Конструкции, основные размеры и технические требования регламентируются ГОСТ 12866—67. К паропроводу или пароприемнику присоединяются при помощи резьбовых муфт с трубной дюймовой резьбой. Конденсатоотводчики устанавливаются в рабочем положении крышкой вверх. Корпус и крышка изгото-

вляются из чугуна, прокладка — из паронита. Уплотнение запорного органа обеспечивается седлом и тарелкой из стали 20Х13. На прочность испытываются при пробном давлении $p_{пр} = 2{,}4$ МПа. Рабочее давление допускается до $p_р = 1{,}6$ МПа при рабочей температуре среды $t_р \leqslant 120$ °С и до $p_р = 1{,}5$ МПа при $t_р = 200$ °С. Конденсатоотводчики 45ч15нж снабжены специальным устройством (обводом) для продувки.

Конденсатоотводчики термодинамические с патрубками под приварку стальные на $p_у$ = = 4 МПа (рис. 13.11 и табл. 13.4). Условное обозначение 45с13нж. Предназначены для паропроводов и различного типа пароприемников с целью автоматического отвода конденсата при температуре до 300 °С. К паропроводу или пароприемнику конденсатоотводчики присоединяются приваркой, для чего они снабжены соответствующими патрубками под приварку. Устанавливаются в рабочем положении крышкой вверх. Корпус и крышка изготовляются из стали, прокладка — из паронита. Уплотнение запорного органа обеспечивается тарелкой из стали 20Х13. На прочность испытываются при пробном давлении $p_{пр} = 6$ МПа. Рабочее давление допускается до $p_р = 4$ МПа при рабочей температуре $t_р \leqslant 200$ °С и до $p_р = 3{,}2$ МПа при $t_р = 300$ °С.

Конденсатоотводчики термодинамические со штуцерным присоединением стальные на $p_у = 4$ МПа (рис. 13.12 и табл. 13.5). Условное обозначение 45с16нж. Предназначены для паропроводов и различного типа пароприемников с целью автоматического отвода конденсата при температуре до 250 °С. К паропроводу

13.3. Габаритные размеры и масса термодинамических конденсатоотводчиков с обводом 45ч15нж

$D_у$	L	H	l	S	Резьба трубная, d''	$K_{Vу}$, м³/ч	Масса, кг
мм							
15	90	157	14	30	1/2	0,80	2,1
20	100	157	16	36	3/4	1,00	2,7
25	120	189	18	46	1	1,25	4,3
32	140	197	20	55	1 1/4	1,60	5,4
40	170	242	22	60	1 1/2	2,00	8,6
50	200	248	24	75	2	2,50	11,5

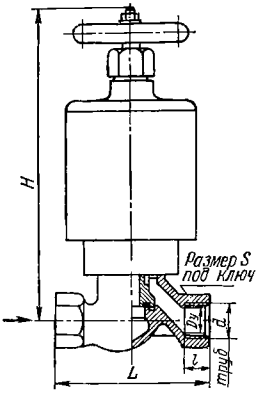


Рис. 13.10. Термодинамический конденсатоотводчик 45ч15нж

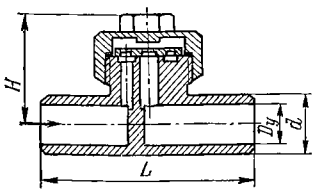


Рис. 13.11. Термодинамический конденсатоотводчик 45с13нж

13.4. Габаритные размеры и масса термодинамических конденсатоотводчиков 45с13нж

$D_у$	L	H	d	$K_{Vу}$, м³/ч	Масса, кг
мм					
10	80	70	17	0,6	0,8
15	90	70	22	0,8	1,0
20	100	80	28	1,0	1,4
25	120	85	33	1,2	1,7
32	140	95	40	1,6	2,8
40	170	95	48	2,0	4,0
50	200	110	60	2,5	6,0

или пароприемнику присоединяются при помощи резьбовых штуцеров, размеры которых установлены ГОСТ 2822—78. Конденсатоотводчики устанавливаются в рабочем положении крышкой вверх. Корпус и крышка изготовляются из стали, прокладка — из паронита. Уплотнение запорного органа обеспечивается тарелкой из стали 20Х13. На прочность испытываются при пробном давлении $p_{пр}$ = = 6 МПа. Рабочее давление допускается до $p_р$ = 4 МПа при рабочей температуре $t_р \leqslant 200$ °С и до $p_р$ = 3,6 МПа при $t_р$ = 250 °С.

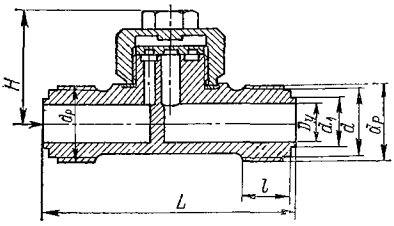


Рис. 13.12. Термодинамический конденсатоотводчик 45с16нж

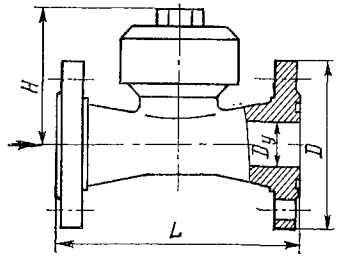


Рис. 13.13. Термодинамический конденсатоотводчик 45с14нж (45с22нж)

Конденсатоотводчики термодинамические фланцевые стальные на $p_у$ = = 4 МПа (рис. 13.13 и табл. 13.6). Условное обозначение 45с14нж. Предназначены для паропроводов и различного типа пароприемников с целью автоматического отвода конденсата при температуре до 225 °С. К паропроводу или пароприемнику присоединяются при помощи фланцев, размеры которых установлены ГОСТ 12823—67. Конденсатоотводчики должны быть установлены в рабочем положении крышкой вверх. Корпус и крышка изготовляются из стали, прокладка — из паронита. Уплотнение запорного органа обеспечивается тарелкой из стали 20Х13. На прочность испытываются при пробном давлении $p_{пр}$ = 6 МПа. Рабочее давление допускается до $p_р$ = 4 МПа при рабочей температуре $t_р \leqslant$ $\leqslant 200$ °С и до $p_р$ = 3,8 МПа при $t_р$ = 225 °С.

13.5. Габаритные размеры и масса термодинамических конденсатоотводчиков 45с16нж

$D_у$	L	H	Резьба $d_р$	d	d_1	l	$K_{Vу}$, м³/ч	Масса, кг
мм								
10	100	80	М27×1,5	24,8	14	16	0,63	1,00
15	116	80	М36×2	33,0	22	22	0,80	1,25
20	129	90	М39×2	36,0	25	23	1,00	1,70
25	144	95	М48×2	45,0	36	26	1,25	2,05
32	170	105	М56×2	53,0	38	28	1,60	3,20

Конденсатоотводчики термодинамические фланцевые стальные на $p_у$ = = 10 МПа (рис. 13.13 и табл. 13.7). Условное обозначение 45с22нж. Предназначены для трубопроводов и различного типа пароприемников с целью автоматического отвода конденсата при температуре до 300 °С. К паропроводу или пароприемнику присоединяются при помощи фланцев, размеры которых установлены ГОСТ 12823—67. Конденсатоотводчики устанавливаются в рабочем положении крышкой вверх. Корпус и крышка изготовляются из стали, прокладка — из паронита. Уплотнение запорного органа обеспечивается тарелкой из стали 20Х13.

На прочность испытываются при пробном давлении $p_{пр} = 15$ МПа. Допускается рабочее давление $p_р = 10$ МПа при рабочей температуре среды $t_р \leqslant 200$ °С и $p_р = 8$ МПа при $t_р = 300$ °С. Конденсатоотводчики подключаются к самой нижней точке трубопровода или аппарата. Соединение осуществляется вертикальной трубой или горизонтальной, но с уклоном не менее 1 : 10 в сторону конденсатоотводчика. При подаче конденсата из конденсатоотводчика в магистраль, работающую под давлением, необходимо на линии выхода конденсата установить обратный клапан.

13.6. Габаритные размеры и масса термодинамических конденсатоотводчиков 45с14иж

$D_у$	L	H	D	K_{Vy}, м³/ч	Масса, кг
мм					
10	130	75	90	0,63	2,1
15	130	85	95	0,80	2,3
20	150	87	105	1,00	3,2
25	160	95	115	1,25	4,1
32	180	100	135	1,60	6,4
40	200	110	145	2,00	8,0
50	230	125	160	2,50	10,3

13.7. Габаритные размеры и масса термодинамических конденсатоотводчиков 45с22нж

$D_у$	L	H	D	K_{Vy}, м³/ч	Масса, кг
мм					
10	175	82	100	0,63	2,8
15	175	84	105	0,80	4,0
20	190	100	125	1,00	5,7
25	200	102	135	1,25	7,4
32	210	115	150	1,60	10,0
40	225	122	165	2,00	12,7
50	250	145	195	2,50	19,3

При прогреве паропроводов и включении в работу теплопотребляющих аппаратов образуется большое количество конденсата, которое конденсатоотводчик не в состоянии пропустить, поэтому обычно предусматриваются обводные линии для пропуска конденсата помимо конденсатоотводчика, а также для использования при отключении его на время ремонта. Перед пуском конденсатоотводчика в эксплуатацию в него заливают конденсат или химически очищенную воду. Входной конец обвода обычно присоединяется к конденсатоотводчику сваркой, выходной — с помощью фланца. Для спуска воздуха, скопившегося в корпусе и паропроводе, на крышке конденсатоотводчика устанавливают воздушный вентиль.

Глава 14

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ АРМАТУРЫ

14.1. Гидравлические характеристики запорной арматуры

Основной гидравлической характеристикой запорной арматуры является коэффициент гидравлического сопротивления ζ, значение которого определяется при протекании через арматуру ньютоновской жидкости в режиме квадратичного сопротивления и вычисляется как отношение потерянного полного давления к скоростному (динамическому) давлению в условном сечении арматуры [1]. Этим сечением принято считать сечение на входе в арматуру, площадь которого равна $F_у$.

[1] В дальнейшем для краткости слова «гидравлическое» и «полное» опущены, при этом под выражениями «коэффициент сопротивления» и «потери давления» или просто «потери» подразумеваются соответственно коэффициент гидравлического сопротивления и потери полного давления.

Коэффициент сопротивления рассчитывается по формуле

$$\zeta = \left(\Delta p \Big/ \frac{\rho v_{ср}^2}{2} \right) 10^6, \qquad (14.1)$$

где Δp — потери давления, МПа; $v_{ср}$ — средняя скорость, отнесенная к $F_у$, м/с; ρ — плотность рабочей среды, кг/м^3.

Коэффициент сопротивления запорной арматуры определяется при открытом запорном органе, а в ряде других случаев — в зависимости от хода затвора рабочего органа. Величина ζ определяется экспериментально.

При известном коэффициенте сопротивления и заданной величине потери давления на арматуре объемный расход Q (м^3/ч) и массовый расход G (кг/ч) несжимаемой рабочей среды через арматуру рассчитываются по формулам:

$$Q = 3{,}6F_у \sqrt{\frac{2\Delta p}{\zeta \rho}}; \qquad (14.2)$$

$$G = 3{,}6F_у \sqrt{\frac{2\Delta p \rho}{\zeta}}. \qquad (14.3)$$

Здесь $F_у$ — площадь отверстия по $D_у$, мм^2.

Режим движения жидкости зависит от соотношения сил инерции и сил вязкости в потоке, которое выражается безразмерным комплексом-критерием (числом) Рейнольдса:

$$\mathrm{Re} = \rho v_{ср} D_у / \mu = v_{ср} D_у / \nu, \qquad (14.4)$$

где μ — динамический коэффициент вязкости, Па·с; ν — кинематический коэффициент вязкости, м^2/с.

Режим квадратичного сопротивления в запорной арматуре обеспечивается, как правило, при числах Рейнольдса, больших чем $2 \cdot 10^4$ ($\mathrm{Re} \geqslant 2 \cdot 10^4$).

Конкретные значения коэффициентов гидравлического сопротивления приводятся в каталогах и технической документации для каждого отдельного типоразмера изделия. Они могут колебаться в значительных пределах в зависимости от конструкции проточной части арматуры и качества изготовления отдельных изделий.

Для серийных конструкций полнопроходных задвижек, конусных и шаровых кранов, заслонок, шланговых клапанов коэффициент гидравлического сопротивления находится в пределах $\zeta = 0{,}15 \div 1{,}2$; прямоточных и мембранных клапанов — $\zeta = 0{,}8 \div 3{,}5$; угловых и проходных клапанов — $\zeta = 2{,}5 \div 7{,}0$; электромагнитных клапанов — $\zeta = 5 \div 10$.

Введем в формулы (14.2) и (14.3) принятое в арматуростроении обозначение K_V, определяемое по формуле

$$K_V = 0{,}036F_у \sqrt{\frac{2}{\zeta}} = 0{,}0508F_у / \sqrt{\zeta}, \qquad (14.5)$$

в результате чего получим

$$Q = 100K_V \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}; \qquad (14.6)$$

$$G = 100K_V \sqrt{\Delta p \rho}. \qquad (14.7)$$

Размерность K_V (м^3/ч) принята условно (истинная размерность K_V — размерность площади).

В арматуростроении K_V принято называть коэффициентом пропускной способности или просто пропускной способностью арматуры. Расчет расхода через арматуру может также производиться по формулам:

$$Q = 5{,}08\alpha F_с \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}; \qquad (14.8)$$

$$G = 5{,}08\alpha F_с \sqrt{\Delta p \rho}, \qquad (14.9)$$

где α — коэффициент расхода, отнесенный к площади отверстия в седле:

$$\alpha = \frac{1}{\sqrt{\zeta}} \frac{F_y}{F_c}, \qquad (14.10)$$

или

$$\alpha = 100 K_V / F_c. \qquad (14.11)$$

Здесь F_c — площадь открытого отверстия в седле клапана, мм²:

$$F_c = \frac{\pi}{4} D_c^2,$$

где D_c — диаметр открытого отверстия в седле, мм.

Расчет расхода через арматуру газа или пара производится по формулам, учитывающим свойства сжимаемости среды.

14.2. Гидравлические характеристики регулирующей арматуры

К основным гидравлическим характеристикам регулирующей арматуры относятся условная пропускная способность K_{Vy} и пропускная характеристика.

Условная пропускная способность есть пропускная способность при условном ходе S_y. Пропускная характеристика — это зависимость пропускной способности от хода $K_V = f(S)$.

Пропускная характеристика, при которой относительная пропускная способность $K_{Vi}/K_{Vy} = q$ пропорциональна относительному ходу $S_i/S_y = l$, называется линейной:

$$q = al, \qquad (14.12)$$

где a — коэффициент пропорциональности, равный тангенсу угла наклона пропускной характеристики.

Равнопроцентная пропускная характеристика обеспечивает приращение относительной пропускной способности по ходу пропорционально текущему значению относительной пропускной способности:

$$dq/(dl) = bq, \qquad (14.13)$$

где b — коэффициент пропорциональности, равный логарифму тангенса угла наклона при S_i.

Параболическая характеристика обеспечивает изменение пропускной способности по следующей зависимости:

$$q = cl^2, \qquad (14.14)$$

где c — постоянный коэффициент.

Заданная пропускная характеристика обеспечивается специальным профилем плунжера. В случае, если изделие предназначено для работы при числах Рейнольдса $Re < 2 \cdot 10^4$, на величину пропускной способности K_V вводится поправка на вязкость в виде поправочного коэффициента ψ. В этих режимах регулирующие клапаны будут иметь пропускную способность, рассчитываемую по формуле

$$K_{VRe} = K_V / \sqrt{\psi}, \qquad (14.15)$$

где K_V — пропускная способность в режиме квадратичного сопротивления.

Значения поправочного коэффициента ψ в зависимости от типа проточной части арматуры и числа Рейнольдса приведены на рис. 14.1.

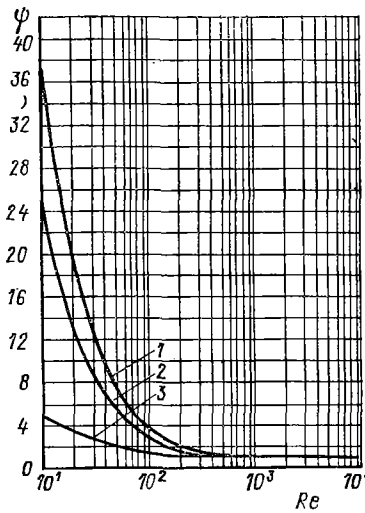


Рис. 14.1. Графики зависимости поправочного коэффициента ψ от числа Рейнольдса для различных типов проточной части регулирующей арматуры:

1 — односедельные проходные и угловые клапаны; *2* — шаровые краны; *3* — двухседельные клапаны

14.3. Кавитационные характеристики арматуры

Под кавитацией понимается явление образования в сужающем устройстве на участке минимального статического давления нестабильной паровой фазы, которая непрерывно переходит в жидкость.

Возникновение кавитации отрицательно сказывается на работе арматуры в целом и, в частности, на ее гидравлических характеристиках (снижается величина пропускной способности, повышается коэффициент гидравлического сопротивления, искажается вид пропускной характеристики). Может наступить такой момент, когда с увеличением перепада давления на клапане расход через клапан остается неизменным, поэтому регулирующую арматуру следует проверять на возможность возникновения кавитации.

Расчет допустимого перепада давления $\Delta p_{\text{кав}}$, до которого обеспечивается бескавитационное течение жидкости в клапане, производится по формуле

$$\Delta p_{\text{кав}} = K_{\text{с}} (p_1^* - p_{\text{нас}}), \tag{14.16}$$

где $\Delta p_{\text{кав}}$ — предельно допустимый бескавитационный перепад давлений на клапане, МПа; $K_{\text{с}}$ — коэффициент кавитации; p_1^* — абсолютное давление до клапана, МПа; $p_{\text{нас}}$ — давление насыщенных паров жидкости при рабочей температуре, МПа.

Зависимости коэффициента кавитации от коэффициента гидравлического сопротивления $K_{\text{с}} = f(\zeta)$ приведены на рис. 14.2.

14.4. Гидродинамические усилия в арматуре

При прохождении рабочей среды через клапан на штоке плунжера возникают дополнительные гидродинамические усилия, зависящие от перепада давлений на клапане, которые необходимо учитывать при выборе приводного устройства.

Расчет усилий в зависимости от перепада давлений как для жидкости, так и для газообразной среды, независимо от расходной характеристики производят по формуле

$$P = 100c\,\Delta p, \tag{14.17}$$

где P — гидродинамическое усилие, Н; c — коэффициент пропорциональности между гидродинамическим усилием и перепадом давления, определяемый экспериментальным путем; Δp — перепад давлевия на клапане, МПа.

Зависимости коэффициентов пропорциональности от относительного хода плунжера для жидких сред приведены на графиках: рис. 14.3 — для двухседельных регулирующих клапанов; рис. 14.4 — для односедельных регулирующих клапанов с плунжером стержневого типа.

Для клапанов условных проходов, не указанных на графиках, коэффициент пропорциональности можно определять интерполированием.

14.5. Гидравлические характеристики обратных клапанов

При нормальной эксплуатации системы обратный клапан находится в постоянно открытом положении, при этом затвор клапана (тарелка) приподнят над седлом.

При работе подъемного клапана тарелка перемещается поступательно (вертикально), при работе поворотного — поворачивается вокруг оси (рис. 14.5). Чтобы тарелка находилась в приподнятом положении (рис. 14.5, *а*), силовое гидравлическое воздействие потока на нее должно уравновешивать ее вес. Силовая схема здесь аналогична работе малоподъемного предохранительного клапана при малых рабочих давлениях среды. Силовое воздействие на тарелку клапана состоит из статического и гидродинамического (ударное воздействие струи).

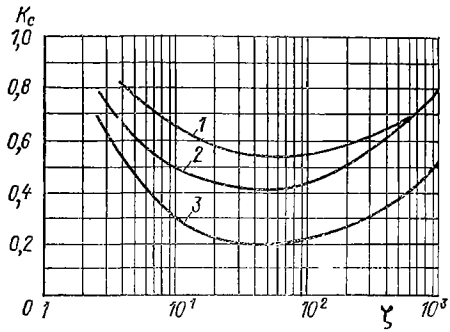


Рис. 14.2. Зависимость коэффициента кавитации K_c от коэффициента гидравлического сопротивления ζ:

1 — для регулирующих клапанов с регулирующим органом клеточного типа (перфорированный полый плунжер или перфорированная гильза седла); *2* — для двухседельных клапанов $D_y = 100 \div 300$ мм; *3* — для двухседельных клапанов $D_y = 25 \div 80$ мм

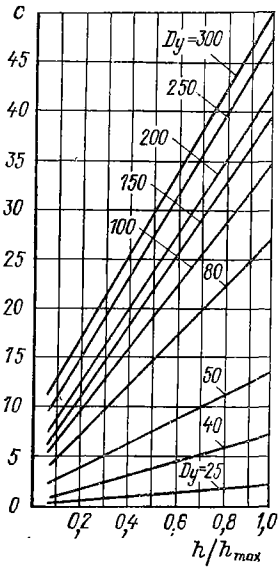


Рис. 14.3. Зависимость коэффициента пропорциональности c от относительного хода $l = S/S_y$ для двухседельных регулирующих клапанов

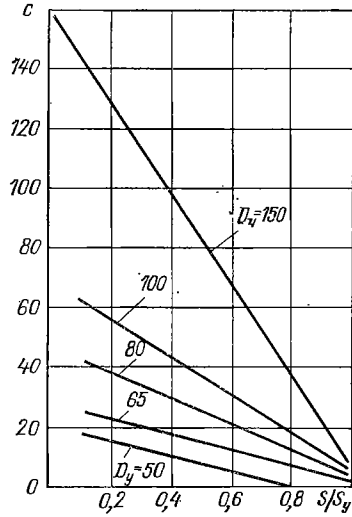


Рис. 14.4. Зависимость коэффициента пропорциональности c от относительного хода $l = S/S_y$ односедельных регулирующих клапанов со стержневым плунжером

Если принять за основу элементарную схему расчета и учитывать только перепад давлений на клапане, получим уравнение равновесия тарелки:

$$k\Delta p\left(\pi d_c^2/4\right) = G, \qquad (14.18)$$

где G — вес тарелки с учетом возможного действия груза, пружины и сил трения, Н; d_c — диаметр отверстия в седле, мм²; Δp — перепад давлений на тарелке, МПа; k — коэффициент ($k > 1$), учитывающий влияние подъема тарелки над седлом на перепад давлений:

$$k = f(h),$$

где h — подъем тарелки над седлом.

Следовательно,

$$\Delta p = G \Big/ \left(k\,\frac{\pi d_c^2}{4}\right),$$

но $\Delta p = \zeta v_{ср}^2 \rho/2$, поэтому

$$\zeta = G \Big/ \left(k\,\frac{\pi d_c^2}{4}\,\frac{v_{ср}^2 \rho}{2}\right).$$

Назовем $\dfrac{G}{\pi d_c^2/4} = q$ удельной нагрузкой (МПа), тогда

$$\Delta p = q/k \text{ и } \zeta = q/\left(k v_{ср}^2 \rho/2\right).$$

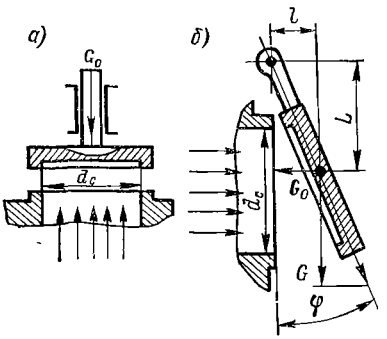


Рис. 14.5. Схема подъема тарелки обратного клапана: *а* — подъемного; *б* — поворотного

Отсюда следует, что перепад давления, возникающий на тарелке обратного клапана, в основном определяется удельной нагрузкой, а коэффициент гидравлического сопротивления обратного клапана ζ зависит от q и скоростного давления. Учитывая малые значения Δp, величина k должна быть близка к единице.

Для уменьшения перепада давления на клапане масса тарелки должна быть по возможности малой, но при малой массе тарелки снижается скорость закрытия при обратном потоке, увеличивается частота пульсаций тарелки и в некоторых случаях может возникнуть опасность подъема тарелки в зону, где «захват» тарелки при обратном потоке затруднен («всплытие» тарелки). В связи с этим в ряде случаев тарелку нагружают дополнительной массой или пружиной.

В поворотных обратных клапанах для равновесия тарелки можно написать условие (см. рис. 14.5, *б*)

$$Gl = G_o L,\ G_o = G\,\frac{l}{L} = G\,\mathrm{tg}\,\varphi,$$

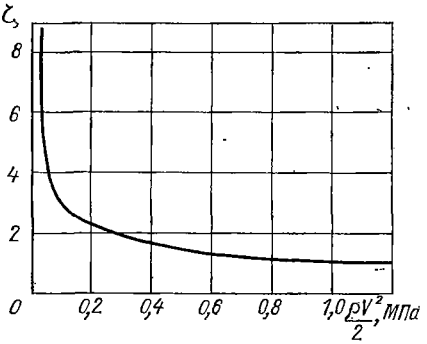


Рис. 14.6. Зависимость $\zeta = f(\rho v^2/2)$ для обратных клапанов

где G_o — сила, передаваемая вдоль оси седла клапана, приведенная к центру тяжести диска, Н; l и L — соответственно малое и большое плечи поворота диска, м.

Отсюда $q_п = G_o/(\pi d_c^2/4) = G\,\mathrm{tg}\,\varphi/(\pi d_c^2/4)$, но $\Delta p = q_п/k_п = q\,\mathrm{tg}\,\varphi/k_п$. Здесь $k_п = f(\varphi)$, угол φ — см. рис. 14.5, *б*.

Так как $\Delta p = \zeta v_{ср}^2 \rho/2$, то $\zeta = q\,\mathrm{tg}\,\varphi/\left(k_п v_c^2 \rho/2\right)$.

Таким образом, коэффициент гидравлического сопротивления поворотного обратного клапана тоже зависит от удельной нагрузки q и скоростного давления среды.

Гидравлические испытания обратных клапанов показали, что при полностью открытом клапане величина ζ для различных конструкций находится в пределах от 1 до 3.

Зависимость $\zeta = f(v_{ср}^2\rho/2)$ для обратных поворотных клапанов Л 44076-100 показана на рис. 14.6. Из графика следует, что при $v_{ср}^2\rho/2 \geqslant 0{,}6$ МПа величина ζ приобретает постоянное значение $\zeta = \zeta_{min}$, а при $v_{ср}^2\rho/2 \leqslant 0{,}02$ МПа $\zeta \geqslant 8$.

14.6. Гидравлические характеристики отключающих клапанов

Гидравлический расчет отключающего клапана сводится к определению площади проходных сечений его проточной части F_c, обеспечивающих заданный расход G_p в рабочем режиме (в аварийном режиме при $G_{ав} > G_p$ отключающий клапан должен закрыться).

Расход определяется по формуле

$$G_p = 100K_V\sqrt{\Delta p\rho_1}, \quad \text{где} \quad \Delta p = p_1 - p_2,$$

или

$$G_p = 5{,}08\alpha F_c\sqrt{\Delta p\rho_1},$$

откуда

$$F_c = 0{,}2G_p/(\alpha\sqrt{\Delta p\rho_1}).$$

В приведенных уравнениях p_1 и p_2 — давления рабочей среды до и после отключающего клапана (соответственно), МПа; α — коэффициент расхода; K_V — пропускная способность, м³/ч; F_c — площадь наименьшего сечения в седле отключающего клапана, мм²; ρ_1 — плотность рабочей среды при p_1 и рабочей температуре t_1, кг/м³.

Статические силовые характеристики отключающего устройства определяются исходя из уравнений:

при открытом клапане

$$P_{уст} + ch + g + Q_{тр} - \Delta p_з' F_c' = 0;$$

при закрытом клапане

$$P_{уст} + g + Q_{тр} - \Delta p_з'' F_c' = 0,$$

где $P_{уст}$ — установочное усилие пружины, Н; c — жесткость пружины, Н/мм; g — вес подвижных частей, Н; $Q_{тр}$ — сила трения подвижных частей о направляющую втулку, Н; F_c' — площадь седла по среднему диаметру уплотнительной поверхности, мм²; $\Delta p_з'$, $\Delta p_з''$ — перепад давления на золотнике отключающего клапана в открытом состоянии и при закрытии (соответственно):

$$\Delta p_з' = K_\Delta \Delta p_з'',$$

где K_Δ — коэффициент, учитывающий изменение перепада давления на золотнике, обеспечивающее закрытие отключающего устройства.

K_Δ может выбираться в пределах от 0,25 до 0,8 в зависимости от требований к массогабаритным, динамическим характеристикам и к точности по расходу срабатывания. Наибольшую точность по расходу срабатывания может дать верхний предел значений K_Δ, но при этом можно ожидать увеличения массогабаритных характеристик, ухудшения динамической устойчивости. Рекомендуется для большинства отключающих клапанов принимать $K_\Delta = 0{,}6$.

Величины $P_{уст}$ и c, необходимые для расчета пружины, определяются по формулам:

$$P_{уст} = K_{\Delta}\Delta p''_{з}F_{с} - g - Q_{тр};$$

$$c = \frac{(1 - K_{\Delta})\Delta p'_{з}F'_{с}}{h}.$$

14.7. Расчет пропускной способности предохранительных клапанов

Правилами Госгортехнадзора сформулированы требования к предохранительным клапанам в части пропускной способности последних. Так, количество насыщенного пара (кг/ч), которое должен пропустить предохранительный клапан при полном открытии для давлений от 0,07 до 12 МПа, определяется по формуле

$$G_{н.п} = 0{,}5\alpha F\,(10p_1 + 1). \qquad (14.19)$$

Количество перегретого пара вычислим по формуле

$$G_{п.п} = G_{н.п}\sqrt{v_{н.п}/v_{п.п}}. \qquad (14.20)$$

При давлениях свыше 12 МПа для насыщенного или перегретого пара

$$G = 0{,}72\alpha F\sqrt{(10p_1 + 1)/v}, \qquad (14.21)$$

где $G_{н.п}$, $G_{п.п}$, G — массовый расход пара через клапан, соответственно насыщенного, перегретого и насыщенного или перегретого, кг/ч; α — коэффициент расхода пара, принимаемый равным 90 % величины, определенной при испытании головных образцов клапанов данной конструкции, производимой заводом-изготовителем; F — наименьшая площадь свободного сечения в проточной части клапана, мм²; p_1 — максимальное избыточное давление перед предохранительным клапаном, которое не должно быть более 1,1 расчетного давления, МПа; $v_{н.п}$ — удельный объем насыщенного пара перед предохранительным клапаном, м³/кг; $v_{п.п}$ — удельный объем перегретого пара перед предохранительным клапаном, м³/кг; v — удельный объем пара (насыщенного или перегретого) перед предохранительным клапаном, м³/кг.

Величина α зависит от конструкции клапана, соотношений размеров, формы сечений в проточной части, а также шероховатости поверхности стенок проточной части. Определяется экспериментально путем испытаний на рабочих параметрах.

Формулы (14.19)—(14.21) могут применяться при следующих условиях: для насыщенного пара

$$(p_2 + 0{,}1) \leqslant 0{,}450\,(p_1 + 0{,}1);$$

для перегретого пара

$$(p_2 + 0{,}1) \leqslant 0{,}473\,(p_1 + 0{,}1).$$

Здесь p_2 — избыточное давление после клапана (в пространстве, в которое поступает пар из клапана), МПа; при истечении в атмосферу $p_2 = 0$.

Для оценки пропускной способности ПК при работе на газах и жидкостях применяется следующая формула расхода через клапан:

$$G = 5{,}08\alpha F_c B\sqrt{(p_1 - p_2)\rho_1}, \qquad (14.22)$$

где p_1, p_2 — давления до и после клапана соответственно, МПа; ρ_1 — плотность среды при параметрах p_1 и t_1, кг/м³; B — коэффициент, учитывающий характер истечения, свойства и состояние газа или пара. Для жидкости $B = 1$; α — коэффициент расхода, отнесенный к площади отверстия в седле.

Приведенные формулы расчета расхода среды через предохранительный клапан базируются на представлении термодинамических свойств водяного пара и реальных газов через соответствующие свойства идеального газа, поэтому являются приближенными.

Уточненные формулы предложены ЦКТИ им. И. И. Ползунова:
для водяного пара

$$G_{\text{в. п}} = 3600B_1\alpha F_c p_1 = 7{,}1\cdot 10^4 K_{V1}B_1 p_1; \qquad (14.23)$$

для газа

$$G_{\text{г}} = 3600B_2\alpha_1 F_c p_1 \sqrt{T_0/T_1} = 7{,}1\cdot 10^4 K_{V1}B_2 p_1 \sqrt{T_0/T_1}; \qquad (14.24)$$

для жидкости

$$G_{\text{ж}} = 5{,}08\alpha_2 F_c \sqrt{(p_1 - p_2)\,\rho} = 100K_{V2}\sqrt{(p_1 - p_2)\,\rho}, \qquad (14.25)$$

где G — массовый расход через предохранительный клапан при рабочих параметрах (на водяном паре, газе, жидкости соответственно), кг/ч; p_1 — давление среды перед клапаном (соответствует по величине давлению полного открытия — $p_{\text{п. о}}$), МПа; p_2 — давление среды в системе за клапаном (соответствует по величине полному противодавлению — $p_{\text{п}}$), МПа; F_c — площадь минимального сечения седла клапана, определяемая по формуле

$$F_c = \frac{\pi}{4} D_c^2;$$

D_c — минимальный внутренний диаметр седла клапана, мм; T_0 — температура среды при нормальных условиях, К; $T_0 = 273{,}15$ К; T_1 — температура рабочей среды перед клапаном, К; ρ — плотность жидкости, кг/м³; K_{V1} — пропускная способность предохранительного клапана при работе на сжимаемой среде (пар, газ), м³/ч; принято $K_{V1} = 0{,}0508\alpha_1 F_c$; K_{V2} — пропускная способность предохранительного клапана при работе на несжимаемой среде, м³/ч; принято $K_{V2} = 0{,}0508\alpha_2 F_c$; α_1 — коэффициент расхода для сжимаемых сред — отношение фактического массового расхода среды с учетом сопротивления, создаваемого клапаном, к расходу той же среды при тех же параметрах и тех же соотношениях давлений до и после клапана через идеальное сопло ($\alpha = 1$) с площадью узкого сечения, равной площади самого узкого сечения седла клапана (F_c); α_2 — коэффициент расхода на несжимаемой среде — величина, зависящая от соотношения площадей F_1, F_2 и F_c (F_1 и F_2 — на входе и выходе из предохранительного клапана) и от коэффициента его гидравлического сопротивления ζ, определенного на несжимаемой среде; B_1, B_2 — коэффициенты, учитывающие характер истечения, свойства и состояние рабочей среды; α_2 определяется по формуле

$$\alpha_2 = \frac{1}{\sqrt{(1+\zeta)\dfrac{F_1^2}{F_2^2} - 1}} \frac{F_y}{F_c}; \qquad (14.26)$$

при $F_1 = F_2 = F_c$ $\alpha_2 = \dfrac{1}{\sqrt{\zeta}}$.

Коэффициент B_1 вычисляем по формуле

$$B_1 = 1{,}41\cdot 10^{-3}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{k}{k+1}} \frac{1}{\sqrt{p_1 v_1}}, \qquad (14.27)$$

где v_1 — удельный объем среды перед клапаном при параметрах p_1 и T_1, м³/кг; k — показатель адиабаты.

Значения B, B_1 и B_2 приведены в табл. 14.1—14.3. При определении значений α_1, α_2 и K_{V1}, K_{V2} экспериментальным путем можно воспользоваться формулами:
для пара

$$\alpha_1 = \frac{G_{\text{в. п}}}{3600B_1 F_c p_1}; \qquad (14.28)$$

$$K_{V1} = \frac{1{,}41\cdot 10^{-5} G_{\text{в. п}}}{B_1 p_1}, \qquad (14.29)$$

14.1. Коэффициент B при различных значениях показателя адиабаты k

p_2/p_1	Коэффициент B при k, равном						
	1,0	1,135	1,24	1,30	1,40	1,66	2,0
0	0,429	0,449	0,464	0,472	0,484	0,513	0,544
0,04	0,438	0,459	0,474	0,482	0,494	0,524	0,556
0,08	0,447	0,469	0,484	0,492	0,505	0,535	0,568
0,12	0,457	0,479	0,495	0,503	0,516	0,547	0,580
0,16	0,468	0,490	0,506	0,515	0,528	0,559	0,594
0,20	0,479	0,502	0,519	0,527	0,541	0,573	0,609
0,24	0,492	0,515	0,532	0,541	0,555	0,588	0,624
0,28	0,505	0,529	0,546	0,556	0,570	0,604	0,641
0,32	0,520	0,545	0,563	0,572	0,587	0,622	0,660
0,36	0,536	0,562	0,580	0,590	0,605	0,641	0,680
0,40	0,553	0,580	0,598	0,609	0,625	0,662	0,702
0,44	0,573	0,600	0,620	0,630	0,647	0,685	0,727
0,48	0,594	0,622	0,643	0,654	0,671	0,711	0,753
0,50	0,606	0,635	0,656	0,667	0,685	0,725	0,765
0,52	0,619	0,648	0,669	0,681	0,699	0,739	0,777
0,54	0,632	0,662	0,684	0,696	0,714	0,752	0,789
0,56	0,646	0,677	0,699	0,711	0,729	0,765	0,800
0,58	0,662	0,693	0,715	0,726	0,743	0,778	0,811
0,60	0,678	0,710	0,730	0,741	0,757	0,790	0,822
0,62	0,695	0,726	0,745	0,756	0,771	0,802	0,833
0,64	0,712	0,742	0,760	0,770	0,785	0,814	0,843
0,66	0,729	0,758	0,775	0,784	0,798	0,826	0,853
0,68	0,748	0,773	0,790	0,798	0,811	0,838	0,863
0,72	0,780	0,803	0,818	0,826	0,837	0,860	0,883
0,76	0,812	0,833	0,846	0,852	0,862	0,882	0,901
0,80	0,845	0,862	0,873	0,878	0,886	0,903	0,919
0,84	0,877	0,891	0,899	0,904	0,910	0,924	0,936
0,88	0,908	0,919	0,925	0,929	0,933	0,944	0,953
0,92	0,939	0,946	0,951	0,953	0,956	0,963	0,969
0,96	0,970	0,973	0,976	0,977	0,978	0,982	0,985
1,00	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000

для газа

$$\alpha_1 = \frac{G_\Gamma}{3600 B_1 F_c p_1}; \tag{14.30}$$

$$K_{V1} = \frac{1{,}41 \cdot 10^{-5} G_\Gamma}{B_2 p_1} \sqrt{\frac{T_1}{T_0}}, \tag{14.31}$$

для жидкости

$$\alpha_2 = \frac{G_\text{ж}}{5{,}08 F_c \sqrt{(p_1 - p_2)\,\rho}}; \tag{14.32}$$

$$K_{V2} = \frac{0{,}01 G_\text{ж}}{\sqrt{(p_1 - p_2)\,\rho}}, \tag{14.33}$$

$$B_2 = 1{,}55 \cdot 10^{-2} \left(\frac{1}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{k}{k+1}} \sqrt{\frac{M}{T_0}}, \tag{14.34}$$

где M — молярная масса газа, кг/кмоль.

14.2. Значения коэффициента B_1 для перегретого водяного пара ($k = 1{,}31$)

p_1, МПа	Коэффициент B_1 при температуре пара, К, равной								
	523	573	623	673	723	773	823	873	923
0,2	0,426	0,403	0,390	0,372	0,353	0,346	0,337	0,324	0,315
1,0	0,435	0,408	0,390	0,372	0,359	0,346	0,337	0,324	0,315
2,0	0,439	0,412	0,395	0,377	0,364	0,346	0,337	0,324	0,315
3,0	0,448	0,421	0,399	0,377	0,364	0,350	0,337	0,324	0,315
4,0	0,461	0,430	0,403	0,381	0,364	0,355	0,337	0,324	0,315
6,0	—	0,443	0,408	0,386	0,368	0,335	0,341	0,328	0,319
8,0	—	0,505	0,421	0,395	0,372	0,355	0,341	0,328	0,319
10,0	—	—	0,435	0,399	0,377	0,359	0,346	0,333	0,319
15,0	—	—	—	0,426	0,390	0,368	0,355	0,337	0,324
20,0	—	—	—	0,466	0,408	0,381	0,359	0,341	0,328
25,0	—	—	—	—	0,435	0,395	0,368	0,346	0,333
30,0	—	—	—	—	0,461	0,408	0,377	0,355	0,337
35,0	—	—	—	—	0,497	0,421	0,386	0,359	0,337
40,0	—	—	—	—	0,541	0,439	0,395	0,368	0,337

14.3. Значения коэффициентов M, k и B_2 для различных газов

Вещество	M	k	$B_2 \cdot 10^3$	Вещество	M	k	$B_2 \cdot 10^3$
Азот	28,0	1,40	2,39	Метан	16,0	1,30	1,71
Аммиак	17,0	1,32	1,83	Метил хлористый	50,5	1,20	3,06
Аргон	39,9	1,67	3,03				
Ацетилен	26,0	1,23	2,21	Окись углерода	28,0	1,40	2,39
Бутан	58,1	1,10	3,17				
Водород	2,0	1,41	0,65	Пропан	44,1	1,14	2,79
Водородно-хлористая смесь	36,5	1,42	2,71	Сероводород	31,1	1,30	2,58
				Сернистый ангидрид	64,1	1,40	3,62
Воздух	29,0	1,40	2,44	Углекислый газ	44,0	1,31	2,92
Гелий	4,0	1,66	0,96				
Дифтор-дихлорметан	121,0	1,14	4,62	Этан	30,1	1,22	2,37
				Этилен	28,0	1,24	2,29
Кислород	32,0	1,40	2,56	Хлор	70,9	1,34	3,75

Ниже приводятся значения коэффициента B_1 для насыщенного водяного пара ($k = 1{,}135$)

p_1, МПа	0,2	0,6	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0
B_1	0,470	0,457	0,452	0,448	0,443	0,443	0,448	0,452

p_1, МПа	8,0	10,0	11,0	12,0	13,0	14,0	15,0	16,0
B_1	0,461	0,470	0,474	0,479	0,488	0,497	0,505	0,514

p_1, МПа	17,0	18,0	19,0	20,0
B_1	0,523	0,537	0,554	0,572

Раздел третий

ПРИВОДЫ АРМАТУРЫ

Глава 15

ЭЛЕКТРОМОТОРНЫЕ ПРИВОДЫ

15.1. Классификация, область применения

Промышленностью изготовляется большое количество электромоторных приводов, называемых обычно электроприводами или электрическими исполнительными механизмами, которые можно объединить в определенные группы.

В зависимости от рода тока приводы изготовляются с двигателями переменного тока и, реже, с двигателями постоянного тока. Они могут содержать ограничительное силовое устройство ОСУ или быть без него. ОСУ могут быть размыкающего типа (при срабатывании разрывают кинематическую цепь привода) и отключающего (цепи не разрывают), одностороннего действия (срабатывают при перемещении выходного элемента только в одном направлении) и двустороннего. В отдельных случаях ОСУ может действовать по заданной программе, т. е. предельный крутящий момент привода может изменяться.

По конструкции редуктора приводы делят на червячные, планетарные, цилиндрические, кулисно-винтовые, сложные (состоящие из двух и более типов передач).

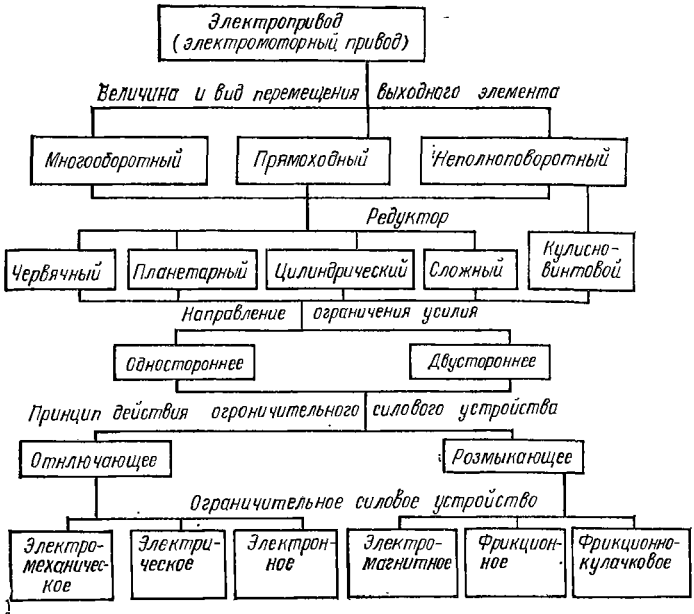
По принципу действия ОСУ подразделяются на фрикционные, фрикционно-кулачковые, электромеханические, электромагнитные, электрические, электронные.

В зависимости от величины и вида перемещения выходного элемента различают приводы: многооборотные, неполноповоротные и прямоходные. Классификация электроприводов приведена в схеме 15.1. Широкое применение электропривода для управления арматурой объясняется рядом его достоинств и преимуществ по сравнению с другими видами приводов (пневмо- и гидро-). Он может обеспечить централизованное управление любыми типами и классами арматуры. Способен обслуживать арматуру разных размеров условного прохода, от минимального до максимального, расположенную далеко от пульта. К электроприводу требуется подвод только одного вида энергии, а при монтаже схемы управления приводом (для которой создана и серийно изготовляется вся необходимая аппаратура) имеется мало вынесенных и при этом несложных электрических соединений. В отличие от большинства других приводов он может монтироваться не только непосредственно на арматуре, но и на некотором расстоянии от нее, быть снятым с действующей арматуры (для ремонта), не создавая опасности самопроизвольного изменения положения рабочего органа. Возможно его использование для механизации управления действующей арматурой, снабженной маховиком ручного управления, без переделки последней. Электросеть свободна от всех недостатков, свойственных другим сетям (пневматическим, гидравлическим), а именно: от засорения, обмерзания и т. д.

Не существует других приводов, кроме электромоторных, использующих один вид энергии, которые были бы в состоянии обеспечить местную и дистанционную сигнализацию как крайних положений рабочего органа арматуры,

Схема 15.1

КЛАССИФИКАЦИЯ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ АРМАТУРОЙ



так и промежуточных; подачу сигнала на пульт в случае заедания подвижных частей арматуры или попадания посторонних предметов в ее полости; блокировку работы арматуры и других агрегатов; остановку рабочего органа арматуры в среднем положении без опасности его самопроизвольного перемещения.

Электромоторные приводы имеют и ряд недостатков. В частности, привод (или управляемая арматура) содержит самотормозящийся элемент (червячная пара, винт-гайка), обладающий невысоким к. п. д. ($\eta \leqslant 0{,}5$). По этой причине ресурс указанных пар не превышает нескольких десятков тысяч циклов, что явно недостаточно, например, для управления регулирующей арматурой средних и больших условных проходов. Детали электромоторных приводов подвержены износу в большей степени, чем детали некоторых других (поршневых, мембранных), поэтому они нуждаются в регулярном обслуживании, уходе. Контакты привода являются источником радиопомех.

Не рекомендуется использовать электропривод для управления быстродействующей (отсечной) арматурой, если скорость ее закрытия или открытия более 50 мм/с. Причины этому — трудности, связанные с необходимостью уменьшения влияния на арматуру инерционных масс привода. Нецелесообразно применение электромоторного привода в случаях, когда его питание должно осуществляться от автономного источника энергии (наиболее целесообразная форма хранения энергии — сжатый воздух).

Не годен электропривод, если по условиям эксплуатации требуется, чтобы при отсутствии энергии рабочий орган управляемой арматуры принял одно из крайних положений. Не используется электропривод для работы на объектах особой взрывоопасности. Во многих случаях использованию привода препятствуют температура окружающей среды, давление, радиация.

Могут существовать причины экономического характера, делающие использование электромоторных приводов нецелесообразным. Так, при наличии системы сжатого воздуха более экономичным будет поршневой, или мембранный пневмопривод.

В общем случае экономический анализ целесообразности применения того или иного привода должен базироваться не на сопоставлении их стоимости (в таком случае самым дешевым будет мембранный пневмопривод), а на сопоставлении общих затрат на создание систем управления приводами и расходов на их обслуживание.

15.2. Структура привода

Чтобы обеспечить нормальное функционирование арматуры, ее привод должен удовлетворить целому ряду требований, с учетом ее механической характеристики (величины статического момента сопротивления на шпинделе арматуры $M_в$ в зависимости от угла его поворота φ).

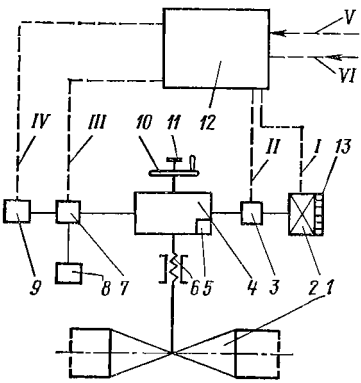


Рис. 15.1. Структурная схема привода автоматически управляемой арматуры:

1 — рабочий орган; *2* — электродвигатель; *3* — силовое ограничительное устройство; *4* — преобразователь (редуктор); *5* — устройство отключения маховика ручного дублера; *6* — фиксирующее устройство; *7* — блок путевых выключателей; *8* — местный указатель положения затвора арматуры; *9* — датчик положения затвора арматуры; *10* — маховик ручного дублера; *11*— включатель ручного дублера; *12* — пульт управления; *13* — тормозное, или демпфирующее, устройство; *I* — цепь питания двигателя и тормозного устройства; *II* — цепь связи с муфтой; *III* — цепь путевых выключателей; *IV* — цепь датчика положения затвора; *V* — цепь управляющего сигнала; *VI*— цепь питания пульта управления

Для выполнения всех требований, предъявляемых к приводу, он снабжается рядом механизмов, которые можно представить в виде отдельных блоков, составляющих общую структурную схему (рис. 15.1). Блоки этой схемы могут иметь различное взаимное расположение, а назначение их следующее. Электродвигатель — источник движения. Преобразователь движения (редуктор) служит для преобразования вида и скорости движения выходного элемента двигателя в соответствии с назначением управляемой арматуры. В отдельных случаях преобразователь способствует согласованию механических характеристик двигателя и арматуры. Силовое ограничительное устройство предназначено для предупреждения поломки или перегрузки арматуры, тормозное или демпфирующее, устройство — для исключения влияния на арматуру инерции движущихся деталей. Устройство переключения ручного дублера служит для исключения возможности травмирования обслуживающего персонала, если во время ручного управления двигатель привода будет подключен к сети. Ручной дублер необходим для управления арматурой при наладочных работах, а также при отсутствии энергии для двигателя. Фиксирующее устройство предназначено для сохранения положения рабочего органа арматуры в положении, при котором он находился в момент остановки двигателя привода (может входить как в состав привода, так и арматуры). Путевые выключатели служат для сигнализации положения рабочего органа, отключения двигателя от источника энергии, блокировки работы привода с работой других механизмов. Местный указатель положения рабочего органа предназначен для местного указания степени открытия арматуры в любой момент времени. Датчик положения рабочего органа используется на запорной арматуре для дистанционного указания степени открытия арматуры в данный момент времени, на регулирующей — как элемент обратной связи (по положению регулирующего органа арматуры).

Пульт управления в состав большинства конструкций приводов не входит, но является его составляющим элементом. Служит для управления работой привода.

Ниже приведены термины и условные обозначения величин, характеризующих работу электромоторного привода.

Предельный крутящий момент на валу привода M — крутящий момент на валу привода, превышение которого приводит к срабатыванию его муфты предельного момента.

Наибольший предельный крутящий момент на валу привода $M_{нб}$ — наибольшее значение предельного крутящего момента, в соответствии с которым выбирается мощность электродвигателя и ведется расчет на прочность деталей привода.

Наименьший предельный крутящий момент на валу привода $M_{нм}$ — наименьшее значение предельного крутящего момента, при котором допустимо его использование с учетом возможного разброса значений $M_{нм}$. Считают, что допустимые предельные отклонения от $M_{нм}$ не должны превышать ± 40 %. Это условие определяет ступени $M_{нб}$ числового ряда приводов.

Верхнее и нижнее отклонения предельного крутящего момента на валу привода $\pm\delta$ — предельно допустимые отклонения от номинальной величины предельного момента. Указываются в процентах от настроенной величины предельного крутящего момента привода. Поскольку абсолютные значения отклонений для каждого типа привода постоянны и зависят от величины наибольшего крутящего момента, то значения $\pm\delta$ имеют разную величину для различных значений настроенного предельного момента. Например, если привод имеет $M_{нб} = 1000$ Н·м (привод типа В) с предельными отклонениями ± 10 % или ± 100 Н·м, то при его настройке на $M = 500$ Н·м эта же абсолютная величина составит ± 20 %.

Критический крутящий момент на валу привода $M_{кр}$ — крутящий момент на валу привода при заблокированной ММ, когда вращение вала прекращается в связи с «опрокидыванием» электродвигателя.

Диапазон настройки $Д_н = M_{нб}/M_{нм}$ — отношение наибольшего предельного крутящего момента на валу привода к наименьшему.

Коэффициент настройки $\gamma_н = M_о/M_з$ — отношение крутящих моментов, развиваемых приводом при открывании и закрывании арматуры (относится к приводам с ММ двустороннего действия).

Коэффициент перегрузки $\gamma = M_{кр}/M_{нб}$ — отношение критического крутящего момента к наибольшему крутящему моменту.

Коэффициент динамичности привода $\gamma_д = \Sigma M/M$ — отношение суммарного (статического и динамического) момента на валу привода к предельному при работе привода на абсолютно жесткой арматуре.

Дифференциальный ход привода ΔN — перемещение приводного вала от положения срабатывания путевого выключателя при прямом ходе до положения обратного хода, при котором контакт путевого выключателя возвращается в исходное положение.

Нечувствительность датчика $\Delta N_д$ определяется половиной угла поворота приводного вала после изменения направления его вращения, при котором сигнал, поступающий от датчика, не меняет своей величины (величина нечувствительности датчика в приводах арматуры зависит, в основном, от люфта в передаче).

Частота вращения приводного ремня (n, об/мин) — частота вращения вала привода, передающего вращение управляемой арматуре.

Наибольшее усилие на маховике ручного дублера ($p_{нб}$, Н) — усилие на маховике ручного дублера, необходимое для получения на валу привода наибольшего предельного момента.

Наибольшее количество оборотов приводного вала (N_{max}, об.) — наибольшее количество оборотов приводного вала, допускаемое коробкой путевых выключателей.

Наименьшее количество оборотов приводного вала (N_{min}, об.) — наименьшее количество оборотов приводного вала, допускаемое коробкой путевых выключателей.

Выдержка контактов выключателей муфты ($t_к$, с) — время от момента размыкания контактов муфты при ее срабатывании до их самовозврата в исходное положение (для некоторых конструкций электроприводов с отключающими ММ — без механической блокировки контактов ее выключателей).

Для электроприводов, в которых предусмотрена механическая блокировка контактов выключателей муфты, применимы также следующие характеристики.

Нечувствительность привода ($H_{\text{п}}$, об.) — число поворотов приводного вала от положения в начале размыкания контактов выключателя муфты при прямом ходе до его положения при обратном ходе, когда контакты остаются еще разомкнутыми.

Нечувствительность муфты привода ($H_{\text{м}}$, об.) — число оборотов приводного вала от положения его остановки при прямом ходе до его положения во время обратного хода, при котором муфта привода еще отключена.

Перечисленные выше характеристики могут иметь различное значение при действии привода в сторону открытия и закрытия арматуры, что обозначено индексами «о» и «з».

15.3. Управление электромоторными приводами арматуры

Для управления электромоторным приводом арматуры должна быть разработана и осуществлена соответствующая электрическая схема, учитывающая требования, предъявляемые к арматуре.

Различают типовые и рабочие электрические схемы. Типовой электрической схемой управления электроприводом арматуры считается схема полуавтоматического управления одним приводом, находящимся на близком расстоянии от пульта.

Рабочие электрические схемы предназначены для автоматического или полуавтоматического управления одним или несколькими приводами, находящимися на различных расстояниях. При этом учитываются требования, предъявляемые к обслуживающей арматуре, участвующей в управлении технологическим процессом, и требования к эксплуатации электрических установок.

Для различных конструкций муфт приводов и обслуживаемой арматуры используются различные типовые электрические схемы их управления.

По характеру сил сопротивления при управлении арматуру можно разделить на три группы: первая — арматура, при управлении которой преодолеваются только силы трения и усилия от давления среды; вторая — арматура, при управлении которой кроме сил трения и усилий от давления среды необходимо создать усилие герметизации запорного органа в конце хода на закрытие; третья — арматура, при управлении которой кроме сил трения и усилий от давления среды необходимо создать усилие герметизации запорного органа в конце хода на закрытие и усилие герметизации «верхнего уплотнения» в конце хода на открытие.

К первой группе арматуры относятся шиберные (листовые) задвижки, краны, регулирующие и смесительные клапаны; ко второй — клапаны запорные, задвижки, не имеющие «верхнего уплотнения», клапаны шланговые и мембранные, поворотные дисковые затворы (заслонки); в третью группу входят клапаны и задвижки высоких параметров, имеющие «верхнее уплотнение».

В арматуре первой группы ограничивается величина перемещения рабочего органа, а в арматуре второй и третьей групп — усилие при ходе на закрытие или на закрытие и открытие арматуры.

Для управления арматурой первой группы применяются путевые выключатели привода, для управления арматурой второй и третьей групп — муфты ограничения крутящего момента.

Привод не должен создавать чрезмерных усилий на уплотнительных поверхностях запорного органа арматуры и не должен создавать угрозу поломки деталей арматуры, когда в рабочий орган попадет посторонний предмет или наступит внезапное заедание подвижных деталей. Поскольку аварийные ситуации при работе арматуры в нормальных условиях редки, а открытие и закрытие арматуры осуществляется постоянно, ресурс арматуры определяется силовой нагрузкой в процессе выполнения цикла «открыто—закрыто», и для обеспечения долговечности арматуры муфта настраивается только на момент, необходимый для герметизации запорного органа. Когда же задачей муфты ограничения крутящего момента является только предотвращение поломки арматуры, она настраивается на бо́льший момент, чем тот, который должен предохранить уплотнительные поверхности запорного органа от перегрузки.

Различают три способа управления приводом арматуры: автоматическое управление приводом осуществляется без участия оператора; полуавтоматическое управление (кнопочное) производится оператором вручную при помощи пусковых кнопок или других пусковых устройств; комбинированное управление — управление на большей части хода запорного органа — происходит с помощью электродвигателя, а окончательная герметизация арматуры производится оператором вручную при помощи ручного дублера привода.

Выбор типовой схемы управления приводом производится с учетом назначения арматуры, ее жесткости, структуры рабочих схем и вероятности возникновения аварийных ситуаций.

К жесткой арматуре относятся все запорные клапаны с металлическим уплотнением, клиновые задвижки со сплошным клином, заслонки (поворотные дисковые затворы) с металлическим уплотнением; к нежесткой — параллельные и шиберные задвижки, клиновые задвижки с упругим клином на давление не свыше $p_y = 25$ МПа, клапаны шланговые, мембранные (с эластичной мембраной), клапаны запорные с резиновыми уплотнительными поверхностями запорного органа, все типы арматуры, шпиндель которой подпружинен для компенсации его тепловой деформации.

§ 15.4. Типовая схема управления электромоторными приводами с электромеханической муфтой двустороннего действия и механической блокировкой контактов выключателей муфты

Типовая схема показана на рис. 15.2, на базе ее могут быть следующие варианты: I — без перемычек a—b и c—d для управления арматурой первой группы; II — без перемычек c—d для управления арматурой второй группы; III — со всеми перемычками для управления арматурой третьей группы.

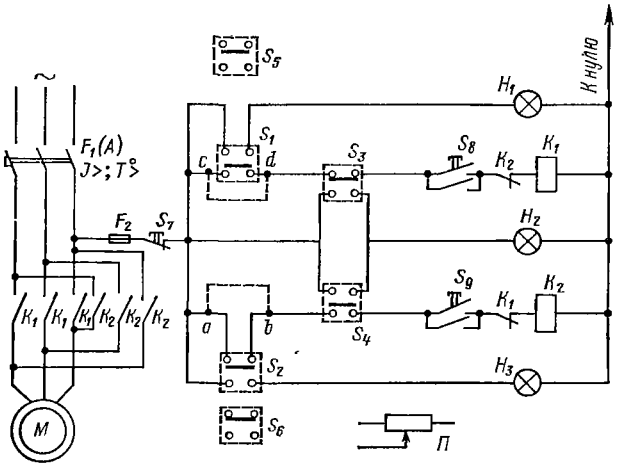


Рис. 15.2. Типовая схема управления приводом с электромеханической муфтой двустороннего действия с механической блокировкой контактов выключателей муфты: M — электродвигатель; K_1, K_2 — пускатели; F_1 — автомат; F_2 — предохранитель; S_7 — кнопка «Стоп»; S_1, S_2, S_5, S_6 — путевые выключатели; S_3, S_4 — выключатели муфты; S_8, S_9 — кнопки «Открыто» и «Закрыто»; H_1—H_3 — сигнальные лампы; $П$ — потенциометр

В первом случае муфта действует только при аварии, в связи с чем $\gamma_н = 1$; во втором, при закрывании арматуры, — как предельная, а при открывании работает только при аварии, в связи с чем $\gamma_н > 1$; в третьем — муфта действует только как предельная, в связи с чем $\gamma_н < 1$.

Указанная типовая схема наиболее удобна для построения на базе рабочих схем дистанционного неавтоматического и автоматического управления.

При настройке привода должна быть учтена диаграмма работы путевых выключателей приводов и выключателей муфты. На рис. 15.3 дана диаграмма работы путевых выключателей приводов с учетом дифференциального хода привода.

При закрывании арматуры путевой выключатель сработает в том положении рабочего органа, на которое он был настроен (точка *Зн*). В начале открывания возврат контактов этого путевого выключателя в исходное положение задерживается (до точки *с*). Аналогичное положение имеет место при открывании арма-

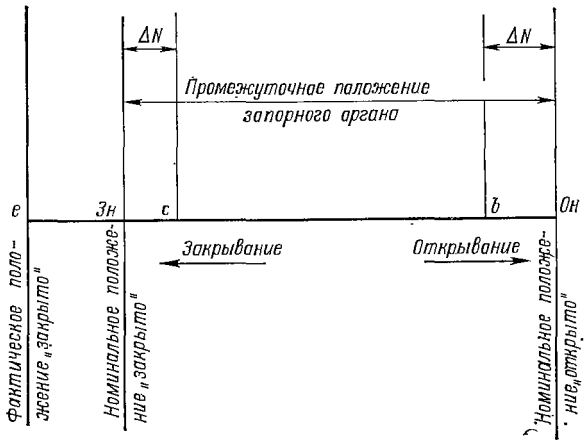


Рис. 15.3. Диаграмма работы путевых выключателей приводов

туры, поэтому путевой выключатель настраивается так, чтобы *Зн — e* было бы более *Зн — c*. Это обеспечит подачу сигнала на пульт управления от путевого выключателя в любом случае.

При полуавтоматическом управлении приводом дифференциальный ход привода ΔN не имеет существенного значения, поскольку безразлично включается (или выключается) лампа сигнализации положения рабочего органа арматуры несколько позже или раньше. При автоматическом управлении учет данных диаграмм работы путевых выключателей обязателен, особенно в тех случаях, когда работа привода блокируется с действием других механизмов, поскольку, например, в крупной арматуре отрезок *c — Зн* (или *Он — b*) может соответствовать 8—12 об. приводного вала (или 120—150 мм хода рабочего органа). Уменьшить указанный дифференциальный ход с путевым выключателем, снабженным обычным редуктором, невозможно. Когда это необходимо, следует использовать путевой выключатель со счетным устройством. С таким устройством дифференциальный ход привода не превышает 0,05 об. приводного вала.

На рис. 15.4 показана диаграмма совместной работы путевых выключателей муфты приводов унифицированного ряда, контакты выключателей которой механически блокируются. Характер работы тех и других выключателей данных приводов не требует усложнения рабочих схем управления приводом. В начале закрывания арматуры путевой выключатель, который был бы настроен на срабатывание в точке *d* при обратном ходе привода (из-за явления гистерезиса), может сработать в промежутке *d — b*, обеспечив подачу сигнала на пульт. Полное закрывание прохода арматуры произойдет после того, как в точке *f* сработает выключатель муфты, обеспечивающий отключение двигателя от сети и подачу соответствующего сигнала на пульт.

Срабатывание путевого выключателя должно всегда происходить ранее, чем выключателя муфты, для чего опережение сигнализации Δx не может быть произвольным. Последнее объясняется тем, что момент срабатывания муфты, т. е. положение точки f, может меняться (особенно заметно это у нежесткой арматуры) в зависимости от изменения характера сил сопротивления, поэтому опережение Δx должно быть больше, чем возможный диапазон разброса срабатывания выключателя муфты.

При запуске привода в обратную сторону, т. е. в сторону открытия, выключатель муфты, предназначенный для срабатывания при открытии арматуры, когда вал привода совершит путь $H_м$, характеризующий нечувствительность муфты, будет освобожден от удержания в исходном положении механическим блокирующим устройством, после чего он удерживается только соответствующим элементом муфты и тем самым подготовлен к действию. Выключатель муфты, который сработал ранее (при закрывании арматуры), вернется в исходное (замкнутое) положение только после того, как вал привода совершит путь $H_п$ (точка a на рис. 15.4), который характеризует нечувствительность привода. Он будет не только замкнут, но и заблокирован механическим устройством. В этот момент на пульте управления погаснет лампа закрытия арматуры. Ранее, когда вал привода достиг точки b, на пульте управления погасла лампа «открыто». Наличие механической блокировки приведет к тому, что при реверсе привода его можно запустить затем вновь в ту же сторону лишь после того, как вал привода во время реверса совершит путь $H_п$.

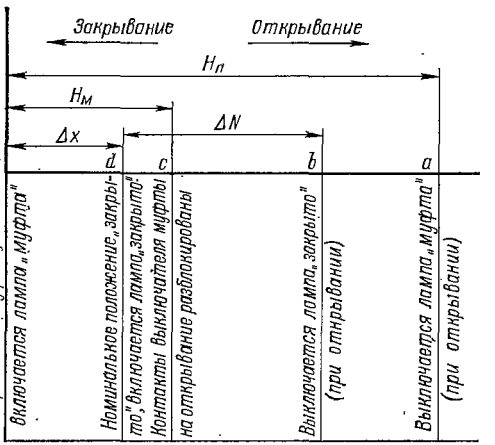


Рис. 15.4. Диаграмма совместной работы путевых выключателей и выключателей муфты

Рассмотренная схема управления обладает следующим недостатком, вытекающим из конструкций приводов. В случае отказа выключателя муфты или неотключения двигателя привода от сети по какой-либо иной причине, например из-за выхода из строя какого-либо элемента схемы, арматура окажется под действием вращающего момента привода $M_{кр}$, определяемого опрокидывающим моментом его двигателя, который может увеличиться на величину, определяемую кинетической энергией вращающихся масс привода. Это увеличение зависит от жесткости арматуры и может быть существенным.

Указанный недостаток свойствен всем приводам с муфтой, при срабатывании которой кинематическая цепь привода не разрывается, и приводам, не имеющим тормозного устройства, исключающего превышение крутящего момента на приводном валу, если двигатель привода не отключился от сети.

15.5. Электродвигатели

Основные характеристики и типы. В электромоторных приводах арматуры применяются короткозамкнутые асинхронные электродвигатели. Они просты и надежны, и для их управления необходим только магнитный пускатель.

В большинстве случаев привод запорной арматуры работает кратковременно (не свыше 10—15 мин), но режим его работы неблагоприятный, так как могут иметь место пиковые нагрузки. Для приводов арматуры целесообразно использование специальных асинхронных двигателей, рассчитанных на кратковремен-

ный режим работы, обладающих значительными максимальным и опрокидывающим моментами и минимальным маховым. Изготовление этих двигателей обходится дешевле, чем тех, которые рассчитаны на длительный режим работы.

В приводах арматуры используются электродвигатели различных исполнений (нормального, взрывозащищенного и т. д.) мощностью от 10 Вт до 15 кВт с частотой вращения выходного вала 1500 или 3000 об/мин, а иногда — 1000 или 750 об/мин.

В большинстве электромоторных приводов, выпускаемых в СССР и за рубежом, критический крутящий момент превышает наибольший предельный на 50—30 % (бóльшая цифра относится к приводам малой мощности). Это означает, что двигатель привода выбирается по моменту с таким же запасом.

Для снижения установленной мощности, а также уменьшения влияния на управляемую арматуру инерционных усилий на одном и том же приводе могут устанавливаться двигатели с различной частотой вращения вала и мощностью.

Существенное значение имеет место расположения двигателя на приводе. Например, если привод обслуживает арматуру, по которой транспортируется рабочая среда, имеющая высокую температуру, его двигатель должен быть расположен так, чтобы нагрев за счет конвекции был минимальным. Поэтому должна допускаться его установка в любом положении.

Приводы, обслуживающие запорную арматуру, действуют короткий промежуток времени и работают редко. Так, если считать по путевому выключателю, определяющему число оборотов вала привода, которое он может совершить, то длительность непрерывной работы приводов унифицированного ряда будет находиться в пределах: привода *М* — от 0,1 до 2,5 мин, привода *А* — от 0,04 до 3,7 мин, привода *Б* — от 0,02 до 8 мин, привода *В* — от 0,02 до 8,3 мин, привода *Г* — от 0,05 до 10 мин и привода *Д* — от 0,1 до 21,5 мин.

Выбор мощности. Поскольку один и тот же привод обслуживает арматуру разных типов, конструкций, размеров, каждая из которых может, в свою очередь, эксплуатироваться при различном давлении рабочей среды, то даже при одинаковой максимальной нагрузке привода в начальный момент его действия величина работы, которую ему следует выполнить для перемещения затвора арматуры, может изменяться в 10 и более раз.

Перечисленные обстоятельства делают необходимым выбор мощности двигателя привода только по его максимальному вращающему моменту, поскольку его полное использование в тепловом отношении невозможно из-за короткого промежутка времени его работы и ограниченной перегрузочной способности.

Пусковой момент обычно не учитывается, поскольку двигатель запускается вхолостую. Потребная мощность двигателя определяется по формуле

$$P = \alpha M_{\text{нб}} n/(9550\eta i k),$$

где P — необходимая мощность электродвигателя, кВт; $M_{\text{нб}}$ — наибольший предельный крутящий момент на валу привода, Н·м; n — частота вращения вала привода, об/мин; i — передаточное число редуктора; η — к. п. д. редуктора; $k = M_{\max}/M_{\text{н}}$—коэффициент перегрузки двигателя по моменту (отношение максимального вращающего момента двигателя к номинальному $M_{\text{н}}$); α — коэффициент запаса, принимаемый в пределах 1,1—1,5.

Кратковременным режимом работы электродвигателя называется такой, при котором двигатель за время своего действия не успевает нагреться до установившейся температуры, а время последующей паузы больше или равно $(3 \div 4)\ T_{\text{о}}$, где $T_{\text{о}}$ — постоянная времени охлаждения неподвижного двигателя.

Время непрерывной работы двигателя ограничено временем закрывания (или открывания) арматуры и, как показано выше, невелико. При работе в условиях многократных пусков привода двигатель будет работать в повторно-кратковременном режиме. При этом в каждом частном случае необходим расчет (по конкретной нагрузочной диаграмме привода) теплового режима двигателя.

В табл. 15.1 приведена номенклатура электродвигателей, используемых в приводах арматуры, а в табл. 15.2—15.4 — их основные характеристики.

Электропривод с присоединением типа М снабжен электродвигателем АВО42-4М мощностью 30 Вт, с частотой вращения вала 1300 об/мин, рассчитанным на напряжение 380; 220 и 127 В переменного тока.

15.1. Электродвигатели, используемые в приводах арматуры

Обозначение	Тип присоединения	Тип муфты	$M_{иб}$, Н·м	n, об/мин
Нормальное исполнение				
4АА56В4	А	ДБ	6 и 12	24
4АА63А4	А	ДБ	10 и 12	24
4АХС71А4	Б	О ДБ	120 250	60 6
4АХ80А4	Б Б Б В Г	Р О ДБ ДБ ДБ	250 210 250 630 и 1 000 2 500	6 60 25 и 50 6 5
4АХ80В4	В	О	450	48
4АХ100*S*4	В В	О ДБ	800 630 и 1 000	50 24
4АС100*L*4	В Г	ДБ ДБ	630 и 1 000 2 500	48 20
4АС112М4	Г Д	О О	1 400 4 500	47 13
4АС132*S*4	Г Д Г Д	ДБ ДБ О О	2 500 8 500 и 10 000 2 250 7 500	40 10 и 9,3 47 13
АВО42-4М	М	ДБ	10 и 25	9,5
ВАОА072-4	Б	ДБ	250	6
Взрывозащищенное исполнение				
ВАОА071-4 или В63В4	А	ДБ О	60 и 100 90	12 и 24 51
ВАО072-4 или В71А4	Б А	ДБ О	250 140	6 51
ВАОА12-4 или В80А4	Б Б В	О ДБ ДБ	150 250 630 и 1 000	15 25 6
ВАОА21-4 или В80В4	Б	О ДБ	300 250	64 50

Обозначение	Тип присоединения	Тип муфты	$M_{нб}$, Н·м	n, об/мин
ВАОА31-4 или В100S4	В	О ДБ	600 630 и 1 000	53 24
ВАО41-4 или В100L4	В Г Д	О	800 1 900 5 580	53 25 6
ВАО42-4 или В11М2	В Г Г Д	ДБ ДБ О О	630 и 1 000 2 500 2 550 8 200	48 20 25 6
ВАО51-4 или В132S4	Г Д	ДБ	2 500 8 500 и 10 000	400 9,3
ВАО52-4 или В132М4	Д	О	10 000	12

Примечания:
1. Обозначения муфты привода: Р — реле тока; О — одностороннего действия; Д — двустороннего; ДБ — двустороннего с механической блокировкой контактов выключателей муфты.
2. В таблице указаны как ранее использовавшиеся двигатели (серии ВАОА и ВАО), так и применяемые в настоящее время (серии В).

15.2. Осиовные характеристики электродвигателей серии 4А (синхронная частота вращения 1500 об/мин)

Обозначение	Номинальная мощность, кВт	При номинальной нагрузке		$M_{max}/M_н$	$M_п/M_н$	$M_{min}/M_н$	$I_п/I_н$	Наибольшая допустимая мощность (кВт) при ПВ, %			
		К. п. д., %	cos φ					15	40	60	100
4АА56В4	0,18	64,0	0,64	2,2	2	1,2	5	—	—	—	0,18
4АА63А4	0,25	68,0	0,65								0,25
4АХС71А4	0,65	68,0	0,75			1,6	4	0,8	0,65	0,6	0,57
4АХС80А4	1,30	68,5	0,82				4,5	1,6	1,3	1,1	0,95
4АХС80В4	1,70	70,0					5	2,1	1,7	1,5	1,3
4АХС100S4	3,20	76,5						4,3	3,2	2,8	2,3
4АС100L4	4,25	78,0						6,0	4,25	3,8	3,3
4А112МА4	5,50	85,5	0,85				4—6	7,0	5,5	4,5	3,5
4А132М4	11,00	87,8	0,87					13,5	11,0	9,0	7,0

Примечания:
1. Обозначения: M_{max} — максимальный вращающий момент двигателя; $M_п$ — пусковой момент; M_{min} — минимальный момент; $M_н$ — номинальный момент; $I_п$ — начальный пусковой ток статора; $I_н$ — номинальный ток статора.
2. Для двигателей с повышенным скольжением скольжение при M_{max} — 40 %, допускаемое отклонение — 20 %.
3. Напряжения 220/380 и 380/660 В.

15.3. Основные характеристики электродвигателей серий ВАОА и ВАО

Обозначение	Номинальная мощность, кВт	При номинальной нагрузке					$I_п/I_н$	$M_п/M_н$	$M_{max}/M_н$	Маховый момент, Н·м²	Исполнение по взрывозащите
		Частота вращения вала, об/мин	К. п. д., %	cos φ	Ток статора (А) при напряжении, В 380	660					
ВАОА071-4	0,4	1380	—	—	2,1	1,2	6	2,2	2,3	0,04	ВЗТ4 и В4Т5
ВАОА072-1	0,6				2,6	1,5				0,047	
ВАОА12-4	1,1				4,0	2,7				0,085	
ВАОА21-4	1,5				5,7	3,3				0,15	
ВАОА31-4	3,0				8,1	4,7				0,37	
ВАО41-4	4,0	1450	84,5	0,84	—	4,9	—	1,4	2,2	1,30	
ВАО42-4	5,5		86	0,85		6,6				1,60	
ВАО51-4	7,5	1460	88	0,80		8,7	6,5			3,40	
ВАО52-4	10,0		88,5	0,86		11,5	7,0			3,90	

Примечание.
Двигатели серии ВАОА рассчитаны для использования при повторно-кратковременном режиме работы.

15.4. Основные характеристики электродвигателей серии В

Обозначение	Номинальная мощность, кВт	При номинальной нагрузке		$\frac{I_п}{I_н}$	$\frac{M_п}{M_н}$	$\frac{M_{max}}{M_и}$	M_{max}, Н·м	Маховый момент, Н·м²	Исполнение по взрывозащите
		к. п. д., %	cos φ						
В63В4	0,37	74	0,74	5,0	1,8	2,2	5,7	0,0010	ВЗТ4 и В4Т5
В71А4	0,55	75	0,77	5,0	1,8	2,2	8,5	0,0016	
В80А4	1,10	79	0,82	5,0	1,8	2,2	17,0	0,0032	
В80В4	1,50	81	0,83	5,0	1,8	2,2	23,4	0,0042	
В100*S*4	3,00	83	0,83	5,0	1,8	2,4	49,0	0,0120	
В100*L*4	4,00	84	0,83	5,0	2,0	2,4	65,0	0,0140	
В112М4	5,50	87	0,84	6,7	2,0	2,7	104,0	0,0240	
ВВ2*S*4	7,50	88	0,84	7,0	2,2	2,7	128,0	0,0460	
В132М4	11,00	89	0,85	7,0	2,2	2,7	150,0	0,0680	

Примечание.
Напряжение 220 и 380 В, по особому заказу — 500 и 600 В.

15.6. Редукторы электромоторных приводов

На рис. 15.5—15.7 приведены кинематические схемы наиболее часто применяемых редукторов: червячных с числом ступеней частот оборотов на выходном валу до двух (рис. 15.5, *а*; 15.6, *а*; 15.7, *а*); червичных с числом ступеней свыше двух (рис. 15.5, *б*; 15.6, *б*; 15.7, *б*); планетарных (рис. 15.5, *в*; 15.6, *в*; 15.7, *в*); цилиндрических (рис. 15.5, *г*; 15.6, *г* и 15.7, *г*).

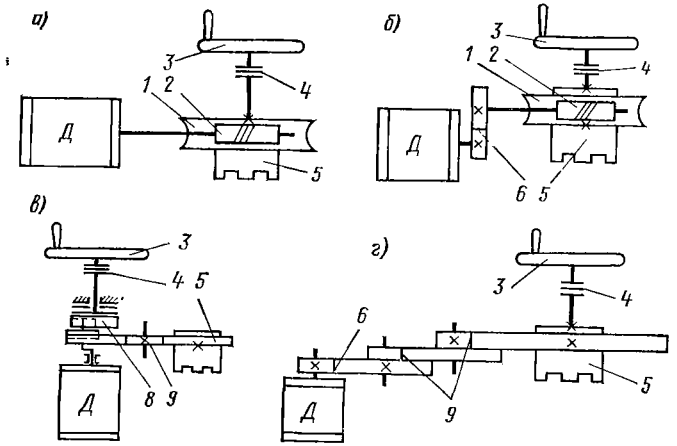


Рис. 15.5. Типовые кинематические схемы электроприводов малой мощности

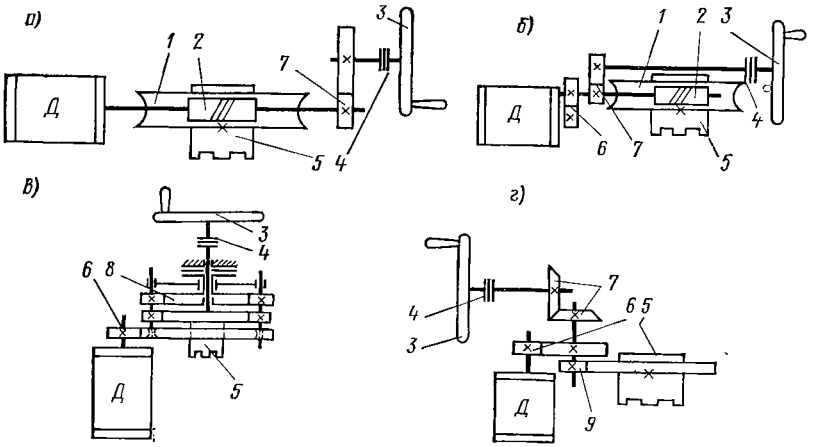


Рис. 15.6. Типовые кинематические схемы электроприводов средней мощности

В состав редукторов входят соответствующие элементы: *1* — червячное колесо; *2* — червяк; *3* — маховик; *4* — муфта; *5* — вал; *6* — шестерня моторная; *7* — шестерня ручного дублера; *8* — планетарный редуктор; *9* — шестерня редуктора; *10* — цепная передача.

Самые простые из червячных редукторов обладают ограниченными возможностями, так как число ступеней частот оборотов на выходном валу может быть не более двух (за счет одно- и двухходового червяка). Однако уже двухходовой

червяк (не говоря о трехходовом) не позволяет считать такую передачу самотормозящей.

Сигнал о срабатывании электромеханической муфты, входящей в состав редуктора с двухходовым червяком, подается только в момент ее срабатывания. Обычно пользуются редукторами с числом ступеней до четырех, которые за счет смены шестерен могут обеспечить до четырех ступеней скоростей на выходном валу привода.

Если данное число ступеней оказывается недостаточным, то предпочитают не усложнять редуктор, использовать сменные электродвигатели с различной частотой вращения.

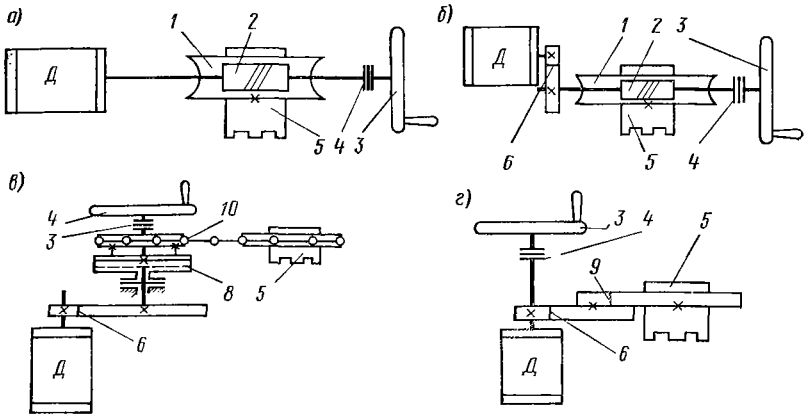


Рис. 15.7. Типовые кинематические схемы электроприводов большой мощности

Планетарные редукторы, в основном, применяются в приводах малой и средней мощностей и только в отдельных случаях — большой. Чем ниже энергетические параметры и размер арматуры, тем больше габариты и масса ее привода начинают преобладать над габаритами и массой арматуры, поэтому постоянно изыскиваются возможности для сокращения габаритов и массы приводов малой мощности. С помощью планетарного редуктора удается решить эту задачу, однако и с ним использование электромоторного привода на арматуре проходом $D_y = 20 \div 25$ мм при давлении 1,5 МПа и $D_y = 50 \div 80$ мм при более низком давлении нецелесообразно из-за сравнительно больших габаритов. Благодаря высокому значению к. п. д. планетарного редуктора можно использовать двигатели меньшей мощности и меньших габаритов.

В настоящее время в СССР и за рубежом выпуск приводов с планетарным редуктором составляет примерно 25 % всего их количества.

Электроприводы с планетарным редуктором большой мощности (см. рис. 15.7) обычно имеют специальное исполнение. Такой привод предназначен для установки на транспортной тележке, доставляемой к арматуре, которую нужно открыть или закрыть. Использование в приводе цепной передачи позволяет отнести выходной вал в сторону.

Цилиндрические редукторы в приводах арматуры в отечественной практике не применяются. За рубежом они выпускаются в незначительном количестве (примерно 10—15 % от общего объема выпуска). Однако в эксплуатации такие редукторы еще имеются в приводах, выпущенных ранее. Цилиндрический редуктор имеет высокий к. п. д., что позволяет использовать электродвигатели меньшей мощности, чем в электромоторных приводах с червячным редуктором.

Чтобы избежать значительного шума при работе цилиндрического редуктора, его необходимо изготовлять с высокой точностью, что удорожает привод. Без усложнения редуктора и всего привода в него не вписываются наиболее совре-

менные ОСУ. Удорожает приводы и необходимость использования в цилиндрическом редукторе большого количества шарикоподшипников.

Указанные особенности побудили отказаться от выпуска приводов с цилиндрическим редуктором и применять червячный, а иногда планетарный. Благодаря использованию в таких редукторах сменных шестерен можно менять передаточное число редуктора, а следовательно, и скорость вращения выходного вала, и крутящий момент.

Получение различных скоростей выходного вала привода электрическим путем по различным причинам широкого применения не нашло. Существуют конструкции приводов, на выходном валу которых две разные скорости его вра-

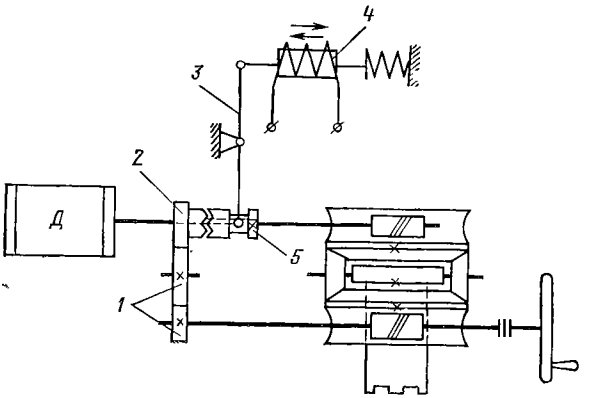


Рис. 15.8. Кинематическая схема двухскоростного привода:

1 — шестерни; *2* — ведущая шестерня с кулачками; *3* — рычаг; *4* — электромагнит; *5* — кулачковая муфта переключения скоростей

щения получают механическим способом. Это позволило почти в два раза ускорить закрывание арматуры и в то же время избежать гидравлического удара в системе.

Двухскоростные приводы (рис. 15.8) имеют достаточно широкое применение. Редуктор привода состоит из двух червячных передач, связанных между собой планетарной передачей. Водило сателлитов планетарной передачи связано с выходным валом привода. При включении двигателя в сеть (в сторону закрывания арматуры) вместе с ним включается электромагнит *4*.

Предположим, работают два червячных редуктора, а планетарная передача выключена. В этот момент скорость вращения выходного вала значительна. После того как бо́льшая часть прохода арматуры будет закрыта, электромагнит *4* при помощи путевых выключателей привода отключается от сети. Кулачки муфты *5* выходят из зацепления с кулачками шестерни *2*, в результате этого отключается верхняя червячная передача и к работе подключается планетарный редуктор. Его сателлиты начинают обкатываться по верхнему червячному колесу, в результате скорость вращения выходного вала привода уменьшается.

Подобные приводы позволяют использовать для управления арматурой электродвигатели в 2—2,5 раза меньшей мощности, чем в односкоростных приводах.

Приводы, предназначенные для управления запорными клапанами, могут быть снабжены двигателем меньшей мощности, а передаточное число их редукторов должно быть больше, чем редуктора приводов задвижек. Передаточное число редукторов многооборотных электроприводов обычно находится в пределах от 18 до 300, а частота вращения их выходного вала 15—500 об/мин, причем скорость перемещения запирающего элемента запорных клапанов обычно составляет 100—300 мм/мин, а задвижек — 300—1800 мм/мин.

Представленные на рис. 15.5—15.7 кинематические схемы редукторов охватывают только те варианты, которые включают один тип (червячный планетарный цилиндрический). На практике используются более сложные устройства, включающие два и более одинаковых или разных типов редукторов. Возможны два решения: в одном случае редуктор, содержащий две ступени так, как это показано на рис. 15.9, размещается в одном корпусе *4*, в другом (рис. 15.10) — вторая ступень редуктора, содержащего шестерни *7* и выходной вал *8*, размещается в дополнительном (своем) корпусе *6*, а первая ступень, состоящая из червяка *4*, червячного колеса *5*, муфты *2*, маховиков ручного дублера *3*, расположена в своем корпусе *9*.

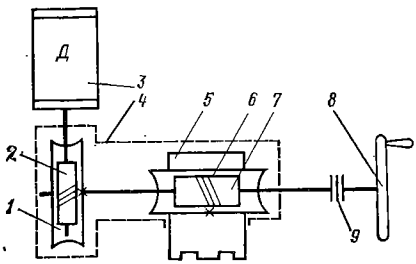


Рис. 15.9. Кинематическая схема сложного редуктора, расположенного в одном корпусе:

1 — червяк; *2* — червячное колесо; *3* — двигатель; *4* — корпус редуктора; *5* — выходной вал; *6* — червячное колесо второй ступени редуктора; *7* — червяк второй ступени редуктора; *8* — маховик; *9* — муфта сцепления

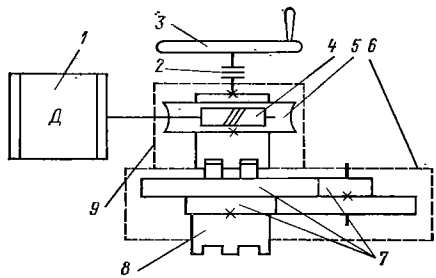


Рис. 15.10. Кинематическая схема сложного редуктора, расположенного в двух различных корпусах:

1 — двигатель; *2* — муфта сцепления; *3* — маховик; *4* — червяк редуктора первой ступени; *5* — червячное колесо первой ступени; *6* — корпус редуктора второй ступени; *7* — шестерни; *8* — выходной вал; *9* — корпус редуктора первой ступени

Преимущество первой схемы компоновки сложного редуктора — экономия массы и габаритов, преимущество второй — расширение возможностей имеющегося привода без его переделки. Вторым способом можно получить из имеющегося многооборотного привода неполноповоротный, или прямоходный.

Редукторы неполноповоротных приводов отличаются от рассмотренных многооборотных только бо́льшим передаточным числом, поэтому частота вращения выходного вала обычно лежит в пределах от 0,05 до 1 об/мин. Остальные элементы неполноповоротных приводов те же, что и у многооборотных. Если не ставится задача обеспечения минимальной массы изделия, то неполноповоротный привод получают из многооборотного, как это показано на рис. 15.10 (т. е. с помощью добавочного редуктора).

15.7. Ограничительные силовые устройства

Муфты предельного момента размыкающие. Большинство выпускаемых приводов содержит ограничительное силовое устройство. Привод без такого устройства может управлять только той арматурой, затвор которой в конце его хода не имеет жесткого упора, а вероятность попадания постороннего твердого тела в полости арматуры или заедание штока исключены.

Поскольку в многооборотных и неполноповоротных электроприводах упомянутое ОСУ служит для ограничения величины крутящего момента, его принято называть муфтой предельного момента (ММ).

В отличие от обычно применяемых в машиностроении, ММ электроприводов арматуры выполняют функцию не аварийных, а постоянно действующих механизмов, основное назначение которых — обеспечение стабильности усилия закрывания арматуры.

Преимущество управления работой арматуры с ограничением усилия на ее шпинделе состоит в том, что устраняется главная причина порчи уплотнительных поверхностей запорного органа: недостаточная или чрезмерная их нагрузка при закрывании арматуры.

ММ выполняет также функцию индикатора, обнаруживая и давая знать обслуживающему персоналу о повышении момента сопротивления на шпинделе арматуры сверх допустимого вследствие возникновения дефекта в изделии.

ММ могут располагаться в различных местах кинематической цепи привода, обычно либо на стороне высокооборотной части между двигателем и редуктором

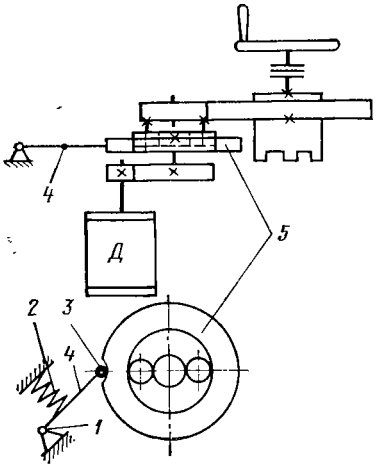


Рис. 15.11. Кинематическая схема привода с планетарным редуктором и фрикционно-кулачковой ММ

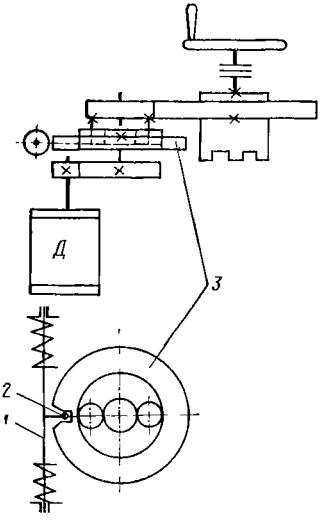


Рис. 15.12. Кинематическая схема привода с планетарным редуктором и электромеханической муфтой

или на выходе между редуктором и выходным валом. В первом случае ММ компактна, малогабаритна, не требует затрат значительных физических усилий для ее настройки, но неточность ее действия возрастает пропорционально передаточному числу редуктора; во втором — она громоздка, ее сборка и настройка требуют затраты значительных физических усилий, но редуктор не вносит изменений в конечный результат на выходном валу привода.

На рис. 15.11 показана кинематическая схема привода с планетарным редуктором с размыкающей ММ. Шестерня *5* планетарной передачи, по которой обкатываются сателлиты, удерживается от поворота стопорным роликом *3* при помощи рычага *4*, закрепленного в шарнире *1*. Ролик *3* к шестерне *5* поджимается пружиной *2*. Когда момент сопротивления на выходном валу привода достигает величины предельного крутящего момента, ролик *3* будет выдавлен из паза шестерни *5* и последняя начнет вращаться, благодаря чему выходной вал остановится. Меняя натяг пружины *2*, можно менять настройку муфты одновременно как в сторону открывания, так и закрывания. Разность между этими двумя величинами в кулачковой муфте постоянна, так как она определяется профилем паза, в который входят кулачки. Многолетняя эксплуатация фрикционных и фрикционно-кулачковых ММ показала, что они действуют ненадежно (даже те из них, в которых используется сила трения качения) главным образом из-за изменения коэффициента трения. Кроме того, ММ, снабженные кулачками, создают ударные нагрузки на арматуре.

При управлении арматурой крупных размеров, подвижные части которой обладают значительной массой, подобные ММ нередко срабатывают при запуске привода. Разрыв кинематической цепи привода при срабатывании ММ делает арматуру на какой-то промежуток времени неуправляемой.

Все эти недостатки размыкающих фрикционных и фрикционно-кулачковых муфт обусловили редкое их применение в качестве постоянно действующих устройств в приводах арматуры.

Муфты предельного момента отключающие. Кинематические схемы приводов с планетарным, червячным и цилиндрическим редукторами, где использованы отключающие ММ, показаны на рис. 15.12—15.14. Подобные ММ относятся к разряду электромеханических, поскольку по достижении предельного крутящего момента на выходном валу привода двигатель последнего отключается от сети выключателем муфты.

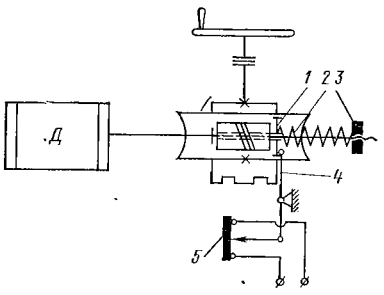


Рис. 15.13. Кинематическая схема привода с червячным редуктором и электромеханической ММ

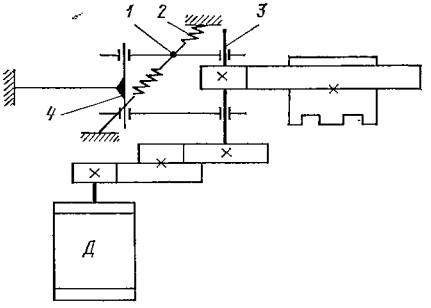


Рис. 15.14. Кинематическая схема привода с цилиндрическим редуктором и электромеханической ММ

Они действуют следующим образом. По мере возрастания момента сопротивления на выходном валу привода червяк (см. рис. 15.13), сидящий на шлицах вала, начинает перемещаться, сжимая тарелкой *1* пружину *2*, которая предварительно поджата гайкой *3*. Когда тарелка *1* дойдет до рычага *4*, она нажимает на него, а он воздействует на выключатель *5*. Размыкание контактов выключателя приводит к отключению двигателя привода от сети.

Аналогичным образом при возрастании момента сопротивления на выходном валу привода с планетарным редуктором (см. рис. 15.12) шестерня *3* начинает проворачиваться и при помощи пальца *2* сжимает верхнюю или нижнюю пружину, сидящую на рейке *1*. Перемещение рейки вызовет размыкание контактов выключателя (на рис. 15.12 не показан) и отключение электродвигателя.

Электромеханическая муфта электропривода с цилиндрическим редуктором (см. рис. 15.14) действует таким же образом. Когда момент сопротивления на выходном валу привода возрастет, блок шестерен, закрепленный на оси *3* и удерживаемый пружинами *2*, разворачивает (в ту или иную сторону) кронштейн *1*, шарнирно-закрепленный на стойке *4*. Перемещение кронштейна вызовет размыкание контактов выключателя и отключение электродвигателя от сети.

Настройка всех электромеханических муфт на тот или иной предельный крутящий момент осуществляется перемещением выключателя (его перемещение приводит к изменению величины сжатия пружины).

Как видно из рис. 15.12—15.14, электромеханическая ММ может быть односторонней и двусторонней. В последнем случае необходима установка дополнительного выключателя муфты.

Электромеханические муфты получили широкое применение в приводах арматуры благодаря простоте конструкции, независимости действия от условий эксплуатации и достаточно высокой стабильности работы. Однако привод с рассмотренной ММ излишне нагружает шпиндель арматуры за счет инерции враща-

ющихся деталей. После отключения двигателя от сети энергия вращающегося ротора электродвигателя и других деталей создает дополнительное усилие на шпинделе. Этому способствует также то обстоятельство, что между срабатыванием выключателя и отключением двигателя от сети проходит некоторое время, определяемое временем срабатывания реле или пускателя и находящееся в пределах 30—50 мс, в течение которого двигатель остается включенным в сеть, продолжая воздействие на арматуру.

Замеры показали, что в зависимости от настройки ММ, коэффициент динамичности приводов с рассматриваемой ММ находится в пределах от 1,25 до 3,60.

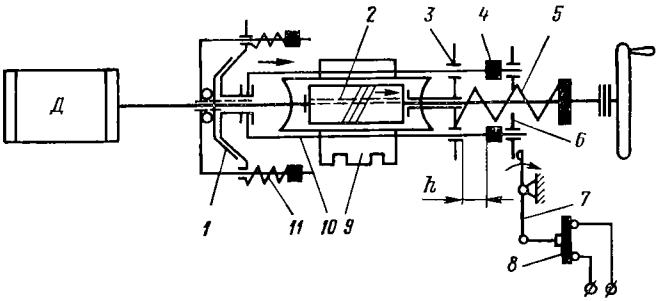


Рис. 15.15. Кинематическая схема привода с червячным редуктором с размыкающе-отключающей ММ

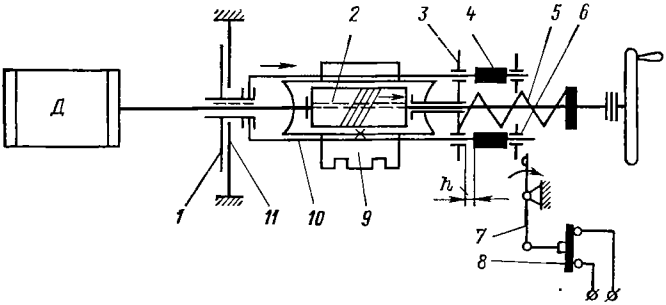


Рис. 15.16. Кинематическая схема привода с червячным редуктором с электромеханической самотормозящей ММ

Перегрузку арматуры можно в значительной степени снизить, если расположить ММ близко к выходному валу привода. Однако такое решение удорожает привод, как показали расчеты, примерно на 35—45 % по той причине, что на выходном валу имеют место значительные усилия, которые требуют применения мощных пружин. Тот же эффект можно получить незначительным усложнением привода, при котором его стоимость увеличивается не более чем на 10 %. На рис. 15.15 и 15.16 показаны кинематические схемы таких приводов, ММ которых обеспечивает многократное закрывание арматуры с моментом, практически равным предельному крутящему моменту ($\gamma_д$ не более 1,05).

По первой схеме ММ работает по принципу размыкающей муфты. Когда момент сопротивления на выходном валу *9* электропривода (см. рис. 15.15) достигнет величины предельного крутящего момента, червяк *2* переместится по шлицам своего вала на ход h, сжимая тарелкой *3* пружину *5*. Дальнейшее перемещение червяка будет возможно только совместно с регулировочными гайками *4* и тягами *10*, проходящими в направляющих *6*. Перемещение тяг вызовет переме-

щение контактирующей с ними втулки, с которой связана одна из тарелок фрикционного устройства. Пружины *11* устройства будут сжаты и тарелка *1* окажется расцепленной с механизмом привода. Иначе говоря, двигатель мог бы вращаться вхолостую. Одиако он ранее отключается от сети с помощью рычага *7* и выключателя *8*. Настройка ММ на то или иное усилие осуществляется изменением размера *h*.

На схеме рис. 15.16 показан привод с ММ, в результате действия которой происходит торможение двигателя при помощи тормозных дисков *1* и *11*.

Когда момент сопротивления на валу *9* достигает величины, равной предельиому крутящему моменту, червяк *2*, сжав пружину *5*, с помощью тарелки *3*, переместится на ход *h*, вступив в контакт с упорами *4*. Тяги *10*, проходящие во втулках *6*, переместят диск *1* в сторону неподвижного диска *11*. После их контакта двигатель остановится. Настройка ММ осуществляется изменением зазора *h*, а отключение двигателя — при помощи рычага *7* и выключателя *8*.

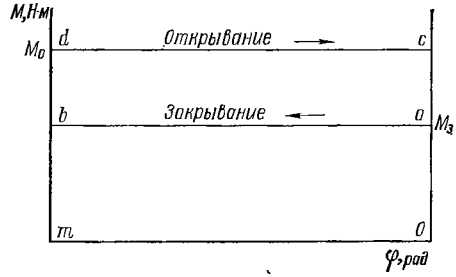


Рис. 15.17. Механическая характеристика привода с ММ двустороннего действия: M — крутящий момент; φ — угол поворота выходного вала привода; M_0 — предельный крутящий момент на открывание; $M_з$ — то же на закрывание

Каждая из ММ может быть либо одностороннего (ограничивающая крутящий момент, развиваемый приводом, только при закрывании арматуры), либо двустороннего действия (ограничивающая крутящие моменты, развиваемые приводом как при закрывании, так и при открывании).

В соответствии со своими возможностями ММ одностороннего действия используются в приводах, управляющих арматурой, затвор которой в конце хода на закрывание либо не упирается в неподвижные детали изделия, либо упирается, но в конце хода на открывание упора о неподвижные детали нет. ММ двустороннего действия применяются в приводах, обслуживающих арматуру, перемещение подвижных деталей которой в конце хода как на закрывание, так и на открывание завершается упором в неподвижные части. При открывании изделия к ММ привода предъявляются противоречивые требования. Так, для трогания с места затвора закрытой арматуры (т. е. в начале ее открывания) необходимо, чтобы ММ была настроена таким образом, чтобы предельный крутящий момент на валу привода был не меньше начального момента сопротивления на шпинделе арматуры. В конце же открывания требуется, чтобы указанный момент не превосходил момента сопротивления на том же шпинделе.

Ни одиа из рассмотренных ММ двустороннего действия обеспечить этого не может, поскольку механическая характеристика привода (зависимость предельного крутящего момента на выходном валу привода от угла его поворота φ) может быть только такой, какая показана на рис. 15.17. Таким приводом арматуру можно закрыть (предельный момент Oa) и открыть (предельный момент dm), но открыв (предельный момент Oc), невозможно закрыть (предельный момеит Ca). Изменить предельный момент в этой характеристике приводов с ММ размыкающего типа невозможио (в крайнем случае можно сделать все моменты одинаковыми, что, однако, не гарантирует работоспособности изделия). Поэтому фрикционные и фрикционно-кулачковые муфты двустороннего действия для управления арматурой с верхним уплотнением по возможности не применяют. При закрывании арматуры такие ММ используются как предельные, обеспечивающие закрывание арматуры предельным крутящим моментом, а при открывании муфта служит только аварийным устройством.

В приводах с электромеханической муфтой указанная выше проблема решается известным способом, в частности, путем блокировки контактов ММ на время пуска привода, пока рабочий орган арматуры не совершит некоторый (не-

большой) ход. После этого блокировка снимается либо при помощи специального механизма, входящего в состав привода, либо путевым выключателем, либо, например, при помощи реле времени, расположениого на пульте управления. В таком случае механическая характеристика привода будет иметь вид, показанный на рис. 15.18.

При запуске привода в сторону открывания (закрытой) арматуры на пути выходного вала привода от точки *1* до точки *2* ММ отключена, поэтому крутящий момент, который в это время способен развить привод, может быть равен критическому. Это представляет для арматуры опасность. Однако ввиду того что вероятность «мертвого» заедания арматуры в самом начале открытия или закрытия ее мала, указанная блокировка получает все большее распространение.

После того как совершен ход из точки *1* в точку *2*, блокировка снимается, и ММ оказывается готовой к действию. Предельный крутящий момент *01*, на который должен

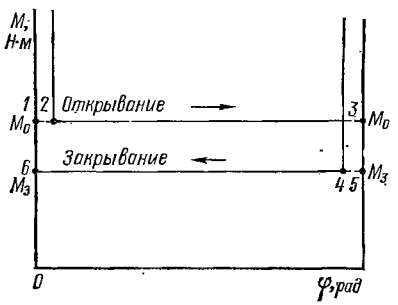


Рис. 15.18. Механическая характеристика привода с ММ, отключаемой в начале движения его вала

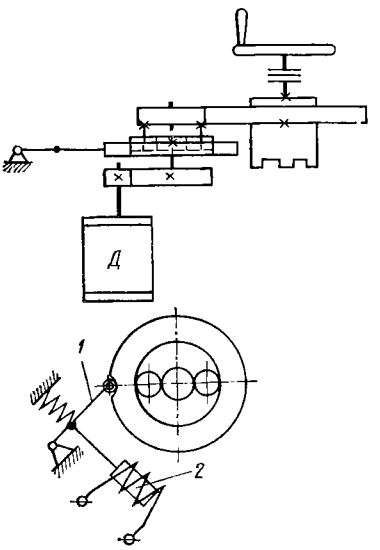


Рис. 15.19. Кинематическая схема привода с планетарным редуктором с электромагнитной ММ

быть настроен привод, больше, чем это требуется для обеспечения герметичности верхиего уплотнения. Однако учитывая, что начало хода про исходит без участия ММ (ее контакты в этот момент заблокированы), можно уменьшить величину предельного крутящего момента по сравнению с моментом *md* (см. рис. 15.17), на который нужно настроить ММ в приводе, без блокировки контактов ММ.

В начале закрывания арматуры контакты ММ привода также заблокированы. Поэтому крутящий момент, развиваемый приводом по пути *4—5* перемещения его вала (см. рис. 15.18), также близок к критическому. В точке *4* блокировка снимается, и ММ готова к работе. На пути перемещения выходного вала от точки *4* до точки *6* предельный крутящий момент, который в состоянии развить привод, определяется настройкой муфты на величину, обеспечивающую герметичность запорного органа. Блокировка выключателей ММ двустороииего действия обеспечивает также получение на пульте управления устойчивого сигнала о срабатывании ММ.

В некоторых конструкциях электромеханических ММ блокировка ее контактов не дает должного эффекта. В частности, это замечание относится к ММ, показанным на рис. 15.15 и 15.16, в которых блокировка контактов не приведет к увеличению крутящего момента сверх предельного в момент пуска электродвигателя привода. Поэтому приводы, снабженные такой ММ, действующей как при закрывании, так и открывании, не могут управлять арматурой, имеющей верхнее

уплотнение. ММ таких приводов работает только при закрывании арматуры, а при открывании она может исполнять функцию аварийного устройства, которое срабатывает только в тех случаях, когда с арматурой что-либо случилось.

На рис. 15.19 представлена одна из ранее рассмотренных ММ фрикционно-кулачкового типа привода с планетарным редуктором, дополненная электромагнитом *2*, который шарнирно связан с рычагом *1*. Электромагнит позволяет работать ММ по любой программе, в связи с чем такие муфты называют «программными». Если вместе с включением в сеть электродвигателя привода включить электромагнит *2*, то ММ будет заблокирована, и на валу привода может быть получен суммарный крутящий момент, включающий в себя динамическую составляющую. Если затем электромагнит выключить из сети с помощью путевого выключателя, то ММ окажется подготовленной к нормальному действию. При такой программе механическая характеристика данного привода будет такой же, как на рис. 15.15. Однако, если учесть динамическое действие ротора двигателя, то суммарный (статический плюс динамический) крутящий момент в начале перемещения выходного вала может превышать статический от 1,5 до 5 раз (в зависимости от жесткости управляемой арматуры).

Электромагнитом можно управлять на всем пути перемещения затвора арматуры, используя, например, в качестве датчика имеющийся на приводе дистанционный указатель положения затвора. Можно получить любой закон изменения предельного крутящего момента на выходном валу привода как при открывании, так и при закрывании.

Электромагнитные ММ в приводах арматуры используются редко из-за усложнения схемы управления. Электрические ММ можно называть муфтами только условно по назначению, а не по их конструкции. Существуют две их разновидности. На первом этапе использовалось реле тока, т. е. устройство, реагирующее на величину тока, протекающего через него. Когда его значение станет критическим для данного реле, контакты последнего разомкнутся. Это используется для отключения двигателя от сети. Поскольку величина тока, потребляемого двигателем, однозначно связана с нагрузкой на валу последнего, то реле ограничивает величину крутящего момента на валу электродвигателя и предельного крутящего момента на валу привода.

Простота конструкции привода с реле тока способствовала широкому распространению таких приводов несмотря на некоторое усложнение схемы управления. Однако у приводов с реле тока имеется крупный недостаток. Реле тока начинает действовать в то мгновение, когда крутящий момент на валу привода уже достиг предельной величины. Даже, если бы вся система, обеспечивающая отключение электродвигателя от сети (реле, пускатель), срабатывала мгновенно, то и в этом случае арматура была бы вынуждена воспринимать сверх заданной нагрузки дополнительную за счет инерции вращающегося ротора двигателя и других деталей привода.

Это сделало невозможным использование таких приводов для управления жесткой арматурой (например, запорными клапанами). Попытки улучшить характеристики электрической ММ привели к созданию электронных устройств, которые реагируют не на величину тока, потребляемого электродвигателем, а на скорость его увеличения, которая зависит от жесткости управляемой арматуры. В сочетании с тиристорами в цепи управления электродвигателем привода, которые решают вопрос об ускорении его отключения (время выключения симметричных тиристоров не превышает 150 мкс), такое устройство кроме повышения надежности управления обеспечило значительное снижение перегрузки управляемой арматуры. Последнего можно достичь также за счет дискретного изменения напряжения, приложенного к зажимам двигателя, от номинального значения до значения, равного нулю. В соответствии с этим крутящий момент будет меняться по такому же закону. Регулируя отношение времени включенного состояния тиристорного коммутатора ко всему времени периода, т. е. изменяя скважность импульсов питающего напряжения, можно регулировать частоту вращения двигателя. В результате среднее значение крутящего момента на валу привода с тиристорным управлением в статическом режиме будет равно статическому моменту сопротивления в выходном элементе арматуры.

Однако некоторые вопросы электронного управления ждут своего решения. Например, необходимо найти решение для того, чтобы избежать возможности ошибочного включения тиристоров на прямой и обратный ход двигателя (в пускателях это решается механической блокировкой), обеспечить тепловую защиту двигателя, который при тиристорном управлении находится в особо тяжелом режиме, избежать срабатывания электрических муфт при пуске электродвигателя, не прибегая к их блокировке. Отсутствие этих решений пока ограничивает применение подобных устройств несмотря на их преимущества.

Моментные муфты, используемые в электроприводах арматуры, имеют ограниченную мощность. Так, основное количество многооборотных электроприводов снабжено ММ, обеспечивающими значения наибольших крутящих моментов на их валу от 5 до 10 000 Н·м. Эти электроприводы способны обслужить примерно 98,8 % всей выпускаемой арматуры. Диапазон настройки приводов по моменту находится в пределах от $Д_н = 1,5$ (приводы большой мощности) до $Д_н = 4$ (приводы малой мощности). Предельные отклонения на величину наибольшего предельного крутящего момента у всех ММ не превышают ± 15 % (у лучших конструкций ± 5 %).

Добавка к статическому моменту за счет инерционных усилий зависит как от конструкции привода (в частности ее ММ), так и от жесткости арматуры.

Для быстрой остановки двигателя приводов арматуры используют два способа: механическое и электрическое торможения. Механическое торможение эффективно, наиболее надежно при исчезновении тока, энергия торможения расходуется на нагрев тормоза и не влияет на электрооборудование. Настройка тормозных устройств проста и не требует квалифицированного персонала. Однако из-за износа деталей при механическом торможении нужен систематический осмотр устройства и его регулирование. Механическое торможение приводит к ударным нагрузкам, а введение механического тормоза в двигатель ведет к некоторому увеличению его габаритных размеров и стоимости (на 20—30 %). Поскольку провернуть вручную заторможенный двигатель невозможно, при ручном управлении такой двигатель должен быть кинематически отключен от редуктора.

Электрическое торможение, в данном случае конденсаторное, эффективно для двигателей мощностью не свыше 4—5 кВт. Это торможение не до полной остановки. По сравнению с другими электрическими способами оно приводит к наименьшим потерям в двигателе. Схема торможения проста, однако ввиду резкого торможения при ее использовании наблюдается повышенный износ деталей приводов.

Механическое торможение осуществляется двумя способами: применением автономного электромагнитного тормоза или использованием электродвигателей со встроенным тормозным устройством.

Торможение двигателя в электроприводах арматуры используется в основном при управлении регулирующей арматурой и редко — при управлении запорной (только в приводах без ММ).

15.8. Ручные дублеры управления приводом

Ручной дублер необходим для выполнения пуско-наладочных работ и в аварийных ситуациях (например, при отсутствии тока). Отказ в работе ручного дублера абсолютно недопустим, в связи с этим иногда редуктор привода не используют для ручного управления, опасаясь, что его порча при работе от электродвигателя не позволит затем воспользоваться ручным дублером. Принято, что ручной дублер в приводе с ММ, действующей с разрывом кинематической цепи, следует располагать вне кинематической цепи муфты.

Поскольку ручной дублер имеет важное значение (особенно в аварийной обстановке), он должен располагаться так, чтобы пользоваться им было наиболее удобно. Например, если привод расположен близко к потолку, удобнее боковое расположение маховика, если у стены — верхнее.

Для того чтобы запорный орган арматуры перешел из одного крайнего положения в другое, нужно выполнить работу (Дж)

$$A = 2\pi M_м N_м,$$

где $M_м$ — момент сопротивления на маховике ручного дублера привода, Н·м; $N_м$ — число оборотов маховика, которое необходимо сделать.

Если передаточное число от маховика ручного дублера к выходному валу привода мало ($i = 1$), то к маховику ручного дублера придется прикладывать большое усилие, но делать им минимальное число оборотов, и наоборот, если i велико, то усилие на маховике будет меньше, но во столько же раз возрастет число его оборотов, которое им будет нужно сделать для перемещения затвора арматуры. Поскольку при кратковременной работе человек способен развить гораздо большую мощность, чем при длительной, предпочитают ручной дублер, которым нужно выполнять меньшее число оборотов. При закрывании арматуры

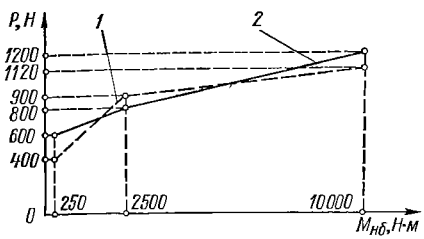


Рис. 15.20. Зависимость усилия на маховике ручного дублера от наибольшего предельного крутящего момента приводов зарубежных и отечественных конструкций:

1 — отечественные приводы (передаточные числа редуктора при $M_{нб} = 250$ Н·м $i = 13$, при $M_{нб} = 2500$ Н·м $i = 15$, при $M_{нб} = 10\,000$ Н·м $i = 68$); *2* — зарубежные приводы (передаточные числа редуктора при тех же $M_{нб}$ соответственно $i = 1$; 8 и 30)

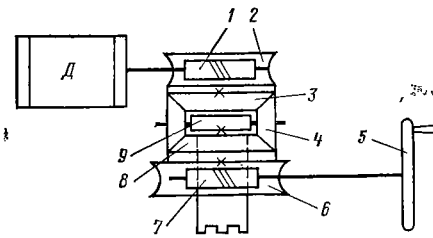


Рис. 15.21. Кинематическая схема сложного редуктора привода с безопасным ручным дублером

крутящий момент, создаваемый оператором, соответствует сопротивлению арматуры, поэтому расчет усилия на маховике ручного дублера носит условный характер. Фактически максимальным усилием будет то, которое приложит к маховику оператор в процессе герметизации запорного органа арматуры.

Из рис. 15.20 можно сделать вывод о том, что зарубежные приводы снабжаются маховиком (в том числе сменным) с диаметром, в 1,3—1,8 раза большим по сравнению с диаметром отечественных, имеют меньшее передаточное число от маховика ручного дублера к валу привода. Усилия же на маховике тех и других приводов примерно одинаковы.

Автоматические и полуавтоматические ручные дублеры (рис. 15.21—15.23). В эксплуатации наиболее удобны автоматические ручные дублеры, которые позволяют, не теряя времени на выполнение каких-либо дополнительных операций (переключение рукояток, нажатие кнопки и т. д.), сразу же приступить к управлению изделием.

Редуктор привода с автоматическим ручным дублером (см. рис. 15.21) состоит из двух червячных передач — моторной *1—2* и передачи *7—6* ручного дублера. Между собой они связаны шестернями *8* и *3* планетарной передачи с сателлитами *4*, которые сидят на водиле *9*, связанном с выходным валом привода. Шестерни *3* и *8* нарезаны на торцах червячных колес соответственно *2* и *6*. При включении двигателя Д в сеть червяк *1* вращает червячное колесо *2*, а его шестерня *3* заставляет обкатываться сателлиты *4* по шестерне *8*, которая заторможена червяком *7*. Это приводит к вращению вала привода. Если двигатель не включен в сеть, то при вращении маховика *5* ручного дублера и червяка *7* начинает вращаться червячное колесо *6* и шестерня *8*, которая заставляет обкатываться сателлиты *4* по шестерне *3*, заторможенной червяком *1*. Благодаря этому начинает вращаться вал привода. Если двигатель привода включен в сеть, то работа маховиком *5* так же безопасна, как и при выключенном. Вращая маховик при работающем двигателе, можно либо ускорить, либо замедлить вращение выходного вала привода. Для полной безопасности ручного дублера червяк *7* должен быть

одноходовым (самотормозящая передача). Аналогичное решение возможно и в приводах с планетарным редуктором.

Еще одна конструкция автоматического ручного дублера показана на рис. 15.22. Маховик *4* насажен на выходной вал *3* привода свободно и защищен манжетой *9*. Однако при вращении вала *3* от электродвигателя маховик *4* вращается также благодаря тому, что эти две детали связаны между собой пружинами *1*, *2*, один конец которых насажен на палец выходного вала, а другие концы — на пальцы маховика. Движение на выходной вал *3* от червячного колеса *7* передается через фиксатор *10*.

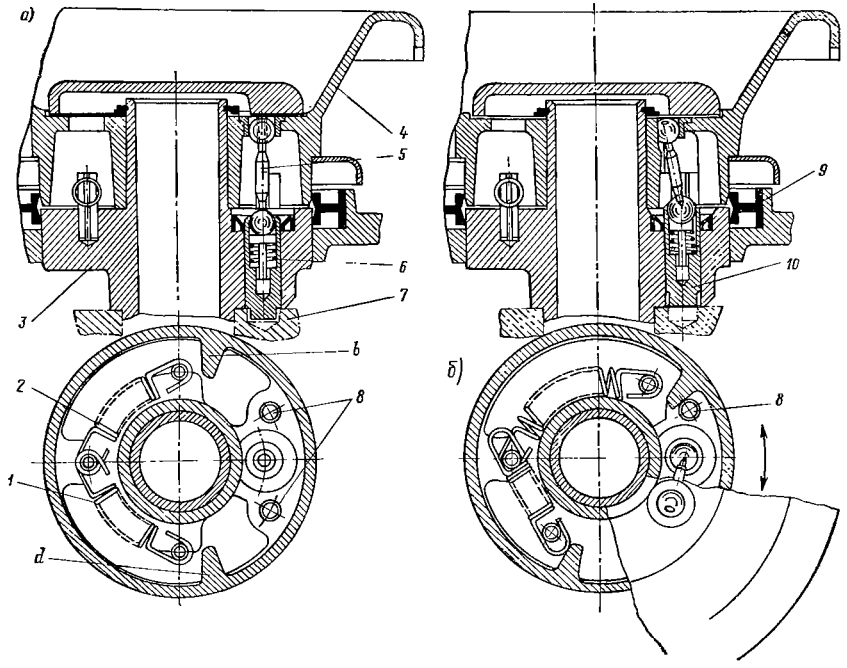


Рис. 15.22. Конструкция автоматического ручного дублера с фиксатором: *а* — положение деталей устройства при работе электродвигателя привода; *б* — то же при управлении вручную

Для того чтобы управлять арматурой ручным дублером, следует вращать маховик по часовой (или против часовой) стрелке. В первый момент начнет растягиваться пружина *2* (или *1*). Некоторое перемещение маховика *4* относительно вала *3* приведет к тому, что тяга *5*, которая была ранее расположена вертикально, займет наклонное положение (см. рис. 15.22, *б*). В результате фиксатор *10* выйдет из зацепления с червячным колесом *7*. При дальнейшем вращении маховика в эту же сторону его выступ *b* (или *d*) упрется в палец *8* выходного вала *3* и начнет вращать указанный вал. Пуск электродвигателя не представляет опасности для оператора, так как червячное колесо расцеплено с маховиком.

После прекращения работы вручную маховик под действием пружин займет исходное положение. Фиксатор *10* после запуска привода сразу может не зайти в свое гнездо на червячном колесе. Когда гнездо колеса подойдет к фиксатору *10*, он под действием пружины *6* заскочит в гнездо, сцепит червячное колесо *7* с валом *3*.

Конструкция автоматического ручного дублера с фиксатором сложна и не гарантирует абсолютной надежности работы, о чем говорит и конфигурация

маховика, который выполнен так, чтобы при порче устройства маховик ручного дублера не мог травмировать оператора.

Такой автоматический переключатель соединяет маховик ручного дублера непосредственно с выходным валом привода, что является достоинством конструкции.

Большинство устройств ручных дублеров является полуавтоматическими. Для перехода на ручное управление необходимо выполнить определенную операцию, затем можно работать маховиком. После включения в сеть электродвига, теля маховик от кинематической цепи привода автоматически отключается-предупреждая этим возможность травмирования оператора.

Несмотря на конструктивные разновидности подобных переключающих устройств, принцип их действия практически одинаков. На рис. 15.23 показана схема полуавтоматического ручного дублера в положении управления арматурой вручную. Переключение с ручного управления на электрическое и обратно осуществляется с помощью кулачковой муфты *14*, которая [может перемещаться по шлицам выходного вала *3* привода. Когда муфта *14* находится в верхнем положении (ручное управление), то ее кулачки *e* сцеплены с кулачками маховика *12*; когда муфта опущена (электрическое управление), то кулачки *c* сцепляются с кулачками червячного колеса.

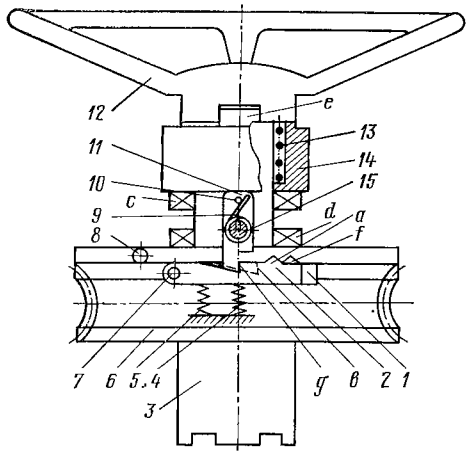


Рис. 15.23. Схема устройства ручного дублера с полуавтоматическим переключателем с собачками

Перемещение муфты *14* в верхнее положение осуществляется рычагом *11*, сидящим на оси *15*, на которой также расположена рукоятка (на рисунке не показана). Переключение привода на ручное управление и перемещение муфты *14* в нижнее положение осуществляется пружиной *13*. Рычаг *11* удерживается от поворота вокруг оси *15* под действием пружины *9*, упирающейся в палец *10*, запрессованный в рычаг, и силы трения муфты *14* при вращении маховика *12* зацепом *g* собачки *2*, которая расположена на оси *7*, и устанавливается в верхнее положение пружиной *5*. Собачка *1* расположена рядом с собачкой *2* и находится на той же оси *7*. В данный момент в работе не участвует, поскольку ее зацеп *b* не касается зуба рычага *11*, но она также удерживается вверху пружиной *4*. В таком положении вращение маховика *12* передается муфте *14*, а от нее — выходному валу *3* привода. Переключение привода на электрическое управление происходит автоматически следующим образом. При пуске двигателя привода начинает вращаться червячное колесо *6*. Палец *8*, расположенный на нем, может вначале воздействовать на кулачок *a* собачки *1* или кулачок *f* собачки *2*. В первом случае перемещение собачки *1* вниз под действием пальца *8* не приведет к изменению положения других деталей, поэтому собачка после того, как палец *8* пройдет кулачок *a*, вернется в исходное положение. Перемещаясь далее, палец *8* воздействует на кулачок *f* собачки *2*. Когда она спускается вниз, зуб рычага *11*, не удерживаемый более зацепом *g* собачки *2*, позволит рычагу *11* повернуться вокруг оси *14* до тех пор, пока этот зуб не войдет в зацепление с уступом *b* собачки *1*. Собачка *2* после того, как палец *8* пройдет кулачок *f*, не сможет занять исходное положение, так как она будет удерживаться в нижнем положении зубом рычага *11*. Для продолжения работы механизма необходимо, чтобы червячное колесо продолжало вращаться в прежнем направлении. После того как палец *8*, совершив оборот, вновь подойдет к кулачку *a* собачки *1*, последняя начнет опускаться вниз

и зуб рычага *11* выйдет из контакта с зацепом *b*, принадлежащим первой собачке. В результате рычаг *11*, более ничем не удерживаемый в вертикальном положении, под действием пружины *9* повернется против часовой стрелки, заняв горизонтальное положение. Муфта *14*, не удерживаемая более в верхнем положении, под действием пружины *13* опустится вниз. Ее кулачки *c* вступят в зацепление с кулачками *d* червячного колеса, тем самым маховик *12* ручного дублера будет отключен от вала *3*, а червячное колесо *6* подключено. В результате привод начнет работать от электродвигателя. Действие рассмотренного механизма будет происходить таким же образом, если червячное колесо начнет вращаться в сторону, обратную рассмотренной (не потребуется холостого оборота червячного колеса, удержание рычага собачками *1* и *2* будет прекращено сразу).

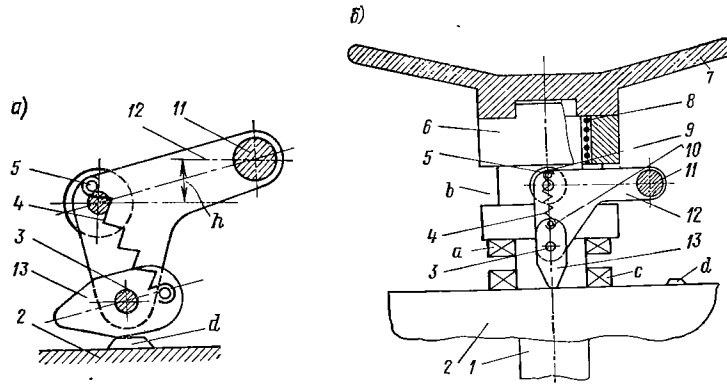


Рис. 15.24. Схема устройства ручного дублера с полуавтоматическим переключателем со стопором: *а* — положение деталей узла переключения при работе электродвигателя; *б* — положение деталей устройства ручного дублера при работе маховиком вручную

Для того чтобы переключить привод на ручное управление, необходимо развернуть ось *15* (при помощи сидящего на ней рычага, не показанного на рисунке) по часовой стрелке на 90°. При этом рычаг *11*, находившийся в горизонтальном положении одним концом переместит муфту *14* вверх до зацепления ее кулачков *e* с кулачками маховика *12*, а другим (зубом), переместив собачки *1* и *2* вниз, заскочит за зацеп *b*, а затем *g*.

Собачки под действием своих пружин *5* и *4* возвратятся в положение, показанное на рис. 15.23, удерживая рычаг *11* в вертикальном положении, после чего будет возможно ручное управление.

Одной собачкой в данном механизме обойтись нельзя, так как не исключено, что в тот момент, когда требуется перевести привод на ручное управление, одна собачка окажется опущенной пальцем *8*. Возможность одновременного опускания двух собачек исключена.

На рис. 15.24 приведена иная конструкция устройства для автоматического переключения привода с ручного управления арматуры на электрическое. В показанном на рис. 15.24, *б* положении возможно ручное управление, так как кулачки муфты *6* (сидящие на шлицах выходного вала *1* привода) сцеплены с кулачками маховика *7*. В верхнем положении муфта *6* удерживается роликами *9*, расположенными на вилке *12*, которая, в свою очередь, удерживается в таком положении рычагом *13*, сидящим на оси *3* вилки *12*. В такое положение этот рычаг устанавливается пружиной *4*, один конец которой закреплен на пальце *5*, запрессованном в вилку *12*, а другой — на пальце *10*, расположенном на рычаге *13*. Вилка *12* сидит на оси *11*, на которой закреплена рукоятка переключения с электрического управления на ручное (на рисунке не показана). Ролики *9* заходят в паз *b* муфты *6*. После включения двигателя привода в сеть начинает вращаться

червячное колесо *2*. Упор *d*, расположенный на нем, воздействует на конец рычага *13*, который будет вынужден занять положение, показанное на рис. 15.21, *а*, растянув при этом пружину *4*. В таком положении рычаг *13* не препятствует повороту вилки *12* вокруг ее оси *11*, поэтому ролики *9* перемещаются вниз также под действием пружины *8* муфты *6*. Последняя также смещается по валу *1* на ход *h*, при этом ее кулачки *а* вступят в зацепление с кулачками *с* червячного колеса. Теперь возможно вращение выходного вала *1* привода от электродвигателя. Для того чтобы систему вновь вернуть в положение, показанное на рис. 15.24, *б*, необходимо ось *11* повернуть по часовой стрелке на некоторый угол. Тогда рычаг *13* под действием пружины *4* вновь займет вертикальное положение и зафиксирует в нем вилку *12*. Для предупреждения такого же явления, которое вызвало в предыдущем случае введение двух собачек, в этой конструкции используется два рычага *13*, каждый из которых расположен на одном из концов вилки, и два упора *d*, размещенные так, чтобы при любом положении червячного колеса всегда имелась возможность переключить привод на ручное управление.

Усилия, которые обычно допускаются на маховике ручного дублера, и значения передаточных чисел от маховика к выходному валу привода приведены на рис. 15.20.

15.9. Путевые и моментные выключатели

Выключатели путевые в нормальном исполнении. При помощи путевых выключателей электропривода обеспечивается остановка привода в требуемом положении (крайнем или промежуточном), сигнализация крайних положений запорного органа арматуры и блокировка его работы с работой других механизмов. В приводах с односторонней ММ или без нее они должны обеспечить надежное отключение двигателя привода от сети при достижении запорным органом крайних положений. В последнее время к путевым выключателям предъявляются требования не только надежности, но и точности срабатывания.

Необходимо, чтобы срабатывание путевого выключателя происходило как можно ближе к крайнему положению запорного органа, а разброс момента срабатывания при работе изделия (дифференциальный ход привода) был минимальным.

В результате реализации указанных требований появились две схемы передачи движения от выходного вала привода к распределительному валику путевого выключателя. Когда число оборотов выходного вала не превосходит 25, используют обычную зубчатую (червячную) передачу, если же число оборотов превышает указанное, предпочитают передачи периодического действия, используемые в механических счетчиках.

При использовании обычных передач дифференциальный ход привода возрастет на величину передаточного числа редуктора. Так, если оно равно 200, то паспортная ошибка срабатывания микровыключателя всего на 1° на выходном валу увеличится до 200° его поворота.

Характеристики путевых выключателей, используемых в приводах, разнообразны. Однако бо́льшая часть из них имеет следующие параметры: диапазон изменения полного числа оборотов выходного вала привода от 1,5 до 500; количество электрических цепей 6 (и более), наибольшее значение дифференциального хода привода не превышает четырех оборотов приводного вала.

В приводах арматуры используются две разновидности путевых выключателей: встроенные в привод и блочные, выполненные в виде самостоятельного изделия (блока). Первые применяются в приводах малой мощности, вторые — средней и большой. Такое разделение вытекает из особых требований к габаритам приводов малой мощности, которые должны быть минимальными. Встроенный путевой выключатель способствует их сокращению.

В большинство конструкций путевых выключателей входят выключатели ММ. Это упрощает электропроводку.

Путевой выключатель (рис. 15.25) состоит из двух стоек *1* и *12*, скрепленных шпильками *15* в один узел с микропереключателями *24*, из которых два последних являются выключателями ММ, и промежуточной стойки *8*. В подшипниках стоек располагается распределительный валик *2*, на котором жестко закреп-

лено червячное колесо *3* и в заданном положении крепятся кулачки *26* путевых выключателей, воздействующие на последние посредством пружинных проставок *25*. На той же оси расположен кулачок *10* блокировки контактов ММ, который кинематически связан с валиком только силами трения, возникающими от прижима кулачка к шайбам *7* пружиной *6*, которая своим противоположным концом упирается в кольцо *5*, закрепленное на распределительном валике неподвижно. Кулачок *10* связан с промежуточным кулачком *9*, сидящим на своей оси таким образом, что когда первый стремится повернуться в одну сторону, второй — в обратную.

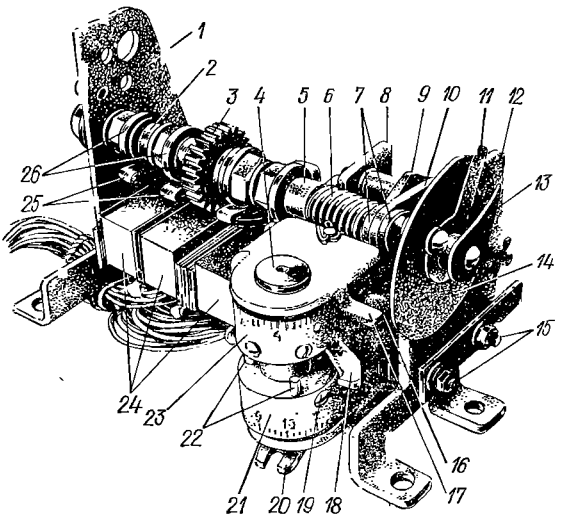


Рис. 15.25. Конструкция унифицированного путевого выключателя в нормальном исполнении

В состав путевого выключателя входит также устройство настройки ММ на заданный предельный момент, состоящее из оси *4*, на которой расположены два барабана *21* и *23* с пальцами *22* вилки *20*, связанной с осью *4*. К этому же устройству относятся два рычага *17* и *18* и две планки *16* (вторая на рисунке не видна), воздействующие на кнопки выключателей ММ. На торце распределительного валика *2* закреплена стрелка *13* указателя положения запорного органа арматуры, в состав которого входит шкала *14* и подвижная настраиваемая метка *11*. На обратном конце валика (непосредственно на нем или же на дополнительном валике, соединенном с валиком *2* шестеренчатой передачей) может устанавливаться потенциометр типа ПП2-20 (на рисунке не показан). Последний применяется в тех случаях, о которых говорилось выше.

Распределительный валик *2* получает вращение от червячного колеса *8*, которое тем или иным способом связано с валом привода.

Блокировочное устройство выключателей ММ действует следующим образом. При вращении распределительного валика по часовой стрелке (смотреть со стороны указателя) кулачок *10* за счет сил трения, стремящихся повернуть его также по часовой стрелке, воздействует на планку *16*, которая заставляет сработать выключатель *24* ММ. Кроме того, эта же планка удерживается в положении, при котором кнопка выключателя нажата рычагом *18*. На этом этапе работы один из выключателей ММ заблокирован дважды кулачком *10* и рычагом *18*.

При вращении распределительного валика в обратную сторону воздействие кулачка *10* на планку *16* прекращается, но она продолжает удерживаться в исходном положении рычагом *18*. Выключатель ММ подготовлен к работе и сработает,

если рычаг *18* будет отведен в сторону. Эту операцию (перемещение рычага *18*) выполняет штифт *22* барабана *23*, который при помощи винтов *19* зафиксирован на оси *4*. Последняя при помощи вилки *20* начинает вращаться в момент, когда пружина электромеханической ММ привода сжимается под действием момента сопротивления на шпинделе управляемой арматуры. Движение на вилку от пружины муфты передается с помощью соответствующей передачи, входящей в состав привода. Поскольку барабаны *21* и *23* на оси *4* можно крепить в разных положениях, то при одной настройке штифт *22* воздействует на рычажок *17* (или *18*) сразу же, как только начнет вращаться ось *4*, при другой — барабану

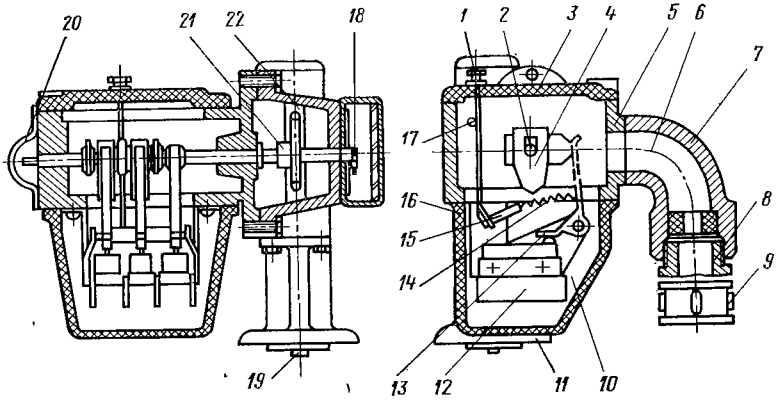


Рис. 15.26. Конструкция взрывозащищенного маслонаполненного путевого выключателя типа ВП701

нужно будет повернуться на тот или иной угол, пока штифт не дойдет до соответствующего рычажка. Этим регулируется величина предельного момента привода, т. е. величина сжатия пружины муфты. Когда рычажок *18*, повернувшись вокруг своей оси, освободит планку *16*, последняя освободит кнопку микропереключателя, контакты которого займут другое положение. Аналогичным образом работает другой выключатель ММ, на рычажок *17* которого воздействует штифт *22* барабана *21*, а на соответствующую планку — промежуточный кулачок *9*.

На барабанах нанесены деления, пользуясь которыми можно настраивать муфту отдельно на закрывание и открывание. В путевом выключателе использованы микропереключатели МП 1101У4. Область применения выключателя определяется исполнением оболочки, в которой он располагается.

Передаточное число от вала привода до распределительного валика путевого выключателя может иметь несколько ступеней. Этим обеспечивается при первом передаточном числе число полных оборотов приводного вала от 1 до 7, при втором передаточном числе — от 7 до 35 и при третьем — от 35 до 200.

Путевой выключатель в нормальном исполнении предназначен для установки в помещении и на открытых площадках под навесом при температуре окружающего воздуха от —20 до +35 °С и относительной влажности до 95 %, в тропическом — для работы при температуре +55 °С.

Выключатели путевые во взрывобезопасном исполнении. В путевых выключателях взрывобезопасного исполнения, предназначенных для приводов арматуры, используются два вида взрывозащиты: заполнение оболочки с токоведущими частями маслом и применение взрывобезопасной оболочки, предотвращающей передачу наружу взрыва при воспламенении смеси внутри оболочки.

Маслонаполненный путевой выключатель (рис. 15.26) состоит из корпуса *5*, распределнтельного валика *2*, кулачков *4*, которые укрепляются на нем после регулировки, маслоуказателя *1*, болта *17* внутреннего заземления, микровыклю-

чателей *12*, защищенных кожухом *10*, рычагов *13*, которые пружинами *14* поджаты к кнопкам микропереключателей, съемного бачка *16* для масла, крышки *3*, патрубка *7* со сгонной гайкой *8* и муфтой *9* для кабеля *6*, стойки *11* с редуктором-червяком *22*, червячным колесом *21* и выходным валиком *19*, которому передается вращение от вала привода, стрелочного указателя *18*, включающего в себя кроме стрелки шкалу с метками «О» и «З» (открыто и закрыто). Одна из них может перемещаться и устанавливаться в нужное положение при настройке. Стойка к корпусу выключателя может крепиться в четырех различных положениях. При монтаже путевой выключатель заземляется как изнутри (винт *15*), так и снаружи (болт *17*). Все съемные элементы коробки путевых выключателей пломбируются. Действует он так же, как и изделия, рассмотренные выше.

Необходимое расположение кулачков и стрелочного указателя устанавливается при настройке привода, смонтированного на арматуре.

Стрелочный указатель может быть расположен со стороны редуктора (исполнение путевого выключателя ВП701/1) или с противоположной (исполнение ВП701) — на месте крышки *20*.

Редуктор (с передаточными числами 50 или 100) в путевой выключатель включен для того, чтобы при перемещении запирающего элемента самой крупной арматуры на величину его хода угол поворота кулачков не превышал 360° (практически он должен быть несколько меньше).

В качестве выключателей в коробке использованы микропереключатели типа МП2101.

В целях повышения надежности взрывозащиты привода конструкция путевого выключателя несколько изменена. На один из трех его выключателей была возложена функция выключателя ММ (в связи с чем отдельный выключатель, ранее выполнявший эту функцию, из состава привода был исключен). Движение к выключателю, расположенному в коробке от ММ, передается при помощи гибкого троса.

Путевой выключатель ВП701 по взрывозащите имеет исполнение В4Т5-М. Он может быть установлен в помещениях любого класса (согласно классификации помещений Правилами устройства электроустановок), в которых могут возникнуть смеси газов и паров горючих жидкостей с воздухом, относящихся к 1—4-й категориям взрывоопасности и группам Т1—Т5 воспламеняемости. Допускается его эксплуатация при температуре окружающей среды от —40 до +40 °С и относительной влажности до 95 %.

Поскольку взрывобезопасным путевой выключатель делает электроизоляционная жидкость, пользоваться им без жидкости или при ее недостатке в бачке (если уровень ниже контрольного) не допускается. Наличие жидкости в путевом выключателе ограничивает его рабочее положение. Он должен быть всегда расположен так, чтобы бачок был в нижнем положении.

В качестве изоляционной жидкости следует применять при температуре окружающей среды не ниже —30 °С жидкий диэлектрик ПМС-100, при более низкой температуре — жидкость «Калория № 4» (ТУМХП3553—54).

Микропереключатели, расположенные в масляной ванне, следует периодически изымать из нее и промывать бензином Б-70 или четыреххлористым углеродом.

Недостатком конструкции рассмотренного путевого выключателя является то обстоятельство, что при монтажных операциях в эксплуатации все его элементы оказываются подвержены воздействию на них окружающей среды. Кроме того, необходимо выполнение операции по заливке масла. И то и другое ведет к снижению надежности изделия.

Путевой выключатель, взрывозащита которого обеспечивается взрывобезопасной оболочкой (рис. 15.27), применяется в унифицированных приводах арматуры с присоединениями типов Б, В, Г и Д. В нем использован путевой выключатель в нормальном исполнении, рассмотренный выше (см. рис. 15.25), который встроен в корпус *1*. Вращение червячному колесу рассматриваемого путевого выключателя передается от вилки *6*, оси *7* и червяка *13*, а оси барабанов выключателей ММ — от вилки *5*, оси *4*, шестерни оси *4* и шестерни *3*. Путевой выключатель снабжен также указателем *2* положения затвора арматуры и клеммником *12* (с клеммами *10*), который исключает необходимость доступа к путевым

выключателям при монтаже электропроводки на установке. Крышки *14* и *11*, закрывающие путевые выключатели и клеммник, должны пломбироваться, для чего используется болт *8*. Коробка имеет винт *9* для ее заземления.

Подводка кабеля к клеммнику осуществляется через сальниковые вводы *15*, в которых кабель герметизируется резиновым кольцом *16*. Взрывозащита данного

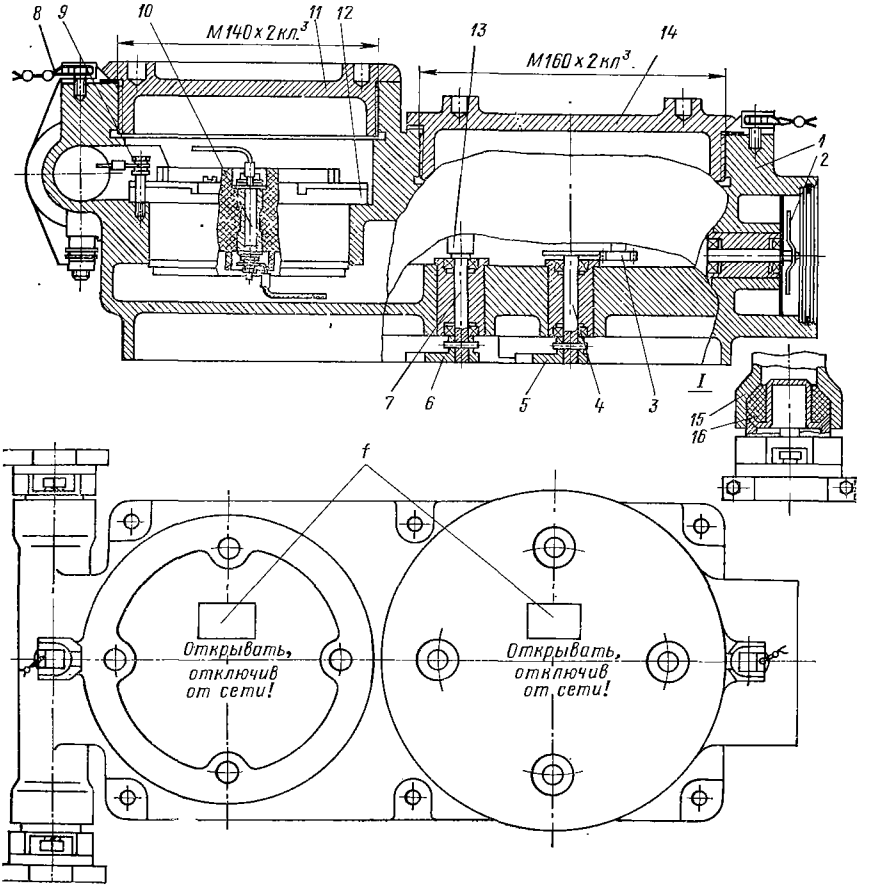


Рис. 15.27. Конструкция унифицированного взрывозащищенного путевого выключателя:

1 — корпус; *2* — указатель; *3* — шестерня оси барабанов ММ; *4* — ось ММ; *5* — вилка ММ; *6* — вилка путевых выключателей; *7* — ось путевых выключателей; *8* — пломбируемый болт; *9* — болт внутреннего заземления; *10* — клемма; *11* — крышка клеммной коробки; *12* — плата; *13* — червяк; *14* — крышка; *15* — сальниковый ввод; *16* — резиновое кольцо; *f* — места маркировки исполнения по взрывозащите

путевого выключателя обеспечивается заданными значениями ширины и длины щелей, шероховатости обработанной поверхности прилегания, образующих взрывонепроницаемые щели; применением соответствующих материалов для изготовления оболочек изоляционных элементов; резьбовыми соединениями, обладающими достаточной прочностью, в том числе и за счет соблюдения требуемого количества неповрежденных ниток резьбы; герметичным уплотнением проводов и вводного кабеля; наличием надежного внутреннего и наружного заземления.

При резьбовых крышках *11* и *14* путевой выключатель соответствует требованиям, предъявляемым к оборудованию, предназначенному для работы во взрывоопасных средах 4-й категории и 5-й группы взрывоопасности. При крышках, закрепляемых болтами, путевой выключатель соответствует требованиям, предъявляемым к оборудованию, предназначенному для работы во взрывоопасных средах 3-й категории и 4-й группы взрывоопасности (В3Т4).

Все крышки путевых выключателей снабжены прокладками, что делает их пылегазозащищенными.

Выключатели второго исполнения по взрывозащите могут быть применены для наружных установок и в помещениях всех классов в условиях, когда могут возникнуть смеси газов и паров горючих жидкостей с воздухом 1—3-й категории групп Т1—Т4, первого исполнения — всех категорий и групп, кроме относящихся к группе 4б (например, ацетон). Рабочее положение любое.

Подводку и монтаж кабеля во всех путевых выключателях взрывобезопасного исполнения следует выполнять в соответствии с «Инструкцией по монтажу электрооборудования силовых и осветительных сетей взрывоопасных зон» ВСН 332-74.

ММСС СССР

Путевой выключатель рассчитан на использование при разном числе оборотов его входного элемента, поэтому передаточное число от вала привода до распределительного валика выключателя может быть различным, в частности, в приводах Б, В, Г и Д предусмотрено три варианта передаточных чисел. При первом путевой выключатель может быть установлен на приводе, управляющем арматурой, полное число оборотов шпинделя которой может быть от 1 до 6, при втором — свыше 6 до 36 и третьем — свыше 36 до 200. Для приводов Г и Д имеется четвертый вариант для арматуры с числом оборотов шпинделя от 144 до 800.

Рассматриваемые путевые выключатели могут быть использованы для работы при температуре окружающей среды от —40 до +40 °С и относительной влажности при указанных температурах не более 95 %. Эти же путевые выключатели в блочном исполнении (без выполнения требований взрывозащиты) используются в приводах унифицированного ряда нормального исполнения тех же габаритов, рассчитанных для эксплуатации в стационарных установках в помещениях и на открытом воздухе при температуре окружающей среды от —40 до +40 °С и относительной влажности до 95 %. Кроме фактора взрывозащиты они обладают теми же техническими характеристиками, что и взрывозащищенные.

15.10. Серийно выпускаемые электромоторные приводы

Электроприводы с электрической муфтой. В соответствии с отраслевым стандартом ОСТ 26-07-763—73 все изготовляемые арматурными заводами моторные электроприводы по типам присоединения к арматуре делятся на 6 размеров, которым соответствуют следующие предельные крутящие моменты (Н·м):

М	25
А	100
Б	250
В	1 000
Г	2 500
Д	10 000

Из этого ряда с электрической ММ изготовляется привод с присоединением типа Б (рис. 15.28), который состоит из двигателя *6*, червячного редуктора *5*, маховика ручного дублера *4* с рукояткой *3* переключателя привода на ручное управление и обратно, приводного вала *2*, снабженного кулачками, и блока путевых выключателей *1*. Реле тока, при помощи которого осуществляется отключение двигателя от сети, располагается на пульте управления. Для перехода на ручное управление рукоятку *4* нужно потянуть на себя и повернуть на 90°. При этом кулачки муфты *d* расцепятся с кулачками муфты *a*, закрепленной на валу двигателя, а кулачки муфты *b* войдут в зацепление с кулачками втулки, на которой закреплен маховик *4*. После этого вращение маховика будет передаваться червячному колесу и приводному валу *2*. При этом двигатель *1* отключен от

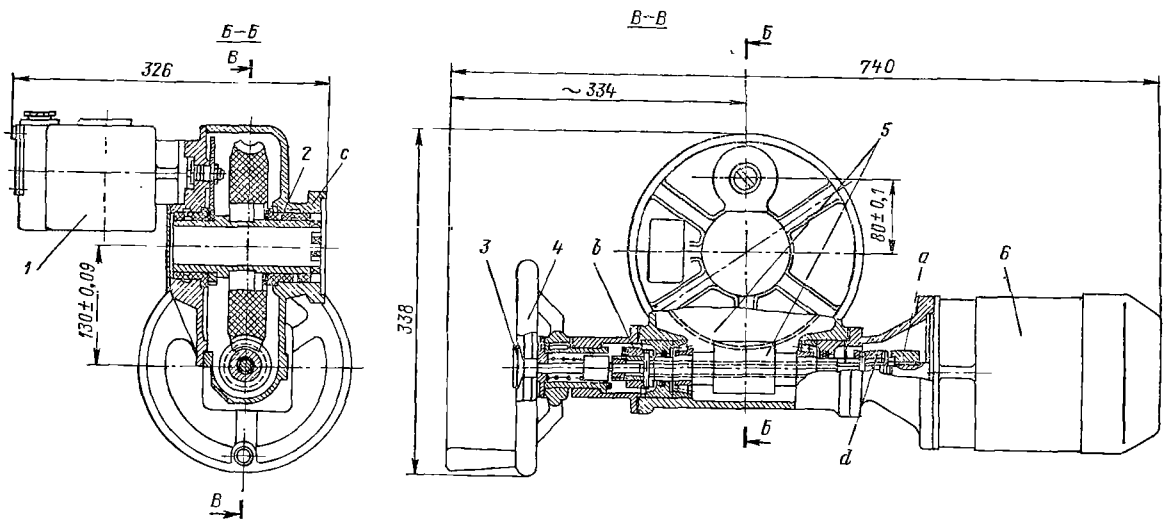


Рис. 15.28. Конструкция электропривода с присоединением типа Б с электрической ММ (реле тока)

15.5. Основные технические характеристики привода с присоединением типа Б

Обозначение	Характеристика													
	$M_{нб}$, Н·м	$\pm\delta$, Н·м	$Д$	$N_м$, об	$P_{нб}$, Н	n, об/мин	γ	$\gamma_д$ *	$\gamma_н$	N_{min}, об	N_{max}, об	$t_к$ *, с	ΔN, об	$\Delta N_д$ *, об
87Б 020 (СК 099.146.01)	250,0	25,0	2,00	21,5	14,0	60	1,4	3—8	1,0	1,0	200	0,8	0,03i	0,023i
87Б 010 (СК 099.146)	125,0	12,5	2,08		90,0			1,7—5						

Примечание.
Минимальное значение $\gamma_д$ при настройке ММ на $M_{нб}$, максимальное — при настройке ММ на $M_{нм}$; i — передаточное число от приводного вала до распределительного валика путевого выключателя.

* Расчетные величины.

редуктора 5. Перед последующим электрическим управлением рукоятку 3 необходимо вернуть в исходное положение.

Привод предназначен для установки фланцем *с* непосредственно на арматуру, но может быть расположен отдельно от нее. В этом случае движение арматуре передается при помощи штоковых передач.

В табл. 15.5 приведены технические характеристики привода и его узлов. Электрическая ММ ограничивает только статический момент на приводном валу изделия, поэтому привод обладает значительным коэффициентом динамичности. Следовательно, при работе на жесткой арматуре превышение суммарного момента на ее шпинделе над отрегулированным может быть в $\gamma_д$ раз больше. Ввиду этого привод пригоден для управления арматурой, запирающий элемент которой не перемещается до жесткого упора (однодисковые задвижки без верхнего уплотнения, параллельные задвижки на $p_у \leqslant 1{,}6$ МПа, шланговые, мембранные клапаны).

15.6. Основные технические данные колоиковых приводов

Обозначение	$M_{нб}$, Н·м	n, об/мии
В-15	150	18,0
В-50	500	19,2
В-130	1300	21,6
В-180	1800	19,7

Применение такого привода для жесткой арматуры (запорные клапаны, клиновые задвижки и др.) возможно при условии, что между запорным органом арматуры и приводом имеется достаточно упругий элемент, например тарельчатая пружина, предназначенная для компенсации температурных деформаций шпинделя, шарнирно-штоковая передача и др.

Привод может быть использован и для комбинированного управления арматурой, при котором бо́льшая часть хода при управлении запорным органом совершается с помощью электродвигателя с отключением его путевыми выключателями, а окончательное закрывание (открывание) арматуры выполняется вручную. Поскольку коэффициент настройки муфты этого привода всегда равен единице, то без блокировки контактов муфты он не может быть использован для управления редко действующей арматуры, когда может иметь место «прикипание» золотника или клина к седлу.

Серию электромоторных приводов с ограничительным силовым устройством в виде реле тока (табл. 15.6 и 15.7) выпускает энергетическая промышленность. Они предназначены для установки на кронштейне или колонке, поэтому называются колонковыми.

15.7. Габаритные и присоединительные размеры колонковых приводов

Обозначение привода	D	D_1	H	H_1	L_1	L_2	L_3	L_4	d	D_0	Масса, кг
	мм										
В-15	Приведены на рис. 15.29										36
В-50	425	360	960	840	885	370	470	175	40	200	126
В-130	425	360	920	875	985	430	570	200	52	200	182
В-180	500	400	940	925	1162	474	640	250	67	320	262

Колонковый электромоторный привод (рис. 15.29) состоит из двигателя, червячного редуктора, коробки путевых выключателей и шарнирной муфты. Для управления арматурой, находящейся сверху или снизу по отношению к месту расположевия привода, шарнирная муфта устанавливается в соответствующее положение. При включении маховика ручного дублера размыкается цепь питания электродвигателя, чем достигается безопасность действия ручного управления. Для управления запориой арматурой используются электромоторные приводы

с реле тока, а для регулирующей арматуры они снабжаются потенциометрическим датчиком. Реле тока в последнем случае не применяется, так как в крайних положениях электродвигатель отключается от сети путевыми выключателями.

Приводы монтируются на колонке и связаны с арматурой шарнирно-штоковой передачей. Это создает благоприятные условия для снижения динамических

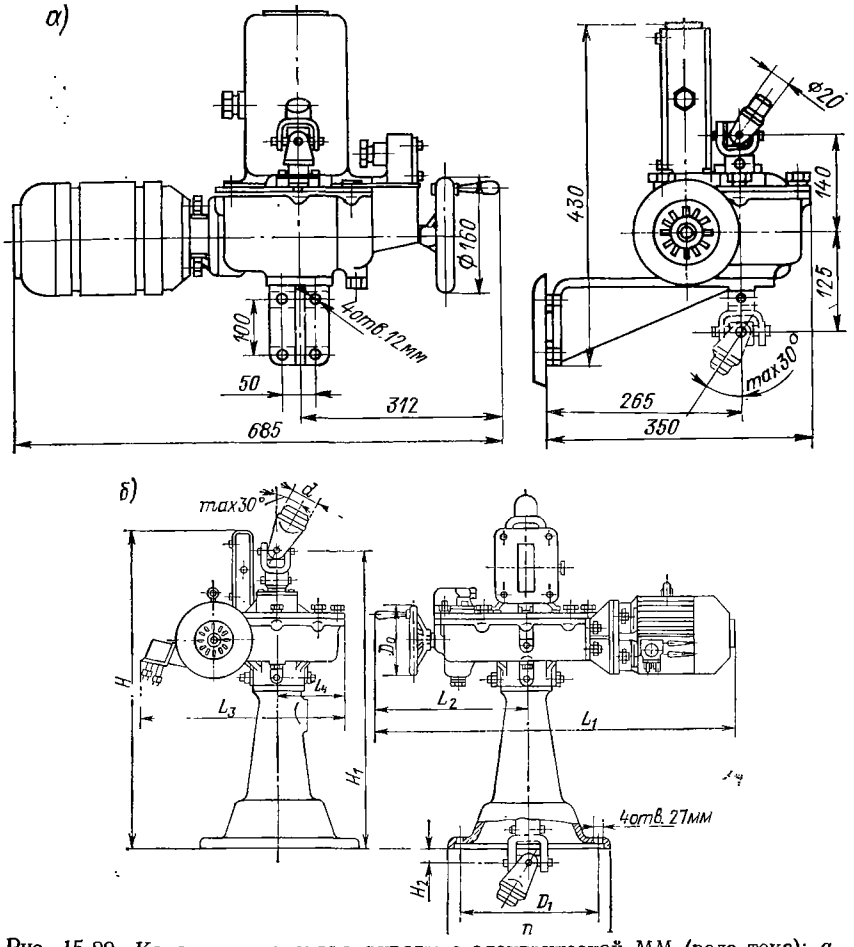


Рис. 15.29. Колонковые электроприводы с электрической ММ (реле тока): *а* — установка на стене; *б* — установка на полу

перегрузок на выходном элементе управляемых изделий. В силовой цепи этих приводов участвуют колонка, ее фундамент, шарнирно-штоковая передача, арматура и даже трубопровод. Упругие деформации всех этих элементов способствуют снижению перегрузки арматуры, но величина их неизвестна, поэтому и перегрузка арматуры ие может быть рассчитана.

Электроприводы с электромеханической муфтой одностороиего действия в иормальном исполиении. Промышленностью выпускаются приводы для арматуры сэлектромеханической муфтой одностороннего действия с типами присоединений Б, В, Г и Д. Приводы Б изготовляются в двух вариантах, которые отличаются друг от друга только тем, что маховик ручного дублера в одном случае (рис. 15.30, *б*)

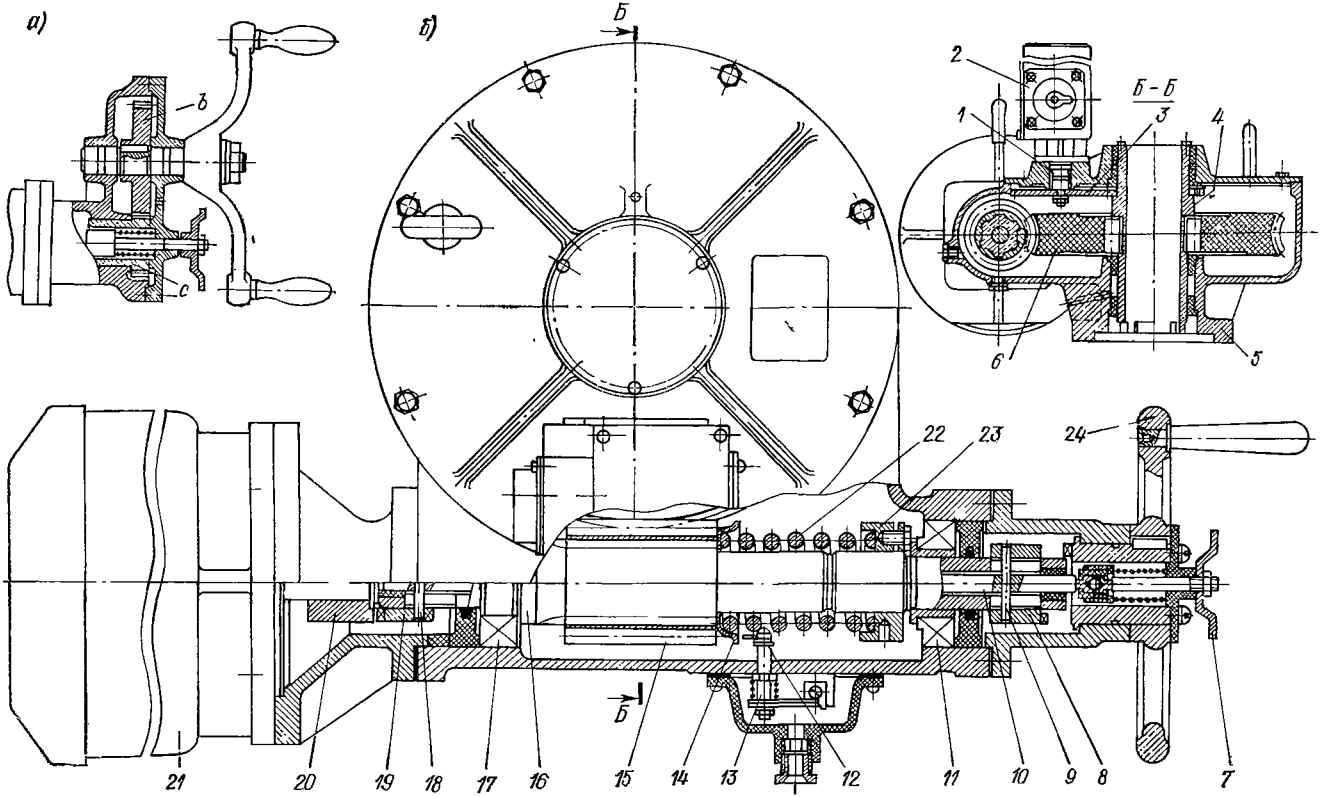


Рис. 15.30. Конструкция электроприводов с электромеханической ММ одностороннего действия

связан с червяком непосредственно, во втором случае (рис. 15.30, *а*) между маховиком (рукояткой) и червяком устанавливаются две шестерни *с* и *b*, предназначенные для ускорения вращения червяка, что способствует сокращению времени ручного управления арматурой.

Конструкция приводов типов В* и Г подобна конструкции, показанной на рис. 15.30, привод габарита Д образован приводом габарита Г и дополнительным редуктором. Все приводы ряда состоят из двигателя *21*, на валу которого насажена кулачковая муфта *20*, находящаяся в зацеплении с кулачковой муфтой *19*, которая может перемещаться на валу *16* червяка *15* только поступательно. Эта муфта соединена пальцем *18* с тягой *10*, при помощи которой осуществляется переключение привода с электрического управления на ручное и наоборот. Червяк *15* может перемещаться по шлицам вала *16* в сторону пружины *22*, которая удерживает его на месте тарелкой *14*. Натяг пружины осуществляется гайкой *23*, навертываемой на вал *16*, который расположен в подшипниках *17* и *11*. С тягой *10* при помощи пальца *9* соединена кулачковая муфта *8*, которая может перемещаться по шлицам вала *16*. С тягой *10* шарнирно соединена рукоятка *7*, служащая для отключения электродвигателя от редуктора привода и подключения маховика *24* к нему и наоборот. Червяк *15* находится в зацеплении с червячным колесом *6*, которое связано с приводным валом *4*, а последний — через пару шестерен *3* с валиком путевого выключателя *2*. Привод крепится к арматуре фланцем *5*. На рис. 15.30 привод показан в положении электрического управления. Для перехода на ручное управление необходимо рукоятку *7* вытянуть на себя и повернуть на 90°. При этом кулачки муфты *19* выйдут из сцепления с кулачками муфты *20*, а кулачки муфты *8* сцепятся с кулачками втулки, на которой закреплен маховик *24*. Для перехода на электрическое управление рукоятку *7* возвращают в исходное положение. ММ всех приводов этого ряда действует следующим образом. Когда момент сопротивления на арматуре достигает величины предельного крутящего момента, червячное колесо *6* прекращает свое вращение, а червяк *15*, ввинчиваясь в него, начинает перемещаться в сторону пружины *22*. Когда тарелка *14* дойдет до рычага *12*, повернется валик *13*. На его противоположном конце закреплен кулачок, который воздействует на установленный там выключатель. Размыкание контакта выключателя приводит к отключению двигателя привода от сети. Меняя положение кулачка относительно выключателя, можно менять настройку привода. При вращении червяка в другую сторону (т. е. в сторону открывания арматуры) ММ не работает, червяк *15* в этом случае упирается в бурт вала *16*.

Все приводы электромеханической ММ одностороннего действия пригодны для управления любым типом и конструкцией арматуры за исключением тех, которые имеют так называемое верхнее уплотнение. Они обеспечивают защиту арматуры от перегрузки как во время, так и в конце хода на закрывание, развивают максимальное усилие в момент открытия, когда момент сопротивления может быть и часто бывает максимальным.

На этапе открывания прохода арматуры в случае порчи путевых выключателей или внезапного заедания подвижных деталей защита от силовой перегрузки отсутствует. Практика показывает, что вероятность выхода арматуры из строя в указанных выше условиях на два порядка ниже, чем на этапе закрывания ее прохода. Однако она все же существует. Это вынуждает стремиться к использованию электромоторных приводов с двусторонней ММ, хотя они несколько дороже рассматриваемых.

При открывании арматуры, имеющей верхнее уплотнение, герметизация верхнего уплотнения выполняется не до конца. Не доведя запирающий элемент до крайнего верхнего положения, двигатель привода отключают от сети путевым выключателем, а герметизация верхнего уплотнения доводится вручную с помощью маховика ручного дублера.

Общие технические характеристики приводов с односторонней электромеханической муфтой даны в табл. 15.8.

Механическая характеристика приводов с электрической односторонней ММ имеет вид, показанный на рис. 15.31.

Закрытие арматуры осуществляется при предельном крутящем моменте $M_з$. Если момент сопротивления на выходном элементе управляемой арматуры будет

15.8. Осиовные технические характеристики приводов с односторонней электромеханической муфтой

Тип присоединения	Обозначение	Исполнение	Характеристика										
			$M_{нб}$, Н·м	±δ, Н·м	$Д$	$N_м$, об	$P_{нб}$, Н	n, об/мин	γ	$\gamma_д$*	N_{min}, об	N_{max}, об	$t_к$*, с
Б	87Б 015 (Б 099.039)	1	120,0	24,0	1,2	21,5	80,0	60,0	1,4	1,15—2,0	1,0	200	0,5—0,8
	87Б 025 (Б 099.054)	2	210,0	41,0	1,75	21,5	130,0	60,0		1,5—3,0			
	87Б 015 (СК 099.145)		120,0	24,0	1,5	10,5	90,0	60,0		1,15—2,0			
	87Б 025 (СК 099.145.01)		250,0	50,0	2,08	10,5	140,0	60,0		1,5—3,0			
В	87В 050 (Б 099.054)	1	450,0	90,0	2,02	25,5	300,0	45,0	1,3	1,5—3,0			
	87В 085 (Б 099.054)	2	800,0	160,0	1,78	25,5	500,0	50,0		2,0—3,5			
Г	87Г 145 (Б 099.053)	1	1400,0	140,0	1,75	27,5	700,0	47,0	1,2	1,8—3,5			
	87Г 230 (Б 099.053)	2	2250,0	225,0	2,25	27,5	1200,0	47,0		2,2—4,0			
Д	87Д 455 (Б 099.060)	1	4500,0	450,0	2,0	110,0	700,0	13,0		1,5—2,5			
	87Д 755 (Б 099.060)	2	7500,0	750,0	1,68	110,0	1200,0	13,0		1,8—3,0			

Примечание.
Минимальные значения $\gamma_д$ — при настройке ММ на $M_{нб}$, максимальные — при настройке ММ на $M_{нм}$.

* Расчетные величины.

равен ему, ММ сработает и двигатель привода отключится от сети. Фактическая величина предельного момента может находиться в диапазоне $M_э \pm \delta$. Величина предельного момента может быть настроена на величину от $M_{нб}$ до $M_{нм}$ в зависимости от требований управляемой арматуры. Крутящий момент, который может развить привод при его действии в сторону открывания арматуры, определяется опрокидывающим моментом двигателя и в пределе может быть равен $M_{кр} = \gamma M_{нб}$.

В начале открытия арматуры суммарный крутящий момент на валу привода может быть еще больше, достигая в пределе значения $\gamma_в M_{нб}$.

Электроприводы с электромеханической муфтой двустороннего действия. Изготовляются приводы с типами присоединений А и Б. Первый из них имеет планетарный редуктор, второй — двухступенчатый червячный. Конструкция электромоторного привода А показана на рис. 15.32, а кинематическая схема — на рис. 15.33.

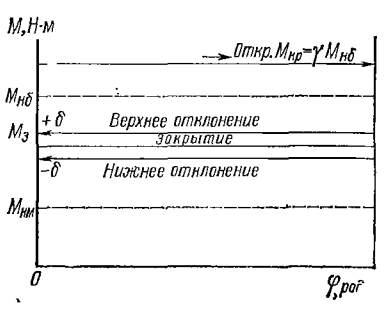


Рис. 15.31. Механическая характеристика электроприводов с ММ одностороннего действия

Электродвигатель *14* приводит в движение планетарную передачу (см. рис. 15.32), состоящую из водила *10*, сателлитов *11*, шестерен *9* и *12*, червяка *8*, находящегося в зацеплении при работе привода от электродвигателя с червячным колесом на шестерне *9*, на наружной поверхности которой имеются зубья. Червяк *8* может перемещаться поступательно вдоль шпонки *7*. Палец *6*, запрессованный в червяк, служит для отключения кулачков втулки *3* от кулачков приводного вала *22*, на который надета шестерня *13*. Осуществляет это переключение рычаг *5*. Маховик *4* используется при работе ручного дублера. Червячное колесо *2* связано с червяком, сидящим на приводном валу *22*, и вращает валик *1*, на котором расположены кулачки *19*, воздействующие в соответствующий момент на рычажки *20* путевых выключателей *21*. На валике *1* расположено устройство *18* местного указания положения запирающего элемента арматуры, а в случае надобности на нем может быть закреплен сельсин-датчик для дистанционного указателя положения запорного органа арматуры (на рис. 15.29 не показан). Червяк *8* в исходном положении удерживается двумя пружинами *16*, одна из которых находится внутри гайки *15*. Эти пружины являются пружинами ММ. Переключение привода с электрического управления на ручное и наоборот осуществляется рукояткой *17*. Ввод *23* служит для подвода электроэнергии.

Привод действует следующим образом (см. рис. 15.33). При включении двигателя *15* в сеть вращение передается сателлитам *13*, один из которых обкатывается по шестерне *12*, заторможенной червяком *11* при помощи пружин *21*, другой — по выходной шестерне *14*, вращение которой посредством паразитной шестерни *16* и шестерни *2* передается приводному валу *1*. Движение от этого вала при помощи червяка *17* передается червячному колесу *5* и связанным с ним кулачкам *3* (их четыре), положение которых при настройке привода может меняться. Кулачок в соответствующий момент нажимает на рычаг *4*, который позволяет разомкнуться контактам выключателя *6*, благодаря чему двигатель отключается от сети. Включение может произойти также, если раньше этого момент сопротивления на приводном валу *1* достигнет величины настроенного предельного момента. В этом случае червяк *11* под действием заторможенной им шестерни *12* начнет поступательно перемещаться по оси *23*, сжимая при этом верхнюю или нижнюю пружину *21* в зависимости от направления вращения вала *1* (открытия или закрытия арматуры). При перемещении червяка конец рычага *20* освободит выключатели *19*, контакты которых разомкнутся, и двигатель будет отключен от сети. В первом случае выключение зависит от пути перемещения вала *1*, во втором — от усилия на валу. Меняя натяг пружин при помощи гаек *24*, на которых нанесена соответствующая градуировка, можно регулировать независимо

друг от друга предельный момент, развиваемый приводом на закрытие и открытие арматуры. Для перехода на ручное управление необходимо повернуть рукоятку *25*, при этом кулачки *22* червяка *11* воздействуют на рычаги *20*, стянутые

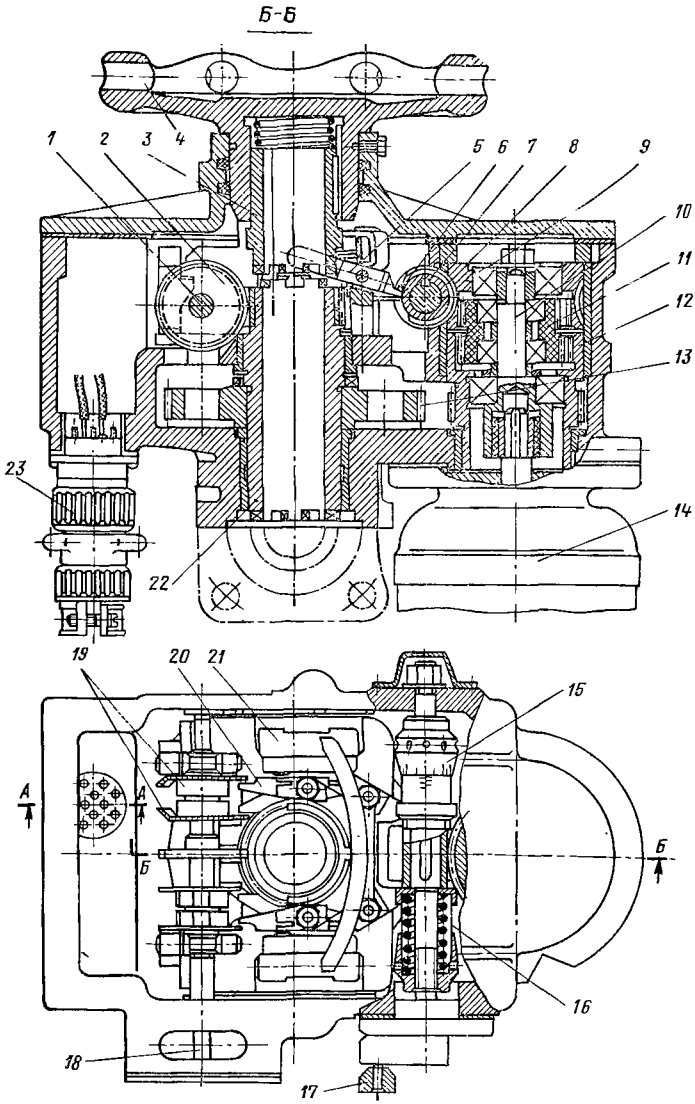


Рис. 15.32. Конструкция электроприводов с присоединением типа А с ММ двустороннего действия

пружиной *18*, в результате чего контакты ММ будут разомкнуты, предотвращая тем самым возможность включения электродвигателя в сеть. Кроме того, палец на червяке (см. рис. 15.32, позицию *6*) более не будет удерживать рычаг *10* в положении, указанном на рис. 15.33, и муфта *7* под действием пружины *9* переме-

стится в сторону червяка *17*, связанного с приводным валом *1*, а ее кулачки сцепятся с ответными кулачками приводного вала. Благодаря этому маховик *8* окажется связанным с валом *1* и будет возможно ручное управление арматурой

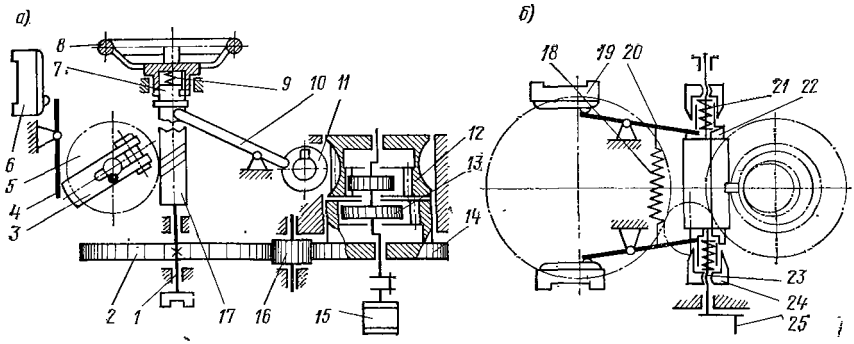


Рис. 15.33. Кинематическая схема привода с присоединением типа А: *а* — схема механизма; *б* — схема выключения

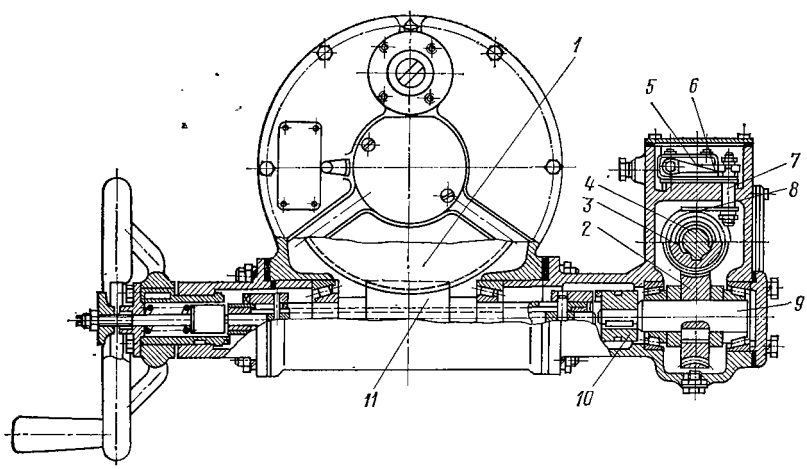


Рис. 15.34. Конструкция привода с присоединением типа Б с ММ двустороннего действия:

1 — червячное колесо второй ступени; *2* — червячное колесо первой ступени; *3*, *11* — червяки; *4*, *9* — валы; *5* — выключатель; *6*, *8* — рычаги; *7* — ось; *10* — кулачковая муфта

Электромоторный привод с типом присоединения Б с электромеханической ММ двустороннего действия (рис. 15.34) фактически состоит из привода, у которого вместо двигателя смонтирована дополнительная ступень червячного редуктора.

Приводы (табл. 15.9) рассчитаны на работу в помещениях или открытых площадках (под навесом) при температуре окружающего воздуха от —20 до +35 °С в районах с умеренным климатом и до +55 °С в районах с тропическим климатом и относительной влажностью воздуха до 95 %. Рабочее положение электроприводов любое.

15.9. Основные технические характеристики приводов с электромеханической муфтой двустороннего действия

Тип присоединения	Обозначение	Характеристика													
		$M_{нб}$, Н·м	$\pm\delta$, Н·м	Д	$N_м$, об	$P_{нб}$, Н	n, об/мин	γ	$\gamma_д$*	$\gamma_н$	N_{min}, об	N_{max}, об	$t_к$*, с	ΔN, об	$\Delta N_д$, об
А	87А $\frac{008}{6}$; 87А $\frac{008}{20}$; 87А $\frac{008}{40}$	80,0	8,0	3,2	1,0	80,0	12,0	1,5	1,25—2,5	$1-\frac{1}{Д}$	1	40	0,5—0,8	0,018i	0,015i
	87А $\frac{002}{2,6}$; 87А $\frac{002}{200}$; 87А $\frac{002}{40}$	25,0	2,5	1,7		25,0		4,5	2,5—4,0						
Б	87Б 030 (СК 099.147.01)	250,0	37,0	1,58	21,5	130,0	15,5	1,5	1,2—2,0			200	0,5—0,8	0,03i	0,023i
	87Б 018 (СК 099.147)	160,0	24,0	2,7		90,0		3,5	1,15—1,5						

Примечание.
Минимальное значение $\gamma_д$ — при настройке ММ на $M_{нб}$, максимальное — при настройке ММ на $M_{нм}$; i — передаточное число от приводного вала до распределительного валика путевого выключателя.

* Расчетные величины.

Ввод контрольных и силовых кабелей в электроприводе А производится через штепсельные разъемы, в приводах с типами присоединиений Б, В, Г и Д — через сальниковые вводы.

Во всех приводах для закрывания арматуры маховик ручного дублера следует вращать по часовой стрелке (приводной вал при этом вращается также по часовой стрелке). Приводы этого ряда могут моитироваться как непосредственно на арматуре, так и дистанционно от нее (рис. 15.35).

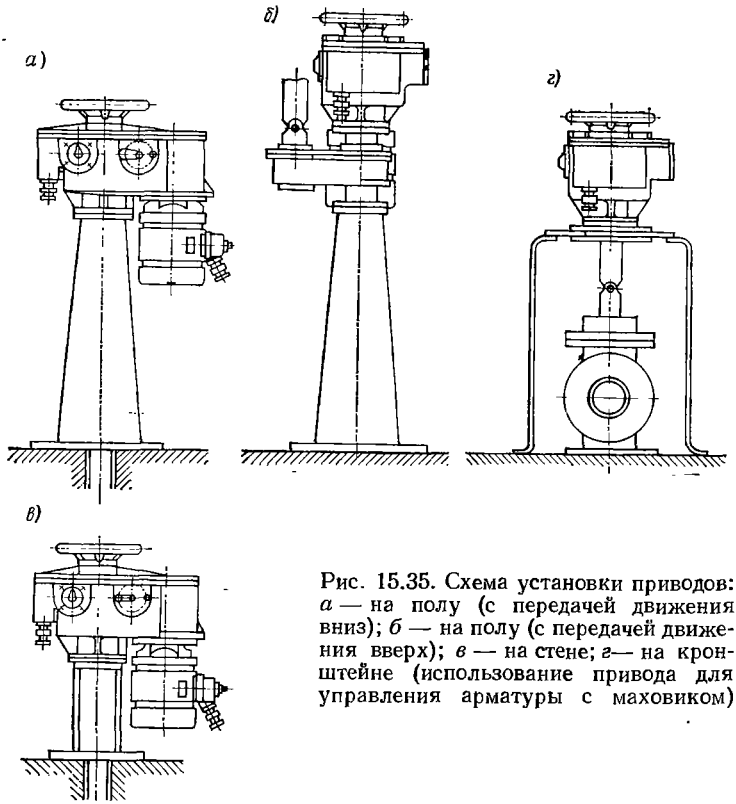


Рис. 15.35. Схема установки приводов: *а* — на полу (с передачей движения вниз); *б* — на полу (с передачей движения вверх); *в* — на стене; *г*— на кронштейне (использование привода для управления арматуры с маховиком)

Напряжение питания электродвигателей приводов 220/380 В с частотой тока 50 Гц, по отдельному заказу — 600 В с частотой тока 60 Гц. Основные габаритные размеры приводов с муфтами двустороннего и одностороннего действия приведены на рис. 15.36—15.39 и в табл. 15.10.

Электроприводы с электромеханической муфтой одностороннего действия во взрывозащищенном исполнении. Во взрывозащищенном исполнении, категория взрывозащиты ВЗГ/ВЗТ4 — в соответствии с «Правилами изготовлении взрывозащищенного и рудничного электрооборудования» ПИВРЭ ОАА.684.053—67, выпускаются приводы с типами присоединений А, Б, В, Г и Д. Они предназначены для наружной установки (под навесом) и в помещениях, где могут образовываться взрывоопасные смеси 1—3-й категорий 1—4-й групп. Температура окружающего воздуха составляет от —20 до +35 °С (для работы в районах с умеренным климатом) и до +55 °С (для работы в районах с тропическим климатом) относительная влажность воздуха — до 95 %.

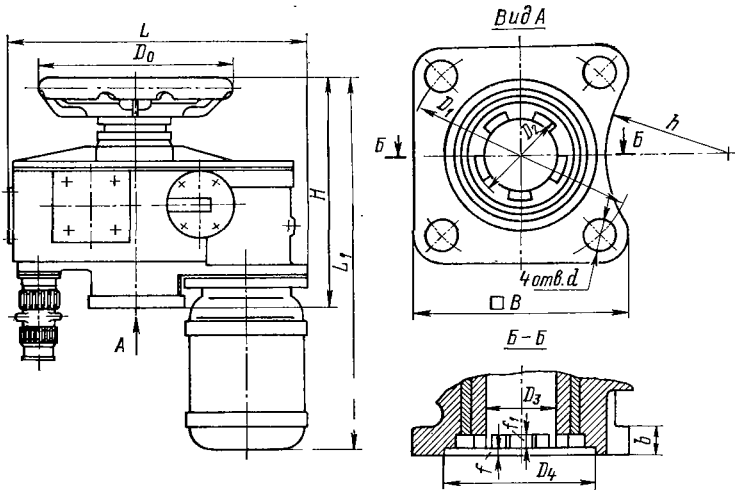


Рис. 15.36. Габаритные и присоединительные размеры привода А

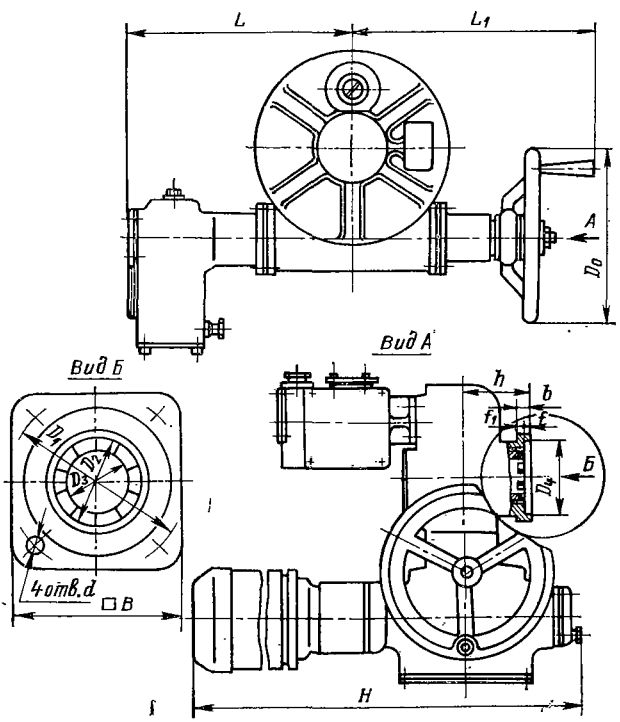


Рис. 15.37. Габаритные и присоединительные размеры привода Б с ММ двустороннего действия

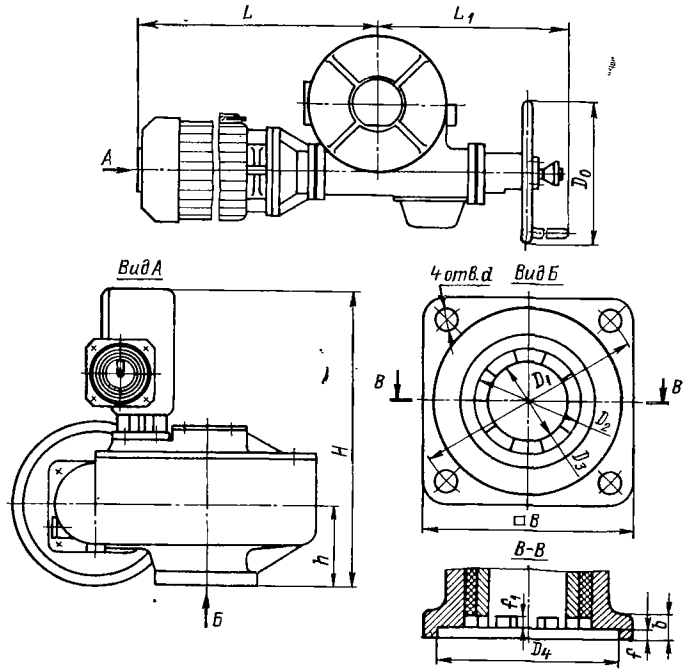


Рис. 15.38. Габаритные и присоединительные размеры приводов Б, В и Г

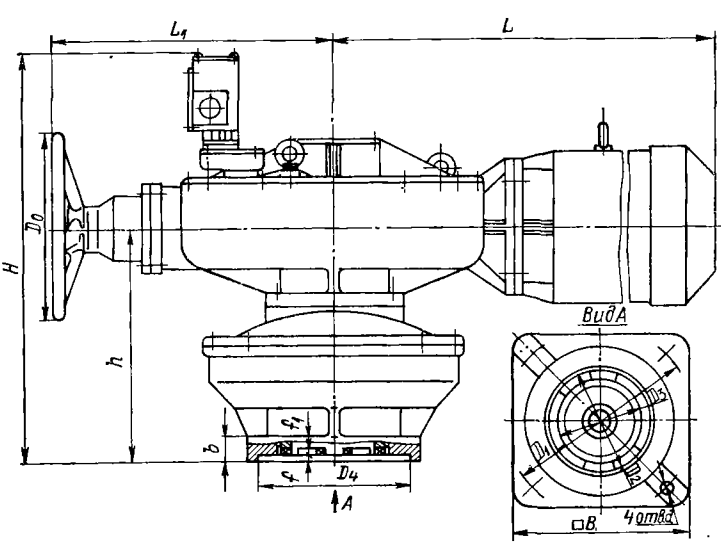


Рис. 15.39. Габаритные и присоединительные размеры привода Д

15.10. Основные габаритные и присоединительные размеры приводов с муфтами двустороннего и одностороннего действия

Тип присоединения	Обозначение	L	L_1	H	h	B	D_0	D_1	D_2	D_3	D_4	f	f_1	b	d	Масса, кг
		мм														
А	87А 002 / 87А 008 (Б 099.063)	310	415	250	70	100	200	104	46	32	100	4	5	14	14	27
Б	87Б 018 (СК 099.147)	320	325	421	88	122	240	135	59	45	108	8	8	18	14	64
	87Б 030 (СК 099.147.01)	326		326												56
	87Б 020 (СК 099.146.01)		334											16		49
	87Б 010 (СК 099.146)	461														57
	87Б 015 (Б 099.059, исп. I)	460	468	367	98									18	16	64
	87Б 025 (Б 099.059, исп. II)	495														

Тип присоединения	Обозначение	L	L_1	H	h	B	D_0	D_1	D_2	D_3	D_4	f	f_1	b	d	Масса, кг
		мм														
Б	87Б 015 (СК 099.145)	410	438	356	98	122	240	135	59	45	108	8	8	18	16	60
	87Б 025 (СК 099.145.01)	435														67
В	87В 050 (Б 099.054, исп. I)	564	462	410	132	200	320	220	88	70	155	12	12	28	22	98
	87В 080 (Б 099.054, исп. II)	604														108
Г	87Г 145 (Б 099.053, исп. I)	770	788	456	166	285	400	330	152	120	240			30		303
	87Г 230 (Б 099.053, исп. II)	820														325
Д	87Д 455 (Б 099.060, исп. I)	770		840	480	360		440	218		320			50	34	431
	87Д 755 (Б 099.060, исп. II)	820														512

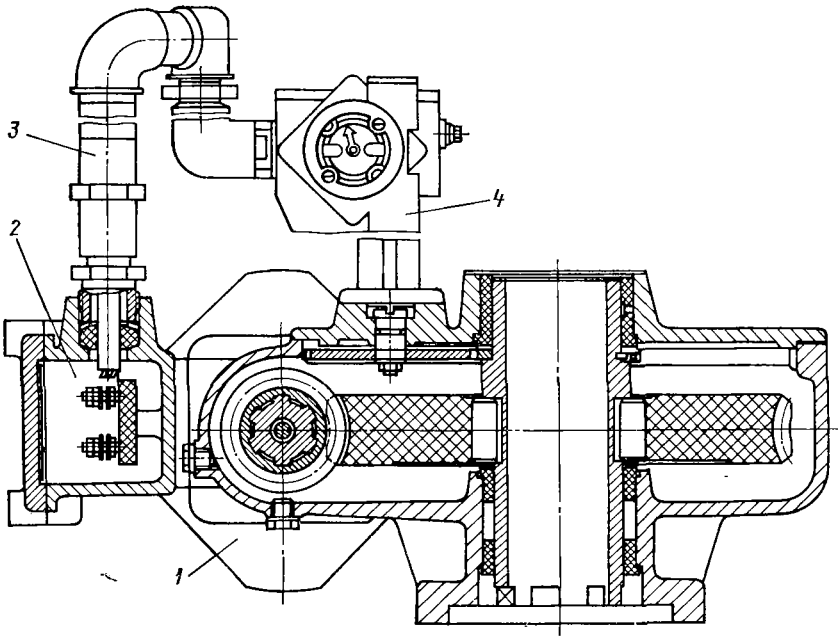


Рис. 15.40. Конструкция приводов во взрывозащищенном исполнении

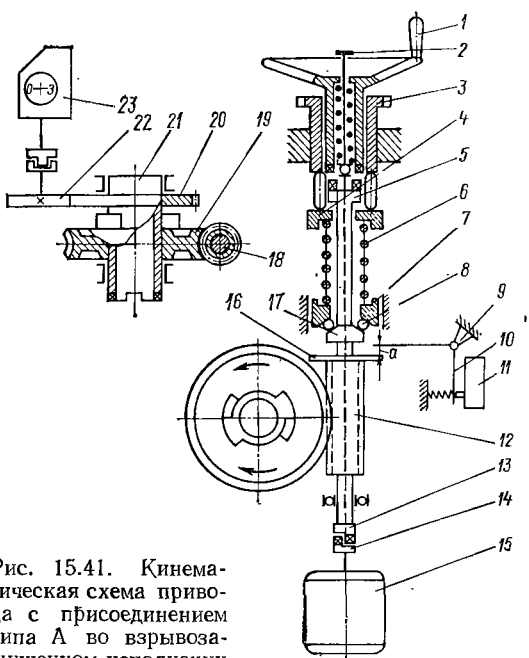


Рис. 15.41. Кинематическая схема привода с присоединением типа А во взрывозащищенном исполнении

Механическая часть этих приводов аналогична механической части привода с муфтой одностороннего действия. Привод во взрывозащищенном исполнении с присоединением типа А имеет червячный редуктор.

На рис. 15.40 показана конструкция одного из приводов, которая отличается от приводов нормального исполнения только использованием взрывозащищенного электрооборудования (двигателя *1* и маслонаполненного путевого выключателя *4*), наличием взрывозащищенной контактной коробки *2* и электропроводкой, выполненной в трубе *3*.

Конструкция привода А несколько отличается от рассмотренной. В отличие от других конструкций (рис. 15.41) один из подшипников *8* вала червяка размещается во втулке *7*, которая удерживается на месте пружиной *6*. Обратной стороной пружина опирается на регулировочный стакан *4*, связанный с деталью *3*, при помощи которой регулируется натяг пружины. Вращение от двигателя *15* посредством муфт *14* и *13* вала *18* передается червяку *12*, червячному колесу *19* и приводному валу *21* и далее посредством шестерен *20* и *22* — коробке путевых выключателей *23*. Последняя используется для отключения двигателя привода от сети при открывании арматуры и для сигнализации. Если же при закрывании арматуры момент сопротивления на валу *21* достигнет предельного, вращение червячного колеса прекращается, червяк *12*, ввинчиваясь в него своим хвостовиком *17*, через подшипник *8* перемещает втулку *7*, сжимая пружину *6*. Когда тарелка *16* червяка достигнет рычага *10*, шарнирно-закрепленного на опоре *9*, последний повернется, освободит выключатель *11*, размыкание контактов которого приведет к отключению двигателя привода от сети.

Для переключения привода на ручное управление необходимо потянуть рукоятку *2* на себя и повернуть ее. При этом кулачки муфты *5* сцепятся с кулачками маховика *1*, а муфта *13* выйдет из зацепления с муфтой *14*.

Все остальные взрывозащищенные приводы с муфтой одностороннего действия устроены аналогичным образом за исключением привода с присоединением типа Д, который представляет собой по существу привод предыдущего типа Г с дополнительным редуктором.

В целях повышения степени взрывозащиты электроприводов их стали выпускать без контактной коробки. Это удалось осуществить путем дистанционной передачи движения кулачков муфты, как показано на рис. 15.42. Вместо контактной коробки на приводе устанавливается защитная, а движение от рычага муфты передается гибким тросом соответствующему выключателю в коробке. Движение от оси *1* посредством рычага *5* воспринимается гибким тросом *6*, проходящим в трубе *2*, которая соединена с коробкой путевых выключателей *4*. Трос *6* связан с рычагом *3* коробки, который действует на один из выключателей. Основные технические характеристики взрывозащищенных электроприводов даны в табл. 15.11.

Поскольку механнческие характеристики взрывозащищенных приводов с муфтой одностороннего действия аналогичны механическим характеристикам приводов нормального исполнения, область их применения с точки зрения обслуживаемой арматуры одинакова.

Поскольку коробка путевых выключателей маслонаполненная, рабочее положение приводов строго регламентируется. Оно может быть вертикальным, если ось приводного вала вертикальна, и горизонтальным, если ось приводного вала горизонтальна. В последнем случае часть корпуса, противоположная червяку, должна быть расположена внизу. То или иное расположение приводов следует оговорить в заказе. Бачок путевого выключателя располагается ниже корпуса выключателя.

Силовые и контрольные кабели подводятся через сальниковые вводы. Электроприводы поставляются с двигателями, рассчитанными на напряжение 220/380 В или 380/600 В с частотой тока 50 Гц. По особому заказу приводы могут поставляться с двигателями на 660 В и частотой тока 60 Гц.

Для закрывания арматуры маховик ручного дублера следует вращать по часовой стрелке (приводной вал при этом вращается также по часовой стрелке).

На рис. 15.43—15.44 и в табл. 15.12 приведены основные габаритные размеры приводов во взрывозащищенном исполнении.

Электроприводы с электромеханической муфтой двустороннего действия и с механической блокировкой контактов муфты. Данные электроприводы изготовляются всех типов: М, А, Б, В, Г, Д. Они предназначены для наружных установок и помещений с температурой окружающего воздуха от —40 до +40 °С для районов с умеренным климатом и до +55 °С для районов с тропическим климатом

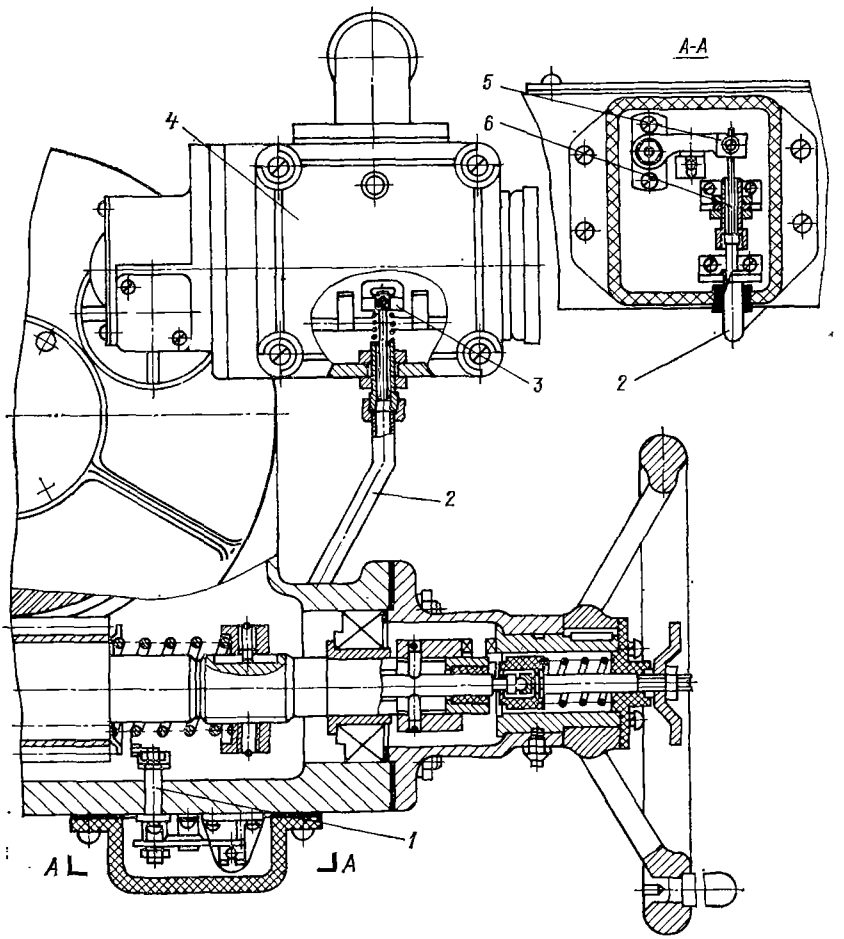


Рис. 15.42. Устройство для передачи движения от пружины ММ в приводах взрывозащищенного исполнения

при относительной влажности воздуха до 45 %, а электроприводы взрывозащищенного исполнения, кроме того, рассчитаны на эксплуатацию в условиях образования взрывоопасных смесей категорий и групп, отвечающих тому или иному взрывозащищенному исполнению привода.

Рабочее положение всех приводов может быть любым. Ввод кабеля в электроприводы нормального исполнения осуществляется через штепсельный разъем или сальниковый ввод, а в приводах взрывозащищенного — через сальниковый ввод. Для закрытия арматуры маховик ручного дублера следует вращать по часовой стрелке (вал привода при этом вращается также по часовой стрелке).

15.11. Основные технические характеристики взрывозащищенных приводов

Тип присоединения	Обозначение	Исполнение	Характеристика											
			$M_{нб}$, Н·м	$\pm\delta$, Н·м	$Д$	$N_м$, об	$P_{нб}$, Н	n, об/мин	γ	$\gamma_д$*	N_{min}, об	N_{max}, об	$t_к$*, с	ΔN, об
А	ЭПВ-10Г	1	140,0	21,0	1,78	27	850,0	51,0	1,6	1,25—3,5	1	100,0	1,5—0,8	0,027i
		2	90,0	13,5	1,80		500,0							
Б	ЭВ-25М	1	300,0	45,0	2,00	21	160,0	65,0	1,5					
		2	150,0	22,0	1,88		750,0							
В	ЭВ-80	1	800,0	120,0	1,32	25	380,0	53,0	1,5	1,5—9,5				
		2	600,0	90,0	2,00		280,0							
Г	ЭПВ-150	—	1 900,0	285,0	1,98	55	240,0	25,0	1,4					
	ЭПВ-250		2 500,0	375,0	1,30		300,0							
Д	ЭПВ-500		5 580,0	558,0	1,85	220	600,0	6,0	1,4	2—3,8				
	ЭПВ-850		8 200,0	820,0	1,48		900,0							
	ЭПВ-1000		10 000,0	1 000,0	1,22	59	1 200,0	12,0	1,3	1,8—3,0				

Примечание.
Минимальное значение $\gamma_д$ — при настройке ММ на $M_{нб}$, максимальное — при настройке ММ на $M_{нм}$; i — передаточное число от приводного вала до распределительного валика путевого выключателя.

* Расчетные величины.

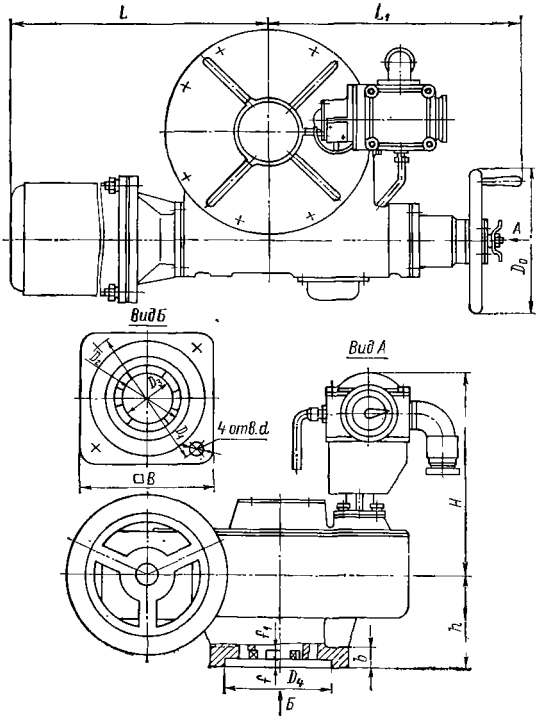


Рис. 15.43. Габаритные и присоединительные размеры взрывозащищенных приводов с присоединением типов А, Б, В и Г

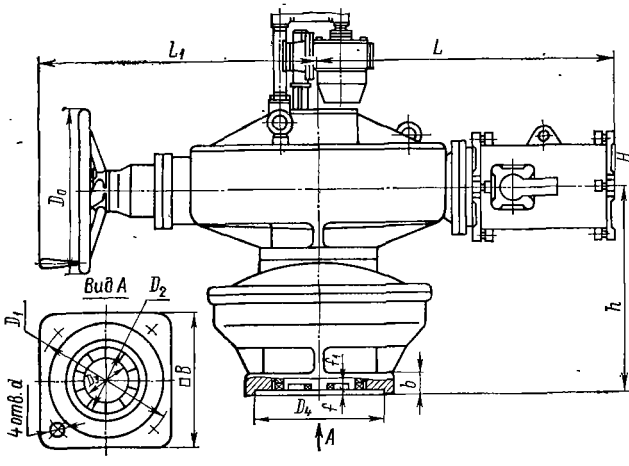


Рис. 15.44. Габаритные и присоединительные размеры приводов Д во взрывозащищенном исполнении

15.12. Основные габаритные и присоединительные размеры взрывозащищенных приводов

Тип присоединения	Обозначение	Исполнение	L	L_1	H	h	B	D_0	D_1	D_2	D_3	D_4	f	f_1	b	d	Масса, кг
			мм														
А	ЭПВ-10Г	I	429	355	318	92	100	180	104	46	32	70	5	7,5	12,5	14	62
	ЭПВ-10Г	II															65
Б	ЭВ-25М	I	483	436	395	98	122	240	135	59	45	108	8	8	18	14	75
	ЭВ-25М	II															
В	ЭВ-80	I	710	462	321	132	200	240	120	88	70	155	12	12	28	22	162
	ЭВ-80	II															187
Г	ЭПВ-150Г	I	820	664	370	140	285	400	330	152	120	240	12	12	30	22	345
	ЭПВ-250Г	II	860														
Д	ЭПВ-500Г	I	820*, 860*	664	838	474	360	400	400	218	120	320	12	12	50	34	520; 531
	ЭПВ-850Г	II	964	670	938	440		600		215	135						660

* Сменные электродвигатели.

Электроприводы нормального исполнения поставляются с электродвигателями напряжением 220/380 В с частотой тока 50 Гц, взрывозащищенного — 220/380 В или 380/660 В с частотой тока 50 Гц. По особому заказу могут поставляться с электродвигателями напряжением 660 В и частотой тока 60 Гц.

Приводы с типами присоединения М и А снабжены планетарным редуктором, с типами Б, В и Г — червячным. Привод Д образован приводом Г с дополнительным редуктором.

Рассматриваемые приводы имеют блокировку контактов выключателей муфты, поэтому механическая характеристика всех приводов ряда (рис. 15.45) отличается следующими особенностями: предельные крутящие моменты, развиваемые как в сторону открытия, так и закрытия, могут быть не равны между собой; коэффициенты настройки привода в сторону закрытия и открытия не зависят друг от друга и могут быть в пределах от единицы до величины, обратной диапазону настройки; в начале действия привода при открытии и закрытии крутящий момент на приводном валу при любой настройке муфты может достигать $M_{кр}$; на части пути перемещения затвора от 0 до b при открытии и до a при закрытии (см. рис. 15.45) контакты соответствующих выключателей муфты находятся в том положении, которое они занимали соответственно в конце открытия или закрытия арматуры.

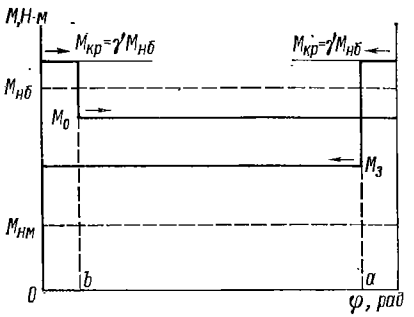


Рис. 15.45. Механическая характеристика приводов с ММ двустороннего действия с блокировкой контактов выключателей ММ

Последнее свойство создает нечувствительность выключателей муфты, а величина ее зависит от конструкции блокирующего устройства, люфтов в передаче от приводного вала к распределительному валику путевого выключателя, характеристик используемых микровыключателей (их «мертвого» хода) и передаточного числа той же передачи. Выключатели муфты блокируются каждый раз после очередного реверса привода независимо от положения запорного органа в момент реверса. Очередной пуск привода после реверса происходит при выключенной муфте. Если нечувствительность выключателей муфты при прямом ходе привода и обратном неодинакова, например, если в сторону открывания требуется два оборота приводного вала для снятия блокировки, а в сторону закрывания — четыре, то реверс привода в момент, близкий к окончательному закрыванию арматуры, недопустим, так как посадка запирающего элемента на седло будет осуществляться без участия муфты.

Рассматриваемые электроприводы являются универсальными, так как они пригодны для управления всеми типами и конструкциями арматуры, в том числе и теми, в которых по условиям эксплуатации возможно «прикипание» ее затвора к седлу. Унифицированный привод с присоединением типа М (рис. 15.46) состоит из следующих основных узлов: маховика *1* ручного дублера, блока *2* путевых и моментных выключателей, полуавтоматического устройства *3* переключения ручного дублера, приводного вала *4* планетарного редуктора *5* и электродвигателя *6*.

Привод действует следующим образом (рис. 15.47). При включении двигателя *24* в сеть вращение его вала при помощи шестерен *22*, *23*, *21*, *20* и *10* передается выходной шестерне *9* и связанной с ней кулачковой муфте *7*, свободно сидящей на валу *45*. Вал *45* жестко связан с приводным валом *8* и в это время не вращается. Кулачковая муфта *47*, связаниая с валом *45* шпонкой *48*, удерживается на своем месте защелкой *1*. Пружина *46*, натяг которой устанавливается кольцом *44*, прижимает муфту *47* в сторону кулачковой муфты *7*. Защелка *1* удерживается на своем месте фиксатором *5*, конец которого заходит в кольцевой паз *6* на шестерне *9*. Под действием муфты *47* защелка стремится повернуться вокруг своей оси *2*. Кольцевой паз *6* несплошной, в месте, обозначенном циф-

рой *49*, он прерывается. Когда это место подойдет к фиксатору *5*, последний, сжимая пружину *3*, заходит в свое гнездо, выйдя из зацепления с шестерней *9*. В это время защелка *1* получает возможность повернуться вокруг оси *2* под действием кулачковой муфты *47* и ее пружины *46* и занимает положение *Г*. Штифт *4* удерживает фиксатор от выпадания. Кулачки муфты *47* входят в зацепление с кулачками муфты *7*, после чего приводной вал начинает вращаться. Маховик *34* служит для ручного управления.

Выше было рассмотрено действие полуавтоматического переключателя ручного дублера привода, при котором переключение с электрического управления на ручное осуществляется вручную, путем поворота рукоятки, связанной

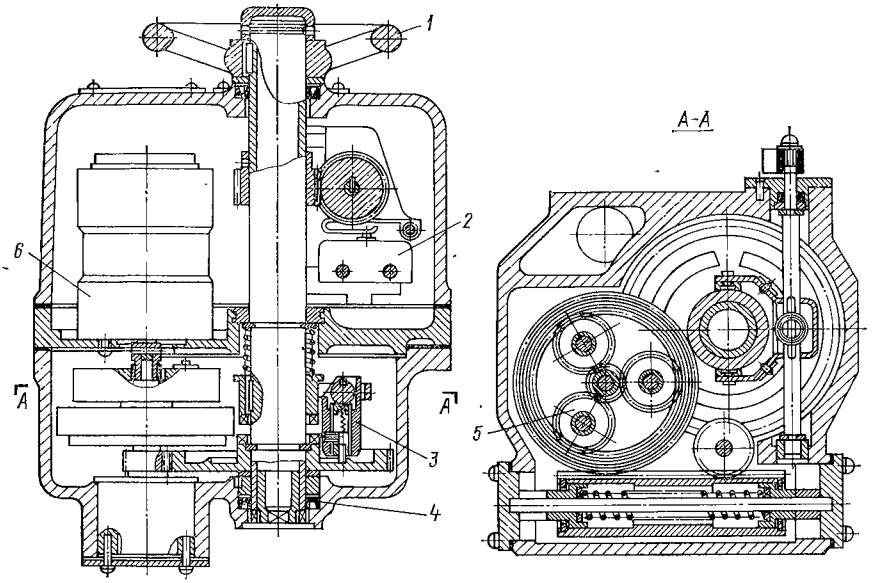


Рис. 15.46. Конструкция привода с присоединением типа М

с осью *2*, и установки защелки *1* в положение *А* (см. рис. 15.47), а с ручного на электрическое — автоматически так, как это было описано выше.

Вращение вала *45* передается червяку *37*, червячному колесу *43* и распределительному валику *36* путевых выключателей, на котором расположены кулачки *38* и *39* путевых выключателей, потенциометр *40*, стрелка *41* местного указателя положения затвора. Система, состоящая из кулачков *33*, *29*, упоров *28*, *35* и пружины *31*, управляющей блокировкой выключателей муфты *25* и *54*, действует следующим образом. Кулачки *29* и *33* вращаются вместе с распределительным валиком *36* за счет их трения об упоры *35* и *28*, которое создается поджатием пружины *31*. При вращении распределительного валика *36* в одну сторону блокировочный кулачок *33* прижимает рычаг *55* к выключателю *54*. Когда этот валик начинает вращаться в другую сторону, блокировочный кулачок *33* освобождает рычаг *55*, но другой блокировочный кулачок *29* нажимает на рычаг *26* выключателя *25* в течение всего времени вращения распределительного валика в ту же сторону. Система работает таким образом, что под действием блокировочного кулачка находится тот выключатель муфты, который не предназначен для срабатывания при вращении приводного вала в ту сторону, в которую он вращается.

ММ действует следующим образом. Когда момент сопротивления на приводном валу достигает предельного, момент вращения на планшайбе *19*, на которой закреплены оси шестерен *20*, возрастет до величины, достаточной для того, чтобы

переместить рейку *18*, расположенную в опорах *14* и *15*. Рейка упором *17* или *13*, в зависимости от направления вращения приводного вала, воздействует на толкатель *16* (или *12*) и начинает сжимать пружину *11*.

Вращение планшайбы *19* воспринимается шестерней *50*, которая валиком *51* связана с кулачковыми барабанами *30* и *53*, которые также поворачиваются. Когда кулачок барабана *53* подойдет к рычагу *27* и нажмет на его плечо *c*, рычаг, сжимая пружину *b*, повернется вокруг своей оси. Тогда рычаг *26*, не

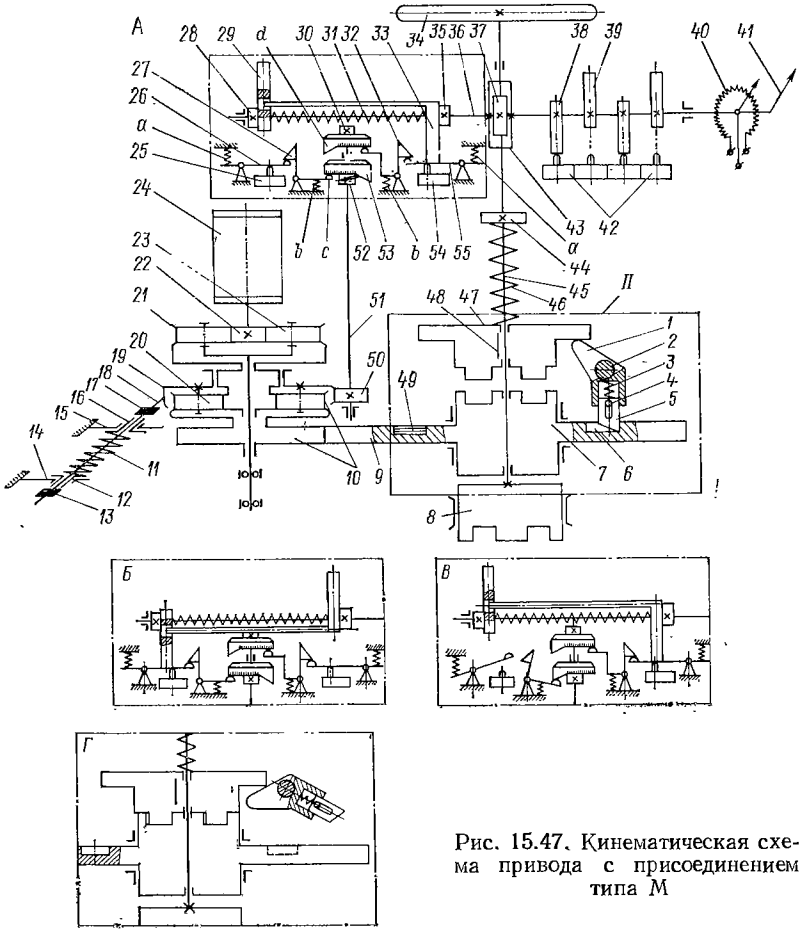


Рис. 15.47. Кинематическая схема привода с присоединением типа М

удерживаемый более на своем месте зацепом рычага *27*, под действием пружины *a*, роль которой выполняет пружина выключателя, повернется вокруг своей оси, освободив кнопку переключателя *25*, в результате чего контакты последнего разомкнутся и отключат электродвигатель от сети.

Детали выключателя муфты будут находиться в положении *В* (см. рис. 15.47). Если, например, кулачок барабана вернется в свое исходное положение, что может произойти под действием пружины *11* после отключения двигателя от сети, контакты выключателя *25* своего положения не изменят. Это основное преимущество данных приводов по сравнению со всеми ранее рассмотренными, у которых размыкание контактов выключателей муфты ММ было кратковременным.

Положение *В* (см. рис. 15.47) будет сохраняться до тех пор, пока не произойдет запуска привода в обратную сторону. В первый момент запуска возможна деформация пружины *11* и, как следствие, поворот шестерни *50* и кулачковых барабанов *30* и *53* также в обратиую сторону. Как уже было установлено, вращение кулачкового барабана *53* не повлияет на путевой выключатель *25*, а вращение барабана *30* не повлияет на положение контактов *54*. Зацеп рычага *32*, под действием кулачка *d* может отойти от рычага *55*, но поскольку он все еще удерживается блокирующим кулачком *33*, выключатель не сработает. Барабан *30*, после того как начнется открытие (закрытие) арматуры, вернется в исходное положение. После того как вал привода совершит какое-то число оборотов («мертвый» ход), кулачок *33* освободит рычаг *55*, но он уже будет удерживаться на своем месте зацепом *32* рычага в положении *Б* (рис. 15.47), т. е. выключатель *54* будет подготовлен для дальнейшей работы.

Показанное на схемах расположение кулачка *29* относительно кулачка *33*, согласно которому они развернуты друг относительно друга на 180°, условно. На самом же деле они расположены так, что достаточно кулачку *33* освободить рычаг *55*, как кулачок *29* воздействует на рычаг *26*. Практически угол поворота оси *36*, достаточный для выполнения указанной операции, не превышает 15—25°.

Привод содержит четыре путевых выключателя *42*, момент срабатывания которых настраивается поворотом кулачков *38* и *39* на распределительном валике *36*, после чего их фиксируют в установленном положении. При электрическом управлении маховик данного привода постоянно вращается.

Следует отметить один недостаток переключателя с электрического управления на ручное. Если выступ *49* канавки *6* колеса *9* окажется против фиксатора *5*, то переключить привод на ручное управление невозможно. Придется управлять арматурой вручную, удерживая одновремеино рукоятку переключателя на ручное управление в крайнем положении.

Настройка привода на предельный крутящий момент на закрывание и открывание осуществляется поворотом барабанов (в соответствии с делениями на них) относительно оси *51* и фиксацией их в заданном положении стопорными винтами *52*. Предельиый момент, развиваемый приводом, зависит от деформации пружины муфты, которая будет тем больше, чем на больший угол нужно повернуться барабану с тем, чтобы воздействовать на соответствующий рычаг.

Привод А (рис. 15.48) состоит из электродвигателя *11*, цилиндрических шестерен *6*, планетарного редуктора *5*, ММ, включающей червяк *8*, передачу — зубчатый сектор *10*, пружины *9* — кулачковые барабаны *3* настройки ММ, входящие в блок *12* путевых выключателей, валика *4* ручного дублера с маховиком *7* присоединительного фланца *2* и штепсельного разъема *1* для подключения привода к цепи управления. Действует привод следующим образом. Вращение от вала двигателя *26* (рис. 15.49) через шестерни *25*, *24*, *22*, сателлиты *20* и *21* передается шестерне *10*, которая связана с приводным валом *27*. Сателлит обкатывается по шестерне *23*, на наружной поверхности которой имеется нарезка для зацепления с червяком *17*; последний не дает возможности ей провернуться. Червяк может поступательно перемещаться по шлицам вала *12*, однако удерживается на месте двумя пружинами *11* (на рис. 15.48 это пружины *9*). От вала *30* вращение посредством червячной пары *27* и *28* передается распределительному валику *29* путевого выключателя, на котором расположены блокировочные кулачки *4* и *8*, удерживаемые направляющей *5* и связанные с этим валиком фрикционно благодаря пружине *7*, которая прижимает их к кольцам *3* и *9*, неподвижно закрепленным на валике *29*. На этом же валике расположены кулачки *2* путевого выключателя *39*. С ним же сообщается через пару цилиндрических шестерен (на рис. 15.49 не показаны) потенциометр *40* и стрелка *1* местного указателя положения запорного органа.

При необходимости управления арматурой вручную следует вращать маховик *19*, посаженный на вал *12*. Вращение вала приведет к вращению червяка *17* червячного колеса — шестерни *23* планетарной передачи. От нее вращение через сателлиты *20* и *21*, шестерню *10* будет сообщено приводному валу *30*. Когда момент сопротивления на приводном валу *30* станет равным предельному, его вращение прекратится. Начнет поворачиваться шестерня *23*, перемещая при этом поступа-

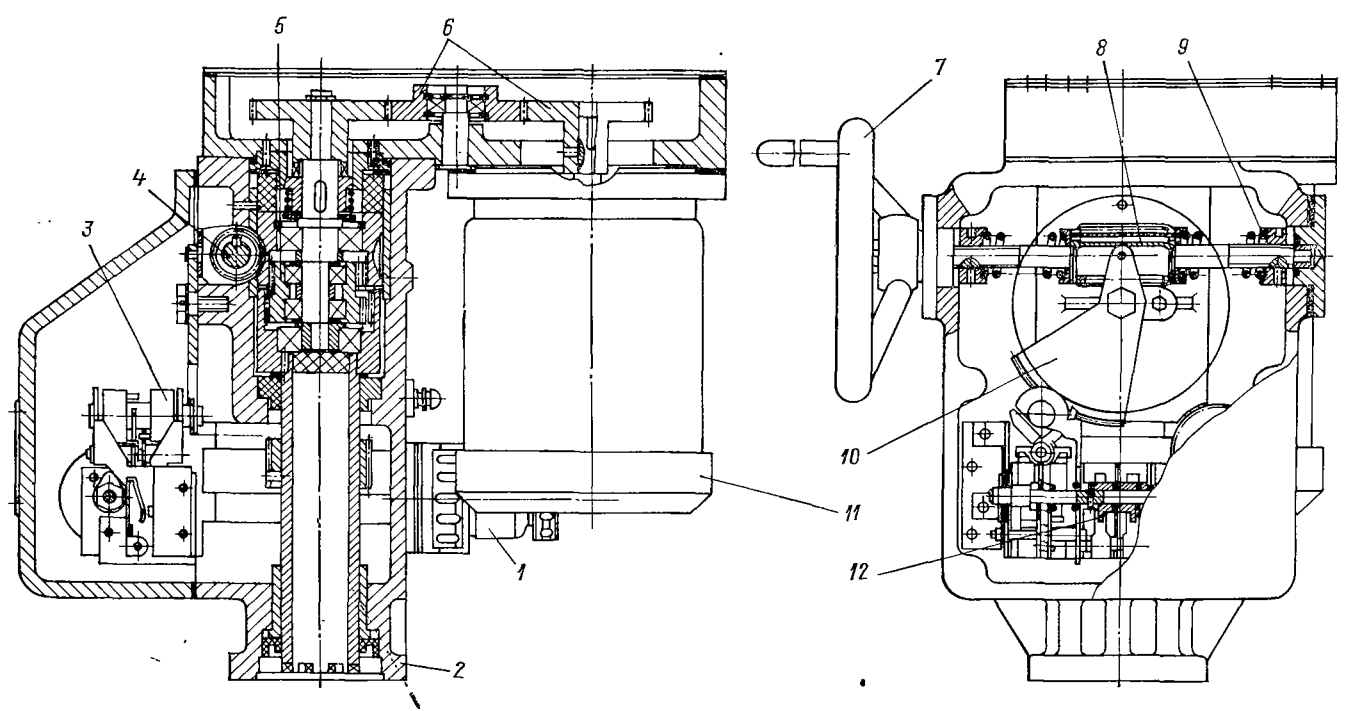


Рис. 15.48. Конструкция привода с присоединением типа А

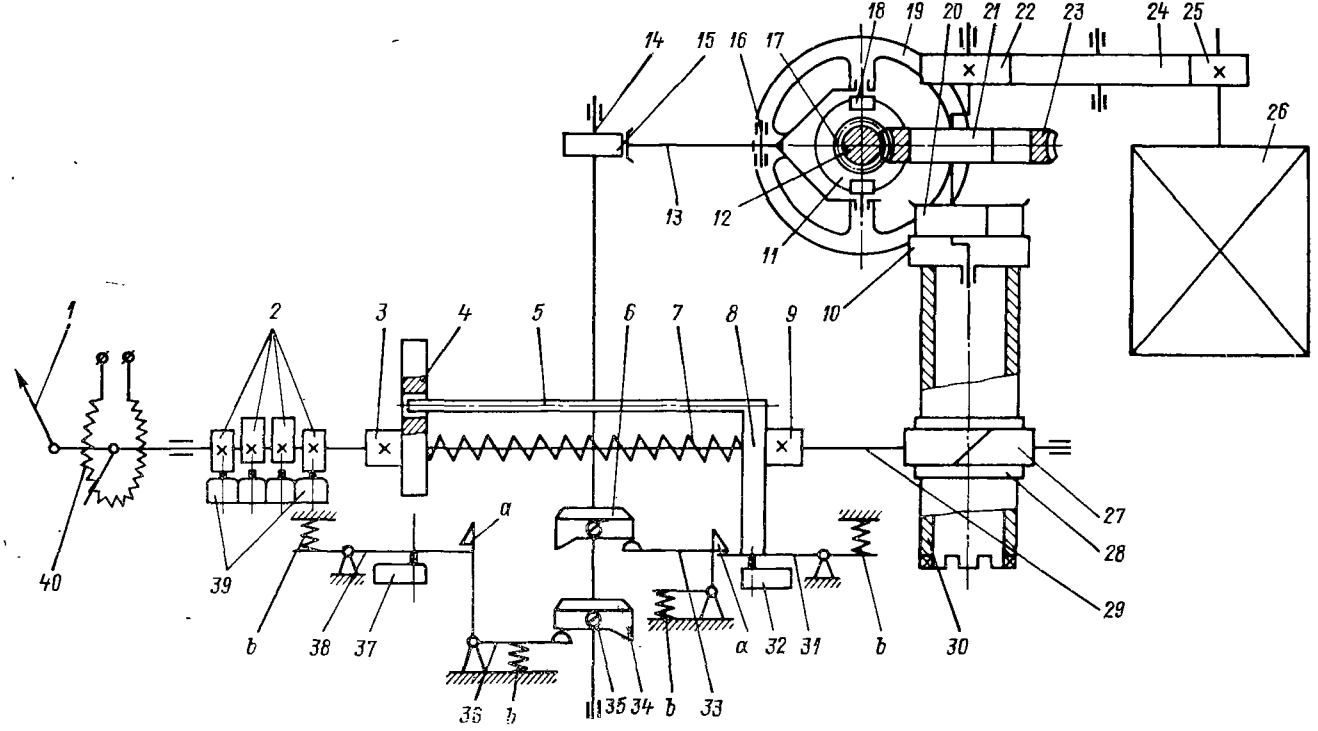


Рис. 15.49. Кинематическая схема привода с присоединением типа А

тельно червяк *17* (как рейку) на валу *12* в ту или иную сторону (на рис. 15.49 — за плоскость чертежа или же от этой плоскости).

Перемещение червяка вызовет перемещение толкателей *18* (входящих в кольцевой паз на червяке) и поворот вокруг оси *16* секторного рычага *13*, секторная часть которого находится в зацеплении с шестерней *15*. По этой причине последняя начнет вращаться. При помощи оси *14* вращение будет сообщено также кулачковым барабанам *6* и *34*. Барабан *34* своим кулачком воздействует на конец рычага *36*, зацеп которого освободит рычаг *38*, а он под действием пружины *b* (ее роль выполняет пружина выключателя *37*) освободит кнопку выключателя, контакты разомкнутся, что приведет к отключению двигателя от сети. Если по

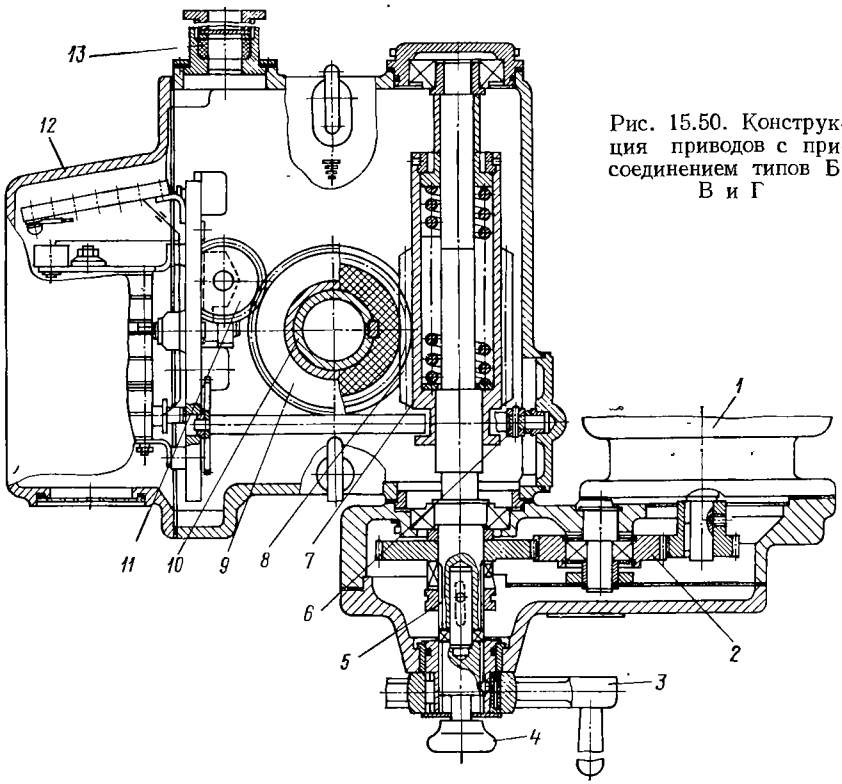


Рис. 15.50. Конструкция приводов с присоединением типов Б, В и Г

каким-либо причинам (например, под воздействием пружины *11*) кулачковый барабан *34*, закрепленный стопором *35*, вернется в положение, показанное на рисунке, контакты выключателя *37* останутся в разомкнутом положении, поскольку зацеп *а* рычага *36* упрется в торец рычага *38* и останется в таком положении. Рычаги *31* и *33* и выключатель *32* управляются барабаном *6*.

Конструкция механической блокировки контактов выключателей ММ и принцип ее действия такой же, как у привода М, который был подробно рассмотрен выше.

В приводах, выпускаемых в настоящее время, цилиндрические шестерни отсутствуют, а двигатель установлен на привод сверху, и его вал является продолжением оси планетарной передачи, в которой расположены сателлиты.

Ручной дублер привода А относится к числу автоматических и полностью безопасных в работе. Для его действия не требуется предварительно выполнять какие-либо манипуляции. Однако ввиду значительного передаточного числа от

маховика к приводному валу открывание или закрывание арматуры при его помощи требует значительного времени.

Приводы с присоединительными размерами Б, В, Г (рис. 15.50) состоят из блока ручного дублера, включающего в себя маховик *3* и рукоятку *4* — переключателя с электрического управления на ручное; устройства *5* автоматического переключения с ручного управления на электрическое; червячной передачи, состоящей из червяка *8* и червячного колеса *9*; ММ, в состав которой входит также червяк *8*, пружина *7*; передачи *6* от червяка к кулачковым барабанам выключателей ММ червячного колеса *11* путевого выключателя, электродвигателя *1*; блока цилиндрических шестерен *2*; приводного вала *10*; блока путевых и момент-

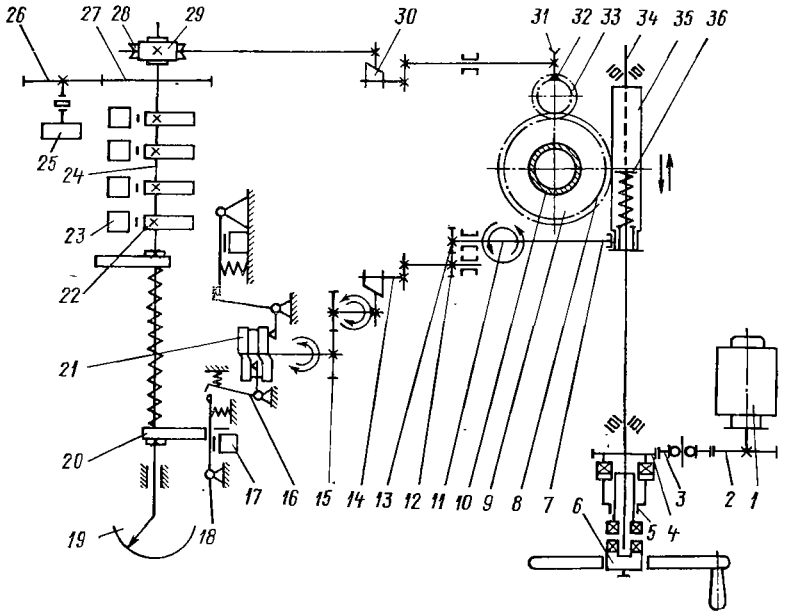


Рис. 15.51. Кинематическая схема приводов с присоединениями типов Б, В и Г

ных выключателей *12* и сальникового устройства *13*. Кинематическая схема этих приводов показана на рис. 15.51. Вращение от двигателя *1* посредством шестерен *2* и *3* передается шестерне *4*, на торце которой имеются кулачки. Эта шестерня на своем валу сидит свободно. Движение на вал передается посредством кулачков шестерни *4* и кулачковой муфты *5*, сидящей на шлицах вала. В это время кулачки муфты *6*, которые связаны с маховиком, выведены из зацепления с обращенными к ней кулачками шестерни *4*. Далее движение от вала *34*, червяка *35*, червячного колеса *9* передается приводному валу *10*, а при помощи червячной пары *8* и *33* посредством шестерен *32*, *31* и пальца-вилки *30* — червячной паре *28* и *29*, распределительному валику *24*, на котором расположены кулачки *22* путевых выключателей *23* и кулачки *20* блокировки выключателей ММ, закрепленные на распределительном валике фрикционно. От распределительного валика шестерней *27* вращение передается шестерне *26*, которая связана с потенциометром *25*, а также стрелке местного указателя *19* положения запорного органа арматуры.

Для управления арматурой вручную необходимо нажимать на рукоятку *6* до тех пор, пока кулачки муфты *5* не вступят в зацепление с ответными кулачками (для чего может понадобиться некоторый поворот маховика ручного дублера).

15.13. Основные технические характеристики приводов с электромеханической муфтой двустороннего действия и с механической блокировкой контактов муфты

Тип присоединения	Обозначение	Характеристика														
		$M_{нб}$, Н·м	±δ, Н·м	Д	$N_м$, об	$P_{нб}$, Н	n, об/мин	γ	$\gamma_д^*$	$\gamma_н$	N_{min}, об	N_{max}, об	ΔN, об	$\Delta N_д$, о	$H_п^*$, об	$H_м^*$, об
М	ТЭ 099.088-00М	25,0 / 10,0	2,5 / 1,0	2,5 / 2,0	1,0	360 / 150	9,5	1,6	1,04—1,45 / 1,2—1,7	$1-\frac{1}{Д}$	1	24	0,028i	0,2i	0,04i	0,023i
А	ТЭ 099.058-00М	100,0 / 60,0	10,0 / 6,0	1,7 / 2,4	22,0	60 / 35	24; 12	1,5	1,1—1,4 / 1,3—1,9			25				
Б	Б 099 098-00М	250,0	25,0	2,5	26,0 или 13,0	400 / 200	25; 50 или 6									
В	Б 099.100-00М	1 000,0 / 630,0	100,0 / 63,0	1,6 / 2,5	30,0 или 15,0	500 / 260	48; 24 или 6	1,4	1,3—2,0 / 1,5—2.5							
Г	Б 099.102-00М	2 500,0	375,0	2,5	28,0 или 14,0	900 / 450	40; 20 или 5	1,3	1,2—1,8 / 1,8—2,2			200				
Д	Б 099.104-00М	10 000,0 / 8 500,0	2000,0 / 1700,0	1,6 / 3,4	68,0 или 56,0	1120 / 900	10; 95									

Примечание.
Данные в числителе и знаменателе относятся к приводам с двигателями разной мощности. Минимальное значение $\gamma_д$ при настройке ММ на $M_{нб}$, максимальное — при настройке ММ на $M_{нм}$; i — передаточное число от приводного вала до распределительного валика путевого выключателя.

* Расчетные величины.

После сцепления кулачков можно управлять арматурой вручную. Когда момент сопротивления на приводном валу *10* достигнет предельной величины, вращение червячного колеса *9* прекратится, благодаря чему червяк *35* начнет перемещаться по валу *34* в ту или иную сторону (в зависимости от направления его вращения), сжимая пружину *36*. Это движение при помощи рычага *7*, валика *11*, секторного зубчатого рычага *13*, шестерни *12*, пальца и валика *14* передается шестерне *15*, которая связана с кулачковыми барабанами *21*. Один из них вращается в том направлении, при котором его кулачок, воздействуя на рычаг *16*, освобождает рычаг *18* выключателя *17*, его контакты размыкаются, и двигатель привода отключается от сети. Блокировочное устройство здесь такое же, как в ранее рассмотренных приводах, и действует аналогичным образом.

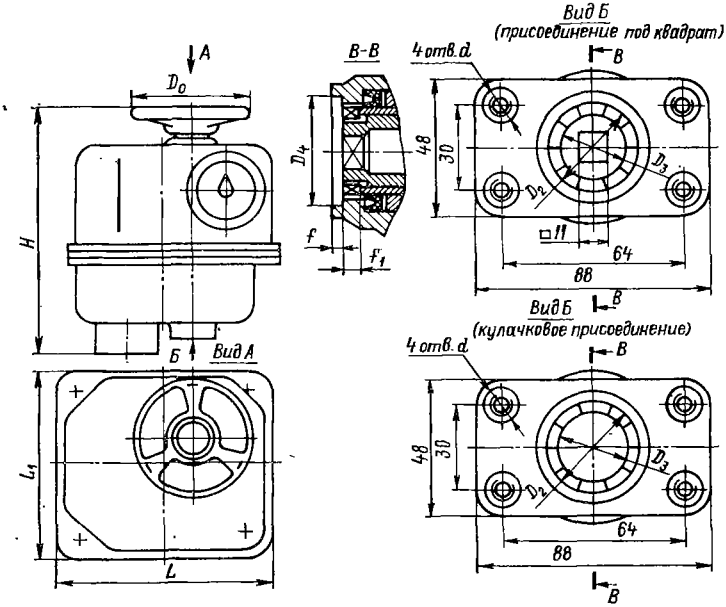


Рис. 15.52. Габаритные и присоединительные размеры привода М

Запуск двигателя привода, после того как управленне им производилось от маховика, приводит к перемещению муфты *6* в сторону маховика благодаря винтовым кулачкам на шестерне *4* до тех пор, пока маховик не будет отключен от кинематической цепи привода.

В табл. 15.13 приведены основные характеристики приводов с электромеханической муфтой двустороннего действия с механической блокировкой контактов выключателей муфты, в ней даны расчетные данные о нечувствительности привода и муфты.

Различие между $H_П$ и $H_М$ в рассматриваемых приводах определяется тем, что в состав первой величины входит конструктивный запас хода соответствующего блокировочного кулачка, а в состав второй — только фактическое значение хода другого блокировочного кулачка.

Нечувствительность привода характеризует тот угол поворота его приводного вала, при котором сработавший контакт муфты, отключивший двигатель привода от сети, остается разомкнутым, а нечувствительность муфты определяет тот угол поворота вала привода, при котором контакт выключателя ММ не может сработать, даже если момент сопротивления на валу привода превышает предельный.

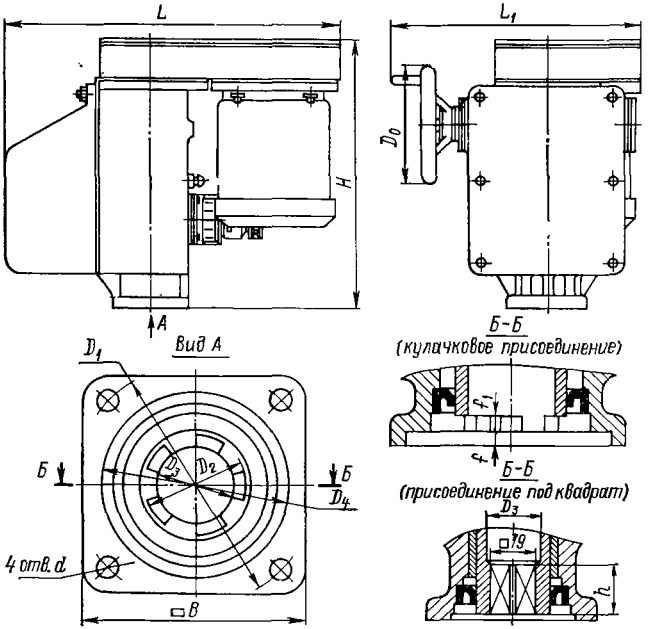
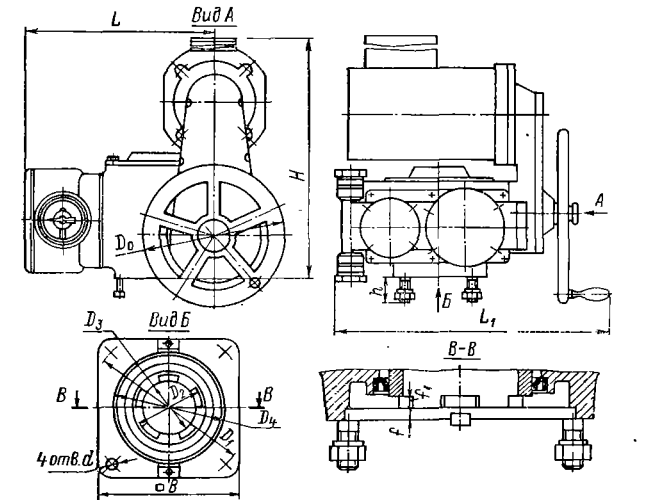


Рис. 15.53. Габаритные и присоединительные размеры привода А в нормальном исполнении



Рнс. 15.54. Габаритные и присоединительные размеры приводов Б, В и Г в нормальном и взрывозащищенном исполнениях

15.14. Основные габаритные и присоединительные размеры приводов нормального исполнения унифицированного ряда

Тип присоединения	Обозначение	L	L_1	H	h	B	D_1	D_2	D_3	D_4	f	f_1	d	D_0	Мощность сменных электродвигателей, кВт	Масса, кг
		мм														
М	ТЭ 099.088	220	230	290	—	—	—	32	25	40	4	5	М6	140	0,025	15
А	ТЭ 099.058	398	380	340	30	100	104	44	32	70	4	5	14	150	0,180 0,250	24 26
Б	Б.099.098	605	530	400	—	122	135	59	45	108	8	8	М12	240	0,800 1,300	59 82
В	Б 099.100	665	625	490	50	200	220	84	70	155	12	10	М20	400	1,300 3,200 4,300 1,300	90 96 101 145
Г	Б 099.102	720	670	565	50	285	330	148	120	240	12	12	М20	500	4,300 8,500 (или 7,500)	155 195 375 *
Д	Б 099.104	720	730	830	80	360	400	214	125	320	12	12	М30	500	8,500 (или 7,500)	425 **

* Привод с $M_{нб} = 8500$ Н·м.
** Привод с $M_{нб} = 10\,000$ Н·м.

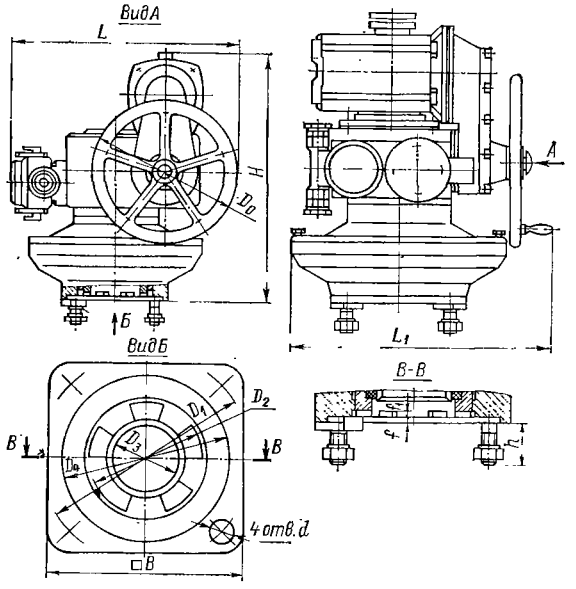


Рис. 15.55. Габаритные и присоединительные размеры привода Д в нормальном и взрывозащищеином исполнениях

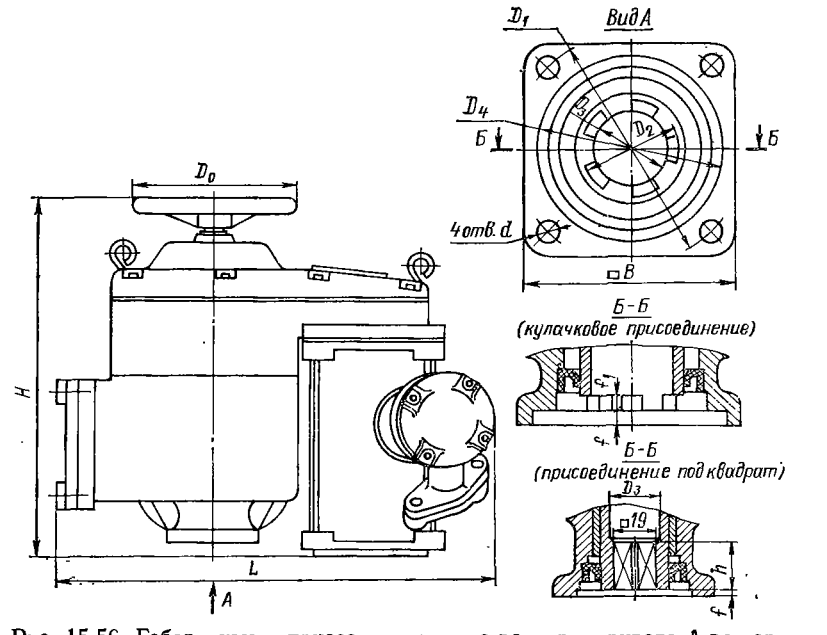


Рис. 15.56. Габаритные и присоединительные размеры привода А во взрывозащищенном исполнении

15.15. Основные габаритные и присоединительные размеры приводов унифицированного ряда взрывозащищенного исполнения

Тип присоединения	Обозначение	L	L_1	H	h	B	D_1	D_2	D_3	D_4	f	f_1	d	D_0	n, об/мин	Масса, кг
		мм														
А	ТЭ 099.059	480	—	392	30	100	104	44	32	70	4	5	14	180	12 и 24	78
Б	Б 099.099	630	590	470	—	122	135	59	45	108	8	8	М12	240	25	77
															50	80
															6	105
В	Б 099.101	690	665	540	50	200	220	84	70	155	12	10	М20	400	24	145
															48	185
															6	149
Г	Б 099.103	760	815	705	50	285	330	143	120	240	12	12	М20	500	20	226
															40	251
															10	441
Д	Б 099.104	775	815	930	80	360	400	214	125	320	12	12	М30	500	9,3	485

При разработке схем автоматического управления приводами необходимо знать значения $H_П$ и $H_М$.

Если при управлении приводом будет начато открывание арматуры, а затем быстро прекращено (ранее чем его вал совершит $H_П$ оборотов), то повторный запуск привода в сторону закрывания, как указывалось выше, будет невозможен.

При неавтоматическом управлении нежелательно пренебрегать значением нечувствительности муфты привода в момент, когда запорный орган близок к положению закрытия. Если в таком положении запустить привод в сторону открывания, а затем остановить его и пытаться закрыть арматуру, муфта может оказаться выключенной, что грозит порчей изделия.

Аналогичный порядок управления работой привода должен быть и при открывании арматуры.

Основные габаритные размеры приводов данного ряда приведены на рис. 15.52—15.55 и в табл. 15.14.

Приводы унифицированного ряда (габаритов А, Б, В, Г и Д) могут поставляться во взрывозащищенном исполнении с категориями взрывозащиты ВЗГ, В4А и В4Д, соответствующими категориям ВЗТ4, В4аТ1 и В4аТ5 и «Правилам изготовления взрывозащищенного и рудничного электрооборудования» ПИВРЭ ОАА.684.053—67. Требования указанных правил обеспечиваются использованием соответствующих электродвигателей, а также соблюдением соответствующих норм при изготовлении блока путевых и моментных выключателей.

Кинематическая схема и технические характеристики приводов во взрывозащищенном исполнении такие же, как и у приводов в нормальном. Однако они отличаются по массогабаритным характеристикам.

Основные габаритные размеры приводов во взрывозащищенном исполнении приведены на рис. 15.54—15.56 и в табл. 15.15.

15.11. Неполноповоротные электроприводы с кулисно-винтовым редуктором

Кулисно-винтовые приводы используются в основном для управления запорной арматурой, т. е. изделиями, которые работают редко и кратковременно. Для других режимов работы (например, повторно-кратковременного и др.) данные приводы непригодны, главным образом, из-за ограниченного ресурса работы винтовой пары, который обычно не превышает нескольких десятков тысяч циклов. Они предназначены для управления только такими конструкциями арматуры, угол поворота выходного элемента которых, необходимый для управления запорным органом, не превышает 120° (что характерно для поворотных дисковых затворов, кранов и отдельных конструкций клапанов).

На рис. 15.57 показана конструкция одного из изготовляемых приводов. Он состоит из следующих основных деталей и узлов: пружин *1* муфты, толкателя *2*, рычагов *4*, шкалы *3* настройки (примерной) на заданный предельный крутящий момент, выходного валика *5* моментного выключателя, блока *6* путевых и моментных выключателей, регулировочных винтов *7*, ходового винта *8* с хвостовиком *9*, ведомой шестерни *10*, толкателя *11*, кулачкового вала *12*, фиксатора *13*, маховика *14*, пальцев *15* и *16*, первый из которых расположен в толкателе *11* и своими концами проходит через фигурные отверстия втулки *а* и заходит в шпоночные пазы шестерни *10*, а второй запрессован в хвостовик ходового винта и своими концами входит в шпоночные пазы этой же втулки, моторной шестерни *17*, двигателя *18*, корпуса *19* привода, пальца *20*, ходовой гайки (рис. 15.57, *б*) *33*, кулисы *21*, направляющей *22*, подшипников *23*, при помощи которых ходовой винт шарнирно связан с чашками *24* и *25*, болта *26*, тарелки *27*, рычага (рис. 15.57, *б*) *28* выключателя муфты, вала *29*, болтов *30* крепления кулисы к валу, роликов *31* и *32*, кулачкового вала *34* и присоединительного фланца *35*.

Действует привод следующим образом. При включении двигателя в сеть (рис. 15.58) вращение его вала посредством шестерен *31* и *32* через палец *24*, вилку *23*, палец *22*, передается ходовому винту *20*, поскольку палец проходит через отверстие *34* ходового винта. Ходовая гайка *36* вращаться не может, поэтому он начинает перемещаться по ходовому винту, поворачивая кулису *35*,

которая связана с валом *18* привода болтами *19*. Поворот вала приводит к открытию прохода управляемой арматуры. Если управление арматурой осуществляется в функции угла поворота приводного вала (а не усилия на нем), то после его поворота на угол φ_1 (или φ_2) регулировочный винт *17* настраивается так, что он воздействует на рычаг *16* и отводит его от путевых выключателей *14*, преодолев

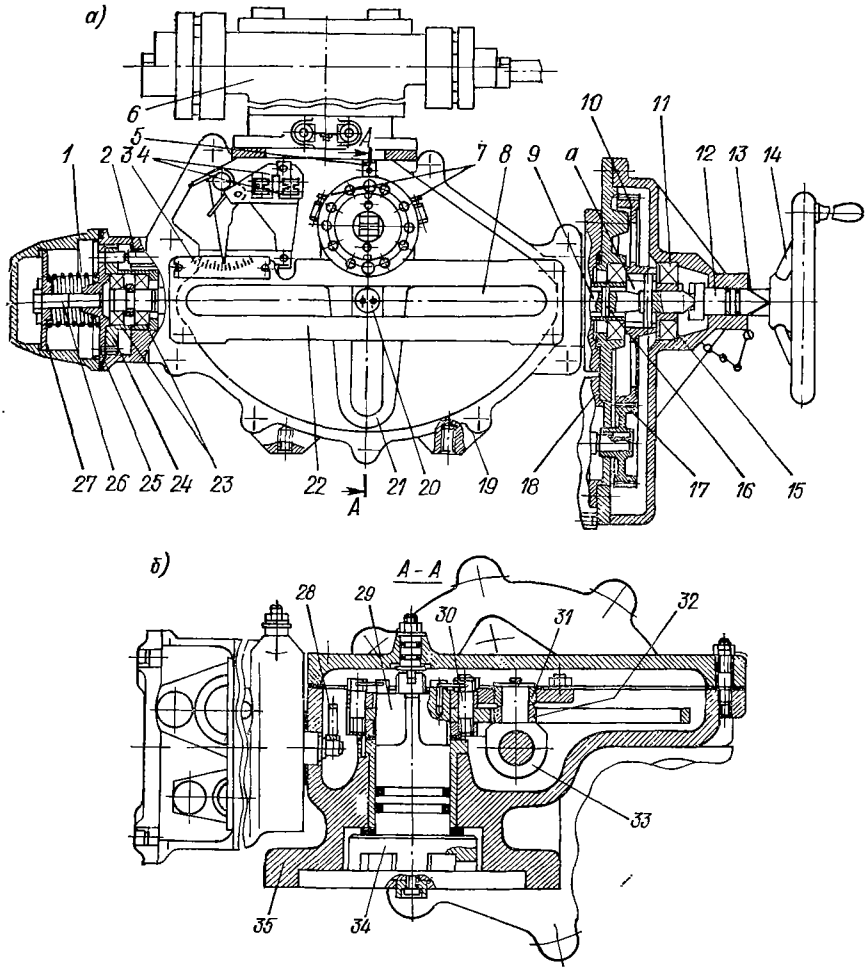


Рис. 15.57. Конструкция кулисно-винтового привода запорной арматуры: *а* — общий вид; *б* — поперечное сечение

натяг пружины *15*. Контакты последнего меняют свое положение и отключают электродвигатель привода от сети.

При управлении арматурой с ограничением усилия, срабатывание путевого выключателя не приводит к отключению двигателя от сети. Ходовой винт продолжает вращаться в то время как кулиса *35* останавливается (ввиду контакта уплотнительных поверхностей затвора и седла). Остановка кулисы приводит к остановке ходовой гайки *36*. Ходовой винт начинает ввинчиваться в остано-

вившуюся гайку, перемещаясь при этом поступательно (на рис. 15.58 влево, так как резьба ходового винта — правая), сжимая при помощи тарелки *2*, подшипников *1* и тарелки *7* пружины *6*. Усилие пружин воспринимается тарелкой *3*, которая в это время упирается в корпус привода. Перемещение стоек *6* влево приводит к такому же перемещению толкателя *9* и скобы *10* до тех пор, пока регулировочный винт *11* не совершит путь h_1, нажмет на рычаг *12*, который заставит сработать выключатель *13* муфты, после чего двигатель привода будет отключен от сети. Величина предельного крутящего момента устанавливается винтами *11*, путем изменения величины зазоров h и h_1 независимо друг от друга. Перемещению ходового винта *20* палец *22* ни в ту ни в другую сторону не препятствует, так как он может поступательно перемещаться в пазах *21* вилки *23*.

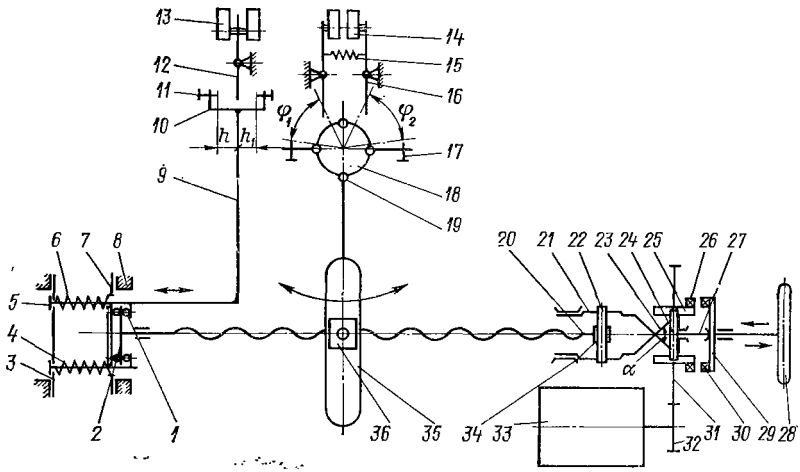


Рис. 15.58. Кинематическая схема кулисно-винтового привода с присоединением типа В:

1 — подшипники; *2* — тарелка ходового винта; *3* — тарелка муфты; *4* — пружина муфты; *5* — гайка натяга пружин муфты; *6* — тяга; *7*, *29* — тарелки; *8* — опора неподвижная; *9*, *27* — толкатели; *10*, *23* — вилки; *11* — винт регулировочный выключателей муфты; *12*, *16* — рычаги; *13* — выключатели муфты; *14* — путевые выключатели; *15* — пружина; *17* — винт регулировочный путевого выключателя; *18* — вал привода; *19* — болт; *20* — ходовой винт; *21* — шпоночный паз; *22*, *24* — пальцы; *25* — шпоночный паз; *26* — кулачок вилки; *28* — маховик; *30* — кулачки вала; *31* и *32* — шестерни; *33* — двигатель; *34* — хвостовик ходового винта; *35* — кулиса; *36* — ходовая гайка

При установке привода на арматуру необходимо соблюсти правильное расположение кулисы *35* относительно затвора. Может потребоваться съем болтов *19* крепления кулисы к приводному валу и последующая установка кулисы в нужном положении, после чего необходима проверка положения регулировочных винтов *11* и *17* путевых и моментных выключателей.

Для возможности управления приводом от маховика *28* последний нужно переместить влево. В целях предупреждения самопроизвольного перемещения маховика в это положение служит съемный фиксатор *13* (см. рис. 15.57, *а*), который необходимо заранее удалить. При этом кулачки *30* тарелки *29*, связанной с маховиком, сцепляются с кулачками *26* вилки *23*, а палец *24* толкателем *27* отводится в крайнее левое положение. Шестерня *31* этому не препятствует, так как палец скользит по ее шпоночным пазам *25*. В таком положении возможно управление от маховика, который при этом необходимо удерживать в крайнем левом положении. Движение от маховика, тарелки *29*, кулачков *30* и *26* передается через вилку *23* и палец *22* ходовому винту *20*. При включении двигателя привода ручной дублер автоматически отключается. Происходит это потому,

что угол α наклона скосов вилки *23* значительно больше угла трения, поэтому они выталкивают палец *24* в крайнее правое положение, а он своим толкателем *27* отводит тарелку *29* и маховик *28* в правое положение, расцепляя тем самым кулачки *26* и *30*. После этого маховик вращаться прекращает. Для предупреждения его самопроизвольного включения после работы вручную устанавливается на место фиксатор *13* (на рис. 15.57, *а*).

Из анализа конструкции рассматриваемых кулисно-винтовых приводов можно сделать вывод о том, что они содержат существенный недостаток, ведущий к значительному снижению к. п. д. изделия и ресурса его работы. Ходовой винт в работе испытывает не только осевую нагрузку и кручение (что неизбежно), но и побочную, которая ведет к его изгибу. Поскольку нагрузка максимальна в момент закрывания арматуры, то в это время максимальна и деформация винта. Потери же в передаче в этот момент работы привода наиболее неблагоприятно сказываются на всех характеристиках изделия.

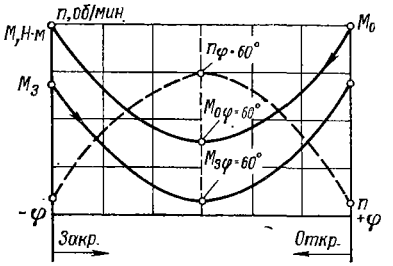


Рис. 15.59. Механическая характеристика кулисно-винтового привода: φ — угол поворота кулисы; $n_{\varphi=60^\circ}$ — частота вращения вала привода при среднем положении кулисы; $M_{0\varphi=60^\circ}$ и $M_{з\varphi=60^\circ}$ — предельные крутящие моменты привода (на открывание и закрывание) при среднем положении кулисы

Особенностью привода являются меняющийся предельный крутящий момент на валу и переменная частота его вращения. Так, если привод был настроен на предельный крутящий момент $M_з$, обеспечивающий герметичность запорного органа в закрытом положении арматуры, т. е. при крайнем положении кулисы, то во время ее вращения этот предельный момент составит

$$M_{з\varphi} = M_з / \cos \varphi,$$

где φ — угол поворота кулисы.

Поскольку в рассматриваемых приводах полный угол поворота кулисы равен 120°, т. е. $2\varphi = 120°$, то настроенный предельный момент будет наименьшим при среднем положении кулисы при $\varphi = 60°$. Меняется также и частота вращения приводного вала, которая равна

$$n = n_0 \cos \varphi,$$

где n_0 — мгновениая частота вращения вала привода во время среднего положения кулисы.

Для данных приводов она составит

$$n_0 = \frac{n_д}{i} \frac{P}{l_к},$$

где $n_д$ — частота вращения вала двигателя, об/мин; i — передаточное число от вала двигателя к ходовому винту привода; P — шаг резьбы ходового винта, мм; $l_к$ — расстояние от оси вала привода до оси ходовой гайки, когда кулиса находится в среднем положении, мм.

На рис. 15.59 приведена механическая характеристика кулисно-винтового привода, а также зависимость частоты вращения приводного вала n от положения кулисы. Для данных приводов предельный крутящий момент M и частота вращения приводного вала во время хода последнего меняются в два раза. То и другое обстоятельства в наибольшей степени отвечают требованиям арматуры, для которой идеальным является такой привод, который обеспечивает увеличение предельного момента в конце закрытия и начале открытия и его значительное снижение в процессе перемещения, а также минимальную скорость запирающего элемента в конце его хода и многократное ее увеличение в процессе перемещения.

В табл. 15.16 приведены основные характеристики кулисно-винтовых приводов арматуры, а в табл. 15.17 — электродвигателей. Приводы имеют два основных исполнения: нормальное и взрывозащищенное ВЗТ4 (одновременно кислото-

15.16. Основные характеристики кулисно-винтовых приводов

Тип присоединения	Обозначение	Исполнение	Характеристика									
			$M_{нб}$, Н·м	$\pm\delta$, Н·м	$Д_н$	$N_м$, об	$P_{нб}$, Н	n, об/мин	γ	$\gamma_д$ *	$\gamma_н$	$N_{min} = N_{max}$, об
Б	Б 099.035М	1	100	10	1,6	255	80	5,0	1,5	1,01—1,1	$1-\frac{1}{Д}$	$\frac{1}{3}$
		2	250	25	2,5		220					
		3	400	40	1,6		250			1,05—1,1		
В	Б 099.036М	1	630	63		450	300	1,25				
		2	1000	100			500					
Г	Б 099.037М	1	2000	200	2,0	471	400	0,66	1,4	1,02—1,05		
		2	3000	300	1,6		600					

* Расчетные значения.

15.17. Основные характеристики электродвигателей кулисно-винтовых приводов (синхронная частота вращения 1500 об/мин)

Тип двигателя	Номинальная мощность, кВт	Скольжение при номинальной нагрузке, %	Ток статора (А) при напряжении, В		Исполнение	$\frac{M_{max}}{M_н}$	$\frac{M_{min}}{M_н}$	$\frac{M_п}{M_н}$	$\frac{I_п}{I_н}$
			380	220					
АСВ-22-4ГХ	0,4	8	2,2	3,80	Взрывозащищенное, кислотощелочестойкое	7,1	2,5	1,8	4
АСВ-23-4ГХ	0,6		2,5	4,30		10,5			
АСУЛ-22-4	0,4	7	2,3	4,00	Нормальное, герметизированное виброударостойкое	7,1			
АСУЛ-23-4	0,6		2,5	4,35		10,5			

Примечание.
Число циклов в час — 6, длительность работы в цикле 1 мин, длительность стояики больше 9 мин. Допускается работа при других режимах при условии, что температура статора, измеренная методом сопротивления, не превышает 120 °С.

щелочестойкое). Каждый привод нормального исполнения снабжается двигателем типа АСУЛ-22-4 с номинальной мощностью $P_н = 0{,}4$ кВт (первая ступень наибольшего предельного крутящего момента данного привода) или типа

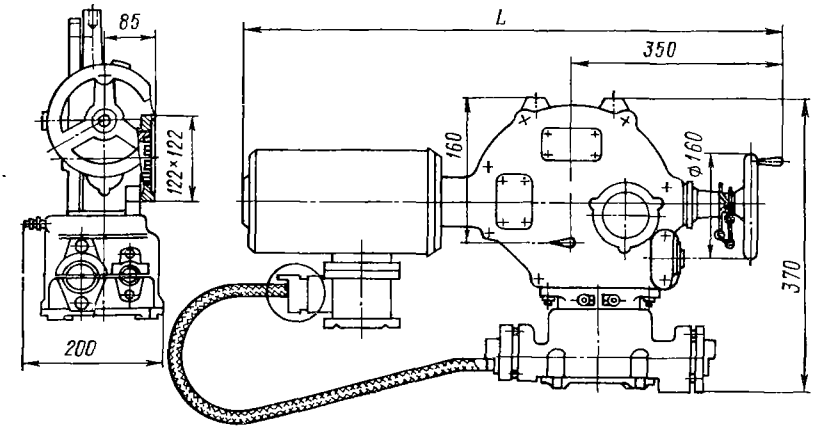


Рис. 15.60. Основные габаритные размеры кулисно-винтового привода с присоединением типа Б

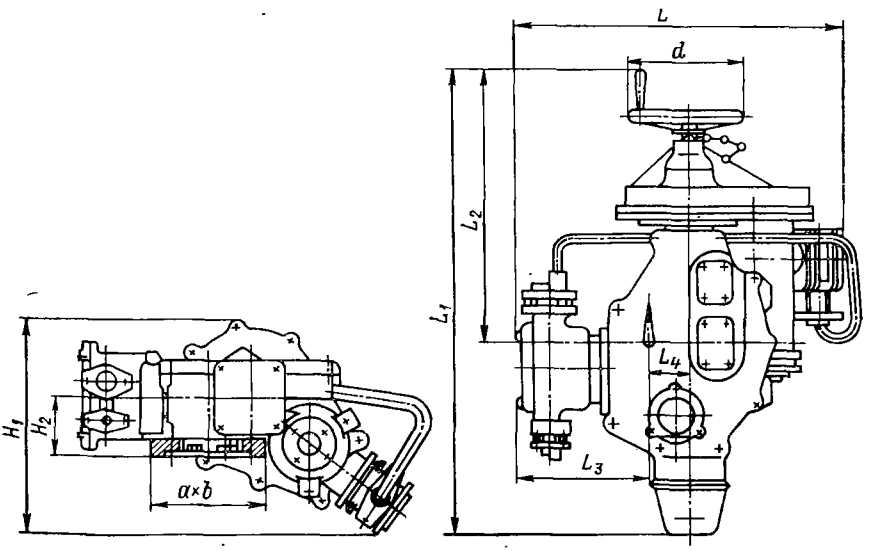


Рис. 15.61. Основные габаритные размеры кулисно-винтовых приводов с присоединениями типов В и Г

АСУЛ-23-4 с номинальной мощностью $P_н = 0{,}6$ кВт (вторая ступень наибольшего предельного крутящего момента того же привода). Приводы взрывозащищенного исполнения снабжаются двигателями АСВ-22-4ГХ с номинальной мощностью $P_н = 0{,}4$ кВт или соответственно АСВ-23-4ГХ с $P_н = 0{,}6$ кВт.

15.18. Основные габаритные размеры кулисно-винтовых приводов (размеры для справок)

Обозначение	Исполнение	$a \times b$	H_1	H_2	L	d	L_1	L_2	L_3	L_4	Масса, кг
		мм									
Б 099.035	I и II	Указаны на рис. 15.60			753	Указаны на рис. 15.60					23 (37)
	III				783						25 (42)
Б 099.036	I; II	155×155	310	95	420	200	800	480	230	110	48 (63)
Б 099.037	I	285×285	380	120	640	320	1050	640	310	70	82 (92)
	II										85 (95)

Примечание.
Масса, указанная в скобках, относится к приводам во взрывозащищенном исполнении.

В табл. 15.18 и на рис. 15.60 и 15.61 приведены основные габаритные размеры приводов с присоединениями типов Б, В и Г.

15.12. Выбор электропривода для управления арматурой

Выбор электропривода для управления арматурой сводится в основном к решению следующих задач: выбору конструкции (привода из числа изготовляемых с той или иной ММ), выбору его размера и частоты вращения приводного вала.

При выборе необходимо установить оптимальную конструкцию, использование которой наиболее целесообразно по всем технико-экономическим показателям. В табл. 15.19 приведены рекомендации по выбору конструкции электроприводов в зависимости от группы, к которой принадлежит та или иная арматура, ее жесткости и характеристик рабочей среды для различных способов управления ею.

Выбор размера привода для арматуры осуществляется в соответствии с расчетным наибольшим моментом сопротивления на ее шпинделе. Для арматуры I группы наибольшее значение момента сопротивления может быть необязательно в конце хода затвора, для арматуры II и III групп условно считается, что оно имеет место в последний момент закрывания прохода арматуры. Для арматуры III группы следует также знать расчетное значение момента сопротивления в конце ее открывания.

Примем следующие обозначения: $M_а$ — максимальный расчетный момент сопротивления на шпинделе арматуры I группы; $M_{а_{к.з}}$ — расчетный момент сопротивления на шпинделе арматуры II и III групп в конце закрывания; $M_{а_{к.о}}$ — расчетный момент сопротивления на шпинделе арматуры III группы в конце ее открывания.

Тогда настройка ММ может осуществляться в соответствии с табл. 15.20, которая разработана с учетом того, что во многих приводах (с типами муфт Р, О, ДБ) в моментах запуска ММ блокируется либо элементами схемы управления (например, пусковыми кнопками в схемах управления приводами с реле тока), либо механическим устройством в приводах с ДБ, а в приводах с О муфта не работает при пуске в сторону открывания арматуры. Это позволяет при выборе привода не учитывать момент сопротивления на шпинделе арматуры II и III групп в начале ее открывания, а арматуры III группы и в начале закрывания, так как

15.19. Рекомендации по выбору конструкции привода

Группа арматуры	Характеристика жесткости арматуры	Характеристика рабочей среды	Управление: Комбинированное — Тип муфты Р	О	Д	ДБ	Полуавтоматическое — Тип муфты Р	О	Д	ДБ	Автоматическое — Тип муфты Р	О	Д	ДБ
I	М	1; 2	+	У	О		+	У	О					
	Ж	1	+	У	О		+	У	О			О	У	
		2	—	+	У		—	+	У					
II	М	1	+	У	—	—	—	У	О	—	—	У		+
		2			О			+					О	
	Ж	1	—	+	—		+	У						
		2			О		—	+						
III	М	1; 2	+	У	О									
	Ж	1	+	У	О		—	—	У	+		—		
		2	—	+	У									

Примечание.
В таблице приняты следующие условные обозначения: 1 — чистая рабочая среда; 2 — в рабочую среду могут попадать посторонние предметы, которые, в случае их попадания под затвор, способны затормозить его перемещение; М — арматура, относящаяся к числу нежесткой; Ж — жесткая арматура; + — применение привода оптимально; У — применение возможно, но может потребоваться усложнение схемы управления; О — применение допустимо, но не оптимально, может потребоваться значительное усложнение схемы управления; — — использование технически недопустимо или экономически нецелесообразно.
Обозначение типа муфты см. в табл. 15.1.

в эти периоды работы арматуры крутящий момент на приводном валу может достигать наибольшего значения, величина которого определяется опрокидывающим моментом двигателя привода.

Только в одном случае (привод с муфтой Д на арматуре II группы) для дистанционного и автоматического управления настройки ММ (и выбор размера привода) связаны с моментом сопротивления на шпинделе арматуры в начале ее открывания. В данном случае он взят равным от 1,1 до $1{,}3M_{а_{к.з}}$.

Когда ММ привода используется только для предотвращения аварии (т. е. ее действие предусматривается только в случае заедания деталей или попадания постороннего предмета в запорный орган), предельный крутящий момент, развиваемый приводом, может превышать максимальный расчетный момент сопротивления на шпинделе арматуры, поскольку при таком использовании ММ это превышение не грозит преждевременным износом уплотнительных поверхностей запорного органа. Чем больше величина этого превышения, тем меньше вероятность срабатывания ММ от различных случайных причин. Однако оно не может быть чрезмерно большим из-за ограниченной прочности деталей арматуры. Практикой установлено, что это превышение должно находиться в пределах от 1,2 до 1,5

15.20. Рекомендации по настройке муфты привода с полуавтоматическим и автоматическим управлением

Группа арматуры	Цикл	Момент действия	Настроенный предельный момент			
			Тип ММ привода			
			Р	О	Д	ДБ
I	Открытие	Начало Последующий ход	$M_{кр}$ $(1{,}2 \div 1{,}5)\ M_{а}$	$M_{кр}$	$(1{,}2 \div 1{,}5)\ M_{а}$	$M_{кр}$ $(1{,}2 \div 1{,}5)\ M_{а}$
	Закрытие	Начало Последующий ход	$M_{кр}$ $(1{,}2 \div 1{,}5)\ M_{а}$	$(1{,}2 \div 1{,}5)\ M_{а}$	—	$M_{кр}$ $(1{,}2 \div 1{,}5)\ M_{а}$
II	Открытие	Начало Последующий ход	$M_{кр}$ $M_{а_{к.з}}$	$M_{кр}$	$(1{,}1 \div 1{,}3)\ M_{а_{к.з}}$	$M_{нб}$
	Закрытие	Начало Последующий ход	$M_{кр}$ $M_{а_{к.з}}$	$M_{а_{к.з}}$	$M_{а_{к.з}}$	$M_{кр}$ $M_{а_{к.з}}$
III	Открытие	Начало Последующий ход	—	—	$M_{кр}$ $M_{а_{к.о}}$	$M_{кр}$ $M_{а_{к.о}}$
	Закрытие	Начало Последующий ход			$M_{а_{к.з}}$	$M_{кр}$ $M_{а_{к.з}}$

Примечания:

1. Обозначения типа ММ привода см. в табл. 15.1.
2. В приводах с муфтой Д, установленных на арматуре III группы, контакты ММ должны быть блокированы путевым выключателем (в начале открывания прохода арматуры).

Большее значение относится к арматуре, запорный орган которой предрасположен к «прикипанию», когда изделие длительное время находится в закрытом положении.

При выборе размера привода необходимо, чтобы его максимальный предельный крутящий момент превышал или был равен наибольшему значению предельного крутящего момента, приведенному в табл. 15.20.

Для приближенного выбора электропривода можно воспользоваться зависимостью между крутящим моментом M, необходимым для управления изделием, и диаметром его шпинделя $d_{ш}$ (рис. 15.62). Прямая *I* относится к арматуре, шпиндель которой в работе испытывает как изгиб, так и кручение (в задвижках,

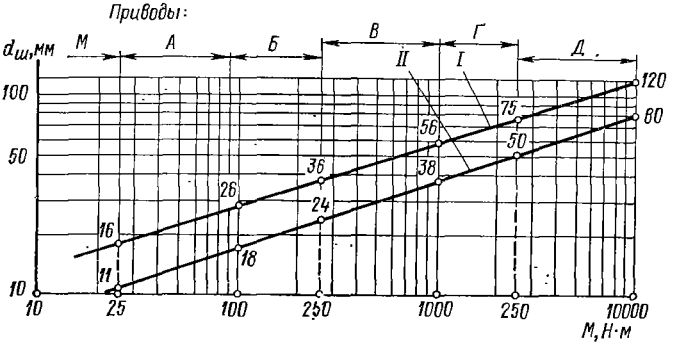


Рис. 15.62. Выбор размера электропривода в зависимости от диаметра шпинделя арматуры

клапанах); прямая *II* — к арматуре, шпиндель которой работает только на кручение (отдельные конструкции клапанов, краны, конусные и шаровые, заслонки и др.). Этот же график может быть использован для настройки ММ привода, величина предельного крутящего момента выбирается по графику для соответствующего размера шпинделя арматуры. Однако эта настройка при эксплуатации изделия должна быть уточнена путем пробных пусков привода.

Иногда для выбора электропривода удобнее пользоваться размерами (диаметром) маховика арматуры, управление которой следует механизировать. Диаметр маховика $d_{м}$ также связан с крутящим моментом на шпинделе арматуры. Эта зависимость представлена на графике рис. 15.63. Некоторая сложность при пользовании графиком возникает в связи с тем, что арматура с одним и тем же маховиком ($d_{м}$ = 500 мм) рассчитывается для управления одним человеком (прямая *II*) или двумя (прямая *I*). В последнем случае принято считать, что крутящий момент на шпинделе управляемой арматуры будет в 1,7—1,8 раз более, чем в первом. При выборе привода это обстоятельство должно быть учтено.

Возможность выбора частоты вращения приводного вала ограничена тем, что большинство выпускаемых приводов с муфтами типов Р, О и Д имеет одну частоту вращения (привод Б — две), поэтому можно говорить о выборе частоты приводного вала приводов унифицированного ряда, исключив приводы М и Д (они имеют одну частоту вращения вала). Из этого ряда привод А имеет две частоты вращения вала (12 и 24 об/мин), а приводы Б, В и Г — три (5—6; 20—25 и 40—50 об/мин).

В некоторых случаях возникает необходимость в более низкой частоте вращения вала (до 2 об/мин) или в более высокой (до 270—450 об/мин).

Высокая частота вращения вала привода необходима для управления задвижками, малая — для управления клапанами. Однако этим правилом можно руководствоваться только в том случае, если время перемещения затвора арматуры не имеет существенного значения и не определяется требованиями технологического процесса, участником которого является арматура. Если же время срабатывания арматуры регламентировано, то должен быть выбран привод с такой частотой вращения его вала, которая обеспечивает наибольшее совпадение

фактического времени срабатывания арматуры с заданным. С достаточной степенью точности (ошибка не превышает 5 %) время срабатывания арматуры может быть определено по формуле

$$T = Ni_{\text{р}}/n_{\text{н}},$$

где T — время срабатывания арматуры, мин; N — число оборотов выходного элемента арматуры, необходимое для полного закрытия или открытия арматуры; $i_{\text{р}}$ — передаточное число редуктора привода; $n_{\text{н}}$ — номинальная частота вращения вала двигателя, об/мин.

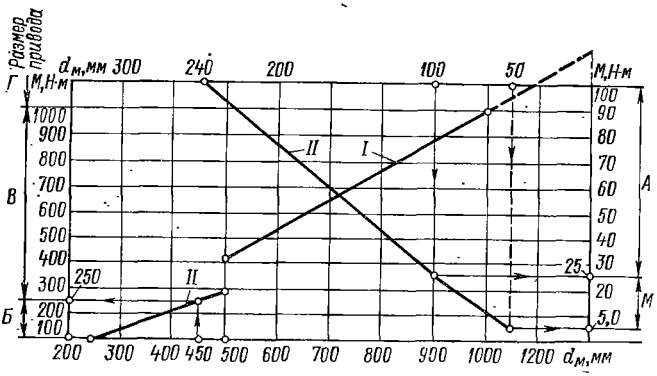


Рис. 15.63. Выбор электропривода в зависимости от диаметра маховика арматуры с ручным управлением

Фактическое время срабатывания арматуры в большинстве случаев будет несколько меньше, чем время, полученное по расчету.

В зависимости от исполнения путевого выключателя вал привода может совершить то или иное ограниченное количество оборотов. Оно должно быть достаточным для полного закрытия или открытия арматуры, поэтому при выборе привода должен также решаться вопрос выбора исполнения путевого выключателя.

Привод по своей конструкции и прочим элементам должен отвечать тем условиям эксплуатации, в которых он будет работать. К этим условиям относятся характеристики окружающей среды, включая ее температуру, влажность, химический состав и т. д., другие особенности эксплуатации (например, возможность вибрации, ударных нагрузок и др.). Необходимо располагать данными о режиме работы привода и требованиях к его работе в экстремальных условиях. Если этот режим отличается от того, на который рассчитан привод (кратковременный), то может потребоваться расчет нагрева электродвигателя, особенно для приводов во взрывозащищенном исполнении (допустимый нагрев двигателя в этих приводах имеет определенные ограничения).

Выбор привода может быть осуществлен только с учетом всего комплекса перечисленных вопросов.

Глава 16

ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫЕ ПРИВОДЫ АРМАТУРЫ

16.1. Назначение, классификация и область применения

Электромагнитный привод применяется в конструкциях запорной, распределительной, смесительной, регулирующей и других классов трубопроводной арматуры с условным проходом от 0,8 до 250 мм и давлением рабочей среды от $1 \cdot 10^{-7}$ Па до 20 МПа и более, температурой рабочей среды от —200 до +500° С. Имеются отдельные исполнения арматуры с электромагнитным приводом и на более широкие параметры (глубокий вакуум).

Электромагнитные приводы могут быть тянущего, толкающего, поворотного и реверсивного действия.

Конструкция, схема управления, изготовление и эксплуатация арматурных электромагнитных приводов весьма просты. Такие приводы обладают высокой циклической износоустойчивостью и быстродействием, очень просто согласуются с другими элементами систем автоматического управления.

Широкое разнообразие условий применения арматуры с электромагнитным приводом по назначению, свойствам рабочей среды и ее параметрам, условиям эксплуатации обусловливает и большое разнообразие предъявляемых к ее приводу требований: высокую надежность в течение заданной наработки или срока службы; большой циклический ресурс работы (число циклов срабатываний); малую потребляемую мощность; минимальную массу и габариты; невысокую стоимость. Могут предъявляться также требования безотказной работы в особых условиях: повышенной влажности кружающей среды, повышенной запыленности окружающей среды, повышенной и пониженной температуры окружающей и рабочей среды, наличия вибрации.

В ряде случаев необходимо учитывать и следующие дополнительные требования: наличие дистанционной или местной сигнализации положения сердечника, а также разделительной трубки или другого элемента, образующего герметичную полость, внутри которой должен располагаться только сердечник в контакте с рабочей средой; работу от сети переменного и постоянного тока при условии применения сменных катушек на широкий диапазон напряжений переменного и постоянного тока; обеспечение требуемой скорости перемещения затвора и ее стабильность; возможность регулирования (преднамеренного изменения) скорости открытия и закрытия клапана.

Одним из основных элементов электромагнитного привода является магнитопровод, который состоит из подвижного сердечника, замыкающего магнитопровод, и полюса.

Подвижный сердечник воспринимает электромагнитное усилие притяжения, возникающее между взаимодействующими торцами подвижного сердечника и полюса, и передает его запорному органу арматуры. Между взаимодействующими поверхностями сердечника и полюса имеются немагнитные зазоры, количество, величина и форма которых определяются конструктивным исполнением электромагнитного привода. Зазоры, в которых возникают усилия в направлении возможного перемещения сердечника, называются рабочими, а остальные — паразитными. Кроме того, к числу паразитных зазоров относятся и такие, которые необходимы для уменьшения воздействия остаточной индукции в деталях магнитопровода.

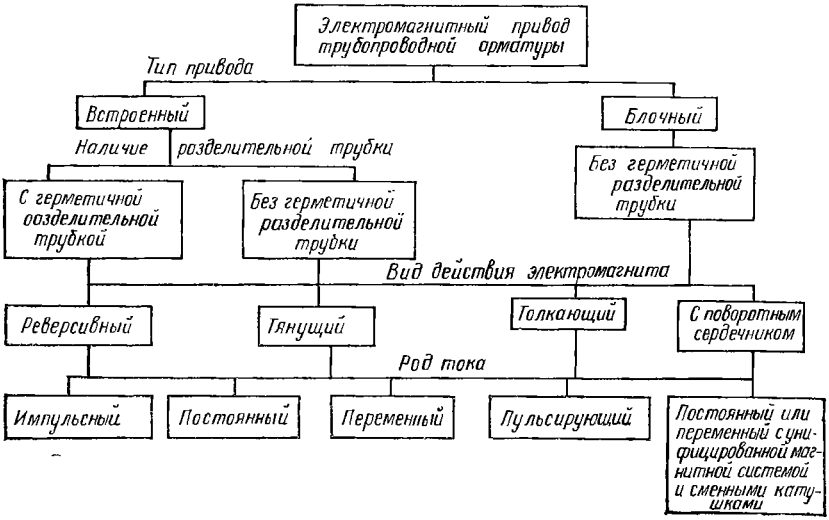
Перемещение сердечника, при котором он совершает полезную работу, называется рабочим ходом сердечника. Ниже приведена классификация электромагнитных приводов арматуры (схема 16.1). Электромагнитные приводы могут иметь герметичную разделительную трубку, в которой перемещается сердечник. Внутренняя полость герметичной разделительной трубки заполнена рабочей средой. В некоторых конструкциях полость герметичной разделительной трубки заполнена нейтральной жидкостью и отделена от рабочей полости корпусных деталей мембраной. Такое конструктивное решение создает благоприятные условия для работы электромагнитного привода, уменьшает шум и вибрацию, позволяет применять его при работе в агрессивных, загрязненных и вязких рабочих средах.

В арматуростроении применяются блочные и встроенные электромагнитные приводы. Встроенные электромагнитные приводы являются неотъемлемой составной частью арматуры. В таких конструкциях арматура без деталей электромагнитного привода функционировать не может. Блочные (агрегатные) электромагнитные приводы представляют собой самостоятельный электромагнитный механизм, устанавливаемый на корпусе арматуры с помощью фланца, кронштейна или другим способом. Связь сердечника электромагнитного привода с запорным органом осуществляется с помощью штока, тяги и т. п.

Клапаны с встроенными герметичными электромагнитными приводами имеют уменьшенные габариты и массу. Однако воздействие рабочей среды на детали привода (особенно тепловое воздействие на обмотку катушки) и невозможность

Схема 16.1

КЛАССИФИКАЦИЯ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ ПРИВОДОВ АРМАТУРЫ



отвода тепла из зоны размещения клапана ограничивают область применения арматуры со встроенным электромагнитным приводом и требуют применения для деталей электромагнита ферромагнитных коррозионностойких материалов и обмоточных проводов с изоляцией повышенной теплостойкости.

В арматуростроении в настоящее время в качестве приводных электромагнитов наиболее широкое применение нашли нейтральные электромагниты со втягивающимся сердечником и обмоткой параллельного включения (обмоткой напряжения). В таких электромагнитных приводах рабочий магнитный поток создается только с помощью обмотки, по которой проходит ток. Действие электромагнитного привода зависит только от величины этого потока и не зависит от его направления, а следовательно, от направления тока в обмотке. При отсутствии тока магнитный поток и сила притяжения, действующая на сердечник, практически равны нулю. У поляризованных приводных электромагнитов постоянного тока положение сердечника и, следовательно, связанного с ним запорного органа зависит от полярности сигнала, подаваемого на обмотку катушки.

Принцип действия этих приводов основан на введении в магнитную систему приводного электромагнита одного или нескольких постоянных магнитов, магнитный поток которых взаимодействует с основным магнитным потоком, создаваемым обмоткой (обмотками). В некоторых конструкциях в магнитной системе приводного электромагнита предусматривается вставка из магнитотвердого материала. Последняя, намагничиваясь под действием магнитного потока, создаваемого обмоткой, создает магнитный поток в цепи магнитопровода после снятия напряжения с обмотки. При подаче определенного электрического сигнала обратной полярности вставка размагничивается, магнитный поток в цепи магнитопровода становится равным нулю и сердечник возвращается в исходное положение. Однако такие конструкции предназначены для решения специальных задач и имеют ограниченное применение в промышленности.

У электромагнитов со втягивающимся сердечником последний целиком или частично располагается внутри катушки с обмоткой и в процессе срабатывания дополнительно погружается в нее. Втягивание сердечника происходит как за счет магнитного потока, проходящего через его торцовую поверхность, так и за счет действия магнитного потока рассеяния, проходящего через его боковую поверхность. Конструктивно арматурные электромагнитные приводы со втягиваю-

щимся сердечником довольно просты, а их детали, имеющие в большинстве случаев цилиндрическую форму, технологичны в изготовлении. Корпус электромагнитного привода в большинстве конструкций одновременно является магнитопроводом. Электромагнитные приводы легко сочетаются с подавляющим большинством конструкций запорных и распределительных клапанов. Возможность же применения в конструкции втяжных электромагнитов герметичной разделительной трубки, обеспечивающей герметизацию рабочей полости клапана относительно окружающей среды, объясняет их преимущественное применение в конструкциях герметичных электромагнитных приводов.

В зависимости от требуемой тяговой характеристики привода применяются втяжные электромагнитные приводы с неподвижным полюсом, без неподвижного полюса или с разомкнутой цепью. Последние могут быть с незамкнутой магнитной цепью и без магнитопровода. Тяговая характеристика втяжных электромагнитных приводов определяется также и формой рабочего промежутка, зависящей от геометрической формы взаимодействующих участков торца сердечника и части магнитопровода, к которой он притягивается (неподвижный полюс, торцовый фланец и т. п.). Преимущественное распространение в конструкциях запорных и распределительных клапанов в настоящее время получили втяжные приводные электромагниты с неподвижным полюсом и плоской или усеченно-конической формой взаимодействующих торцов сердечника и полюса.

16.2. Блочные электромагнитные приводы

Блочные (агрегатные) электромагнитные приводы применяются в конструкциях арматуры в тех случаях, когда по условиям эксплуатации необходимо изолировать детали привода от воздействия (теплового, коррозионного и др.) рабочей среды.

Герметизация ввода штока в рабочую камеру арматуры осуществляется с помощью сальника, колец, мембраны или сильфона. В таких конструкциях детали электромагнитного привода изолированы от воздействия рабочей среды, проходящей через рабочую полость арматуры, и эти приводы в большинстве случаев принципиально ничем не отличаются от известных электромагнитных приводов общепромышленного назначения (станочных, тормозных и т. п.).

Существенным недостатком конструкций арматуры с блочным электромагнитным приводом, ограничивающим их применение в арматуростроении, являются большие габариты, значительная масса и повышенное потребление электроэнергии. Увеличенные габариты объясняются наличием в таких конструкциях элементов, обеспечивающих стыковку привода с арматурой, на которой он установлен, а повышенное потребление электроэнергии — значительным дополнительным противодействующим усилием, обусловленным трением в сальнике, жесткостью сильфона или мембраны и т. п., которое должен преодолеть привод. Циклический ресурс таких конструкций ограничен долговечностью сильфона или мембраны, а сальник требует систематического обслуживания и создает возможность утечки рабочей среды в окружающую атмосферу в процессе эксплуатации.

Блочные электромагнитные приводы могут быть изолированы от воздействия рабочей среды и снабжены сигнализацией положения сердечника и связанных с ним деталей арматуры.

К блочным (агрегатным) относятся электромагниты общетехнического назначения типов МИС, ЭД, МТ, ЭУ и специально спроектированные для управления арматурой.

Электромагнитный привод блочный типа ЭВ-3 (рис.16.1). Конструкция имеет широкое применение в арматуре. Привод предназначен для управления запорными клапанами, содержащими разделительный элемент (сальниковое уплотнение) и рассчитанными на длительное нахождение в открытом или закрытом состояниях. Электромагнитный привод ЭВ-3 состоит из корпуса *1* с фланцем для крепления на корпусной детали клапана, катушки *3* силового электромагнита, катушки *5* электромагнита защелки, сердечника *2* силового электромагнита, рычага *10*, приводящего в действие контактную систему *9*, реверсирующей пружины *11*, механического защелочного устройства *4*, якоря *7* электромагнита защелки, кнопочного ручного дублера *6* и полюса *8*.

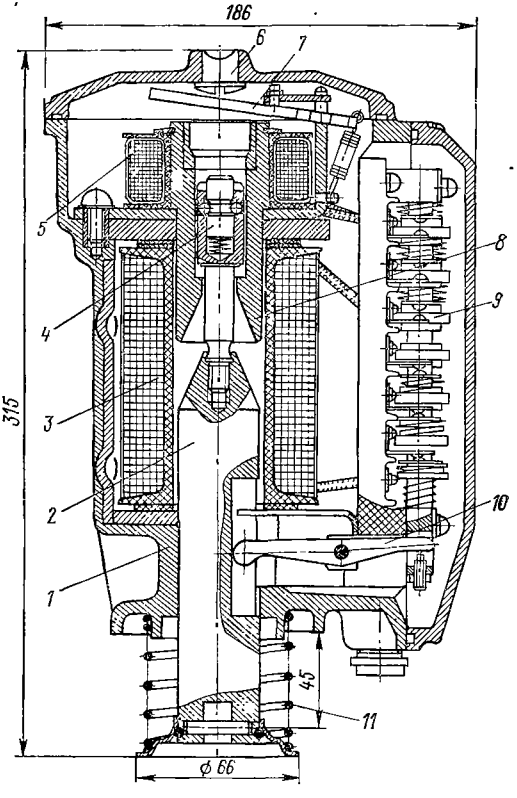


Рис. 16.1. Электромагнитный привод ЭВ-3

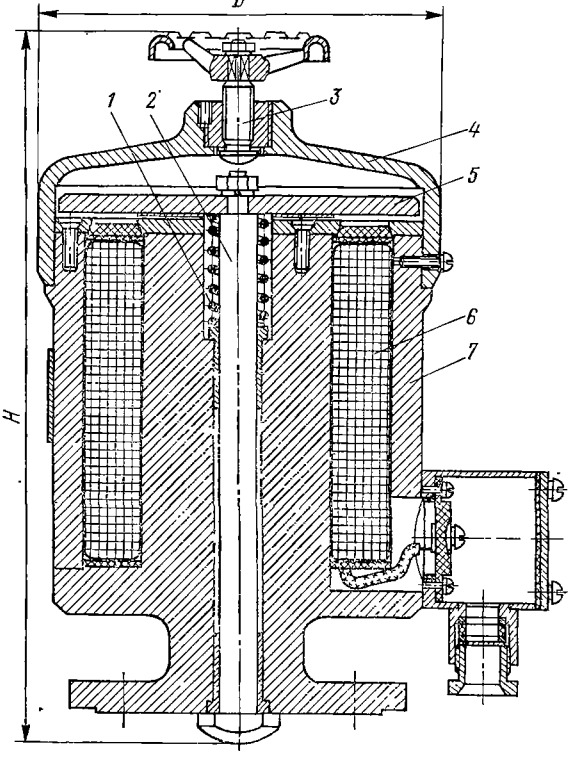


Рис. 16.2. Электромагнитный привод толкающего типа

16.1. Технические характеристики блочных электромагнитных приводов

Обозначение	Род тока; напряжение, В	Тяговое усилие, Н	Ход сердечника, мм	Потребляемая мощность, Вт	Диаметр сердечника, мм	Материал сердечника	Предельно допустимая температура, °С	
							рабочей среды	окружающей среды
ПЗ 098.006-00	Переменный (220 ± 11)	50 **, 40 -	8; 6	575; 355 *	22	Сталь 10895 по ГОСТ 11036—75	От —10 до +50	От —10 до +50
							45	90
К 96484-006	Постоянный ($12\pm0{,}6$)	67	2	100	16	Сплав 16Х	50	От —50 до +70
Б 055.022	Постоянный ($220^{+7{,}7}_{-46{,}2}$)	200	12,5	350	40	Сталь 10895	50	70
ЭВ-3	Постоянный (110; 220); Переменный (220; 230; 240; 380; 400; 415; 440)	100	30	800; 350 *	35	Ст2	150	От —40 до +40
С 96464-020; ЛСБ	Постоянный ($175\div320$)	150	8	700	25	Сталь 10895	60	60
Т 098.052	Постоянный (220 ± 22)	1200	1,8	150	135	Сталь 10	От —10 до +35	От —10 до +35

* Мощность электромагнита защелки.
** Исполнительный привод.

При подаче напряжения на обмотку катушки *3* сердечник *2* перемещается к полюсу *8*. В конце его перемещения срабатывает защелка *4*, а рычаг *10* переключает контактную систему *9*. Одни контакты этой системы размыкаются, другие — замыкаются. Часть из числа размыкающихся контактов отключают катушку *3* от сети, другие используются для сигнализации. Замыкающиеся контакты подготовляют цепь для последующего включения электромагнита защелки и подают сигнал о положении сердечника *2*. При подаче напряжения на обмотку катушки *5* сердечник *7* воздействует на защелку *4*, и сердечник *2* под действием своего веса и пружины *11* перемещается в исходное положение. Рычаг *10* возвращает контактную систему в исходное состояние, обмотка катушки *5* обесточивается, электрическая цепь обмотки катушки *3* подготовляется для последующего включения. Кнопка ручного привода *6* освобождает механическую защелку. Привод снабжен катушками постоянного тока на напряжение 110 или 220 В. Для питания от сети переменного тока он комплектуется выпрямительным устройством. Режим работы — кратковременный (ПВ 5%), длительность цикла 1 мин, число включений в 1 ч — не более 30.

Электромагнитный привод толкающего типа, блочный (агрегатный), с внешним притягивающимся сердечником (рис. 16.2). Привод состоит из корпуса *7* с фланцем для крепления к арматуре, катушки *6*, дискового сердечника *5*, крышки *4*, на которой установлен ручной дублирующий привод *3*. Сердечник *5* связан с толкателем *2*, который приводит в действие арматуру. В исходное положение сердечник и толкатель возвращаются пружиной *1*.

Технические характеристики и габаритные размеры блочных арматурных электромагнитных приводов приведены в табл. 16.1 и 16.2.

16.2. Габаритные размеры и масса блочных электромагнитных приводов арматуры

Обозначение	Габаритные размеры, мм		Масса, кг		
	D	*H*	привода	обмотки	сердечника
ПЗ 098.006-00	116	221	11,5	1,35	0,300
Т 098.052	150	254	18,0	1,20	1,200
С 96464-020	85	142	4,0	0,80	0,300
К 96494-006	88	112	4,2	0,52	0,055
ЭВ-3	186	315	9,5	1,90	1,200
Б 055.022	160	210	15,0	1,00	0,600

16.3. Встроенные герметичные электромагнитные приводы

Встроенный электромагнитный привод с герметичной разделительной трубкой представляет собой электромагнитный механизм, в котором посредством магнитного поля осуществляется бессальниковая передача энергии сердечнику, размещенному в герметизированной полости, через тонкостенную трубку. Герметичная трубка предназначена для защиты катушки от воздействия рабочей среды. От воздействия окружающей среды и механических повреждений катушка защищена кожухом. Такие электромагнитные приводы имеют ряд конструктивных особенностей. Так, сердечник и другие детали электромагнита, непосредственно соприкасающиеся с рабочей средой, изготавливаются из низкокачественных по магнитным свойствам ферромагнитных коррозионностойких сталей. Металлическая немагнитная разделительная трубка вносит значительные «паразитные» зазоры в цепь магнитопровода и представляет собой короткозамкнутый контур при работе электромагнита от сети переменного тока.

Электромагнитный привод Т 098031-00 тянущего типа встроенный с герметичной разделительной трубкой и унифицированной магнитной системой (рис. 16.3). Имеет конструкцию, характерную для многих электромагнитных приводов.

Разделительная трубка *2* из маломагнитной стали 08Х18Н9Т одним торцом герметично соединена с фланцем *1*, а другим — с полюсом *4*. Сердечник *3* размещен в полости разделительной трубки и при установке на арматуре выполняет функции управляющего или основного запорного органа, для чего на его торце закреплено уплотнение *12*. Для герметизации ввода кабеля электропитания предусмотрено резиновое кольцо *9*.

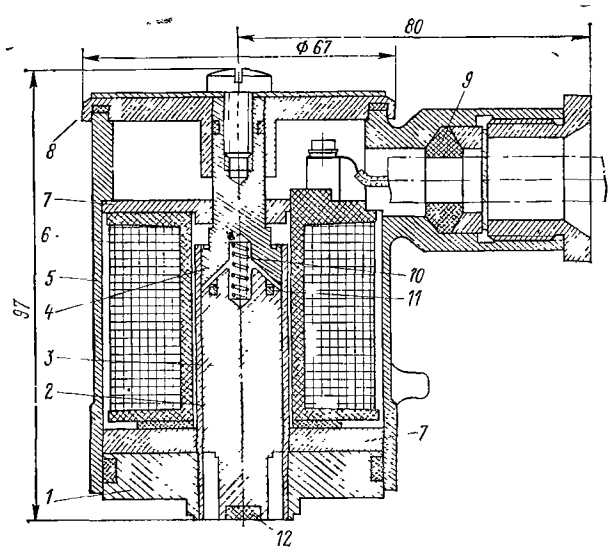


Рис. 16.3. Встроенный электромагнитный привод Т 098031-00

Для снижения уровня пульсации сердечника электромагнита, работающего с катушками переменного тока, на торце сердечника *3* в пазу установлено короткозамкнутое кольцо *11*. Пружина *10* служит для исключения «залипания» сердечника под воздействием остаточной индукции в деталях магнитопровода, а также создания контактного давления, обеспечивающего герметичное перекрытие проходного канала в арматуре уплотнением *12*. От окружающей среды катушка защищена кожухом *5* с двумя шайбами *7*, исполняющими функцию замыкающего магнитопровода, и крышкой *8*. При подаче напряжения на катушку *6* сердечник *3* движется вверх до упора в торец полюса *4*. После снятия напряжения с катушки *6* сердечник *3* под действием своего веса и усилия пружины *10* возвращается в исходное положение. Фланец *1* соединяется с корпусом управляемой арматуры и выполняет функцию крышки корпуса арматуры. Фланец, разделительная трубка, полюс, корпус арматуры образуют герметизированную относительно внешней среды полость, заполненную рабочей средой.

Электромагнитный привод ЭМП тянущего типа встроенный с герметичной разделительной трубкой (рис. 16.4). Привод нашел широкое применение для управления запорными клапанами типа СВМ с $D_y = 25; 40; 50$ и 65 мм. В отличие от предыдущей конструкции сальниковый ввод кабеля электропитания расположен на крышке корпуса привода. Привод рассчитан на работу со сменными катушками постоянного и переменного тока.

Электромагнитный привод сдвоенный толкающего типа постоянного тока (рис. 16.5) Б 098.005. Привод содержит два электромагнита аналогичной конструкции, объединенных в одном корпусе.

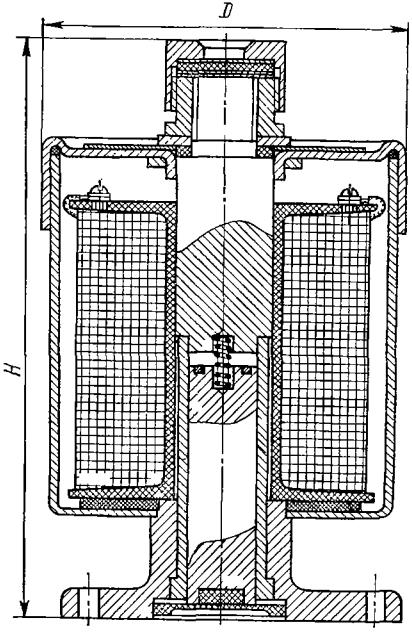


Рис. 16.4. Встроенный электромагнитный привод ЭМП

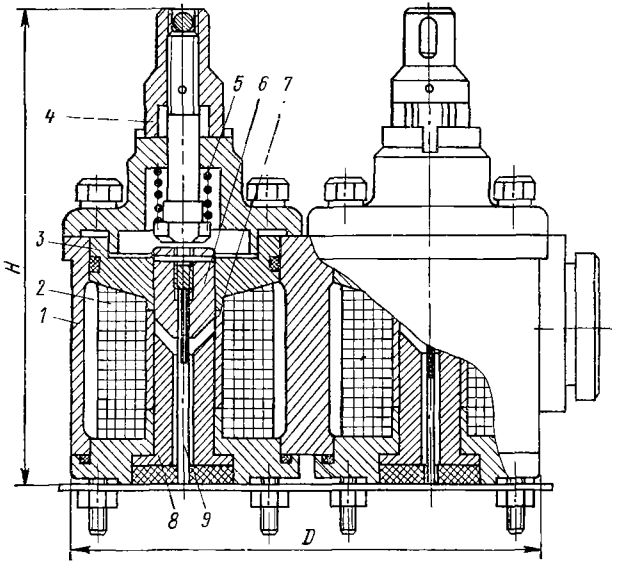


Рис. 16.5. Сдвоенный электромагнитный привод Б 098.005:
1 — корпус; *2* — обмотка; *3* — магнитопровод; *4* — ручной дублер; *5* — пружина ручного дублера; *6* — сердечник; *7* — немагнитная втулка; *8* — полюс; *9* — шток

16.3. Габаритные размеры и масса встроенных герметичных электромагнитных приводов

Обозначение	Габаритные размеры, мм		Масса, кг		
	D	*H*	привода	обмотки	сердечника
Б 098.004-00	70	120	2,60	0,300	0,040
Б 098.005-00	138	125	6,00		0,040
098.057	70	126	1,20		0,060
Т 26314-010	45	73	0,52	0,170	0,060
Т 26314-010-01			0,50	0,160	0,050
Т 098.062	56	68	0,98	0,208	0,060
ПЗ 098.025-00	67	109	1,60	0,440	0,080
ЭМП-3	74	120	1,45	0,520	0,101
ПЗ 26291-010	69	215	1,70	0,196	0,064
ПЗ 26291-040	86	155	5,30	1,300	0,130
СЗ 055.037-00	94	115	1,70	0,500	0,088
Т 098.031-00	67	97	1,70	0,440	0,084
Б 055.061-00	140	150	15,0	5,500	1,000
Т 055.048-01	140	110	5,80	0,500	0,050
Т 098.048	150	234	18,50	4,000	2,400
ПЗ 098.027-00	65	109	1,60	0,440	0,080
Т 26235-010	50	90	0,79	0,270	0,048
Т 26316-015	85	150	3,90	1,200	0,470
Т 26316-015-01			4,50		
Т 098.045-00	43	51	0,33	0,050	0,013
Т 098.046-00					
Т 098.047-00					
ЭВ-2	109	100	3,20	0,400	0,210
Б 055.042-00	60	160	3,30	0,039	0,300
Б 26056-00	102	143	6,30	0,300	1,800
098.060	56	58	0,98	0,208	0,060
ЭВ-1	79	95	2,30	0,500	0,100
Т 098.049-00	80	110	2,52	0,500	0,300
Т 098.050-00	130	245	14,60	5,800	0,940
Б 26102-032	150	218	11,30	2,200	0,700

16.4. Основные технические характеристики встроенных герметических электромагнитных приводов арматуры

Обозначение	Род тока	Напряжение, В	Тяговое усилие, Н	Ход сердечника, мм	Потребляемая мощность	Диаметр сердечника, мм	Марка стали сердечника	Предельно допустимая температура, °С: рабочей среды	Предельно допустимая температура, °С: окружающей среды	Давление рабочей среды, $p_р$, МПа	Рабочая среда
ПЗ 098.025-00	Постоянный;	12; 24; 110; 220	2	5,5	15 Вт	18	12Х17	65	От —50 до +50	2,3	Хладон; пресная вода
	переменный, 50 Гц;	127; 220; 380; 400									
	переменный, 60 Гц	220									
Т 26235-010	Постоянный	27	2,5	4,5	9 Вт	14	12Х17	30	До 30	1,2	15%-ный раствор этилового спирта в дистиллированной воде
ПЗ 098 027-00	Переменный, 50 Гц	220	3,5	5	40 В·А	18	12Х17	От 10 до 100	От —50 до +50	2,3	Газообразный хладон-12
								От 1 до 45			Воздух
								От 20 до 60			Хладон-22

ЭВ-2	Постоянный	110; 220; 380	4,0	18, из которых первые 6 мм без нагрузки	30 Вт	Шестигранник 24 мм	Шихтованный из листовой стали Э12	+35	+40	1,6	Природный газ; аммиак; хладон 12; вода пресная
	Переменный, 50 Гц	127; 220; 230; 380; 400; 415									
	Переменный, 60 Гц	220									
ПЗ 26291-040	Переменный, 50 Гц	220	3,4	9	77 В·А	16,5	12Х17	175	До 60	0,6	Пар
Т 098.031-00	Постоянный	24; 110; 220	4,2	2	20 Вт	18	12Х17	От —20 до +50	+50	2,3	Жидкий хладон
	Переменный, 50 Гц	127; 220; 380			20 В·А			От 20 до 60			Газообразный хладон
								От 1 до 40			Вода
								От —45 до +40			Жидкий аммиак
								От —20 до +60			Газообразный аммиак
								От —15 до +30			Раствор NaCl
								От —45 до +30			Раствор $CaCl_2$

Обозначение	Род тока	Напряжение, В	Тяговое усилие, Н	Ход сердечника, мм	Потребляемая мощность	Диаметр сердечника, мм	Марка стали сердечника	Предельно допустимая температура, °С: рабочей среды	Предельно допустимая температура, °С: окружающей среды	Давление рабочей среды $p_р$, МПа	Рабочая среда
ПЗ 26291-010	Переменный, 50 Гц	220	4,3	6	20 В·А	14	12Х17	115	35	От 0,15 до 0,8	Пар
Т 26314-010-01	Постоянный	110	5	2,5	10 Вт	16	12Х17	20	От 0 до 55	0,03	Природный газ
Т 26314-010-02	Переменный, 50 Гц	220; 230; 240	5	2,5	18 В·А	16	12Х17	20	От 0 до 55	1,6	Природный газ
Т 26314-010-03	Переменный, 50 Гц	220; 230; 240	10	1,0	18 В·А	16	12Х17	20	От 0 до 55	1,6	Природный газ
098.060	Переменный, 50 Гц	220; 380	6,5 5,5	5 7,5	25 В·А	14	16Х	От 0 до 50	50	2,5	Масло-хладоновая смесь
Т 098.062	Переменный, 50 Гц	127; 220; 380; 400	6,5	5,0	25 В·А	14	16Х	От —20 до +45	От —50 до +50	2,5	Жидкий хладон, пресная вода
Т 098.062	Переменный, 60 Гц	220	6,5	5,0	25 В·А	14	16Х	От —20 до +45	От —50 до +50	2,5	Жидкий хладон, пресная вода
ЭМП	Постоянный	12; 24; 110; 220; 380	17	2,0	20 Вт	18	12Х17	50	От —50 до +50	1,6	Хладон, аммиак, рассолы NaCl и $CaCl_2$
ЭМП	Переменный, 50 Гц	127; 220; 230; 240; 380; 415	1,4 8,5	2,0 5,0	40 В·А	18	12Х17	50	От —50 до +50	1,6	Хладон, аммиак, рассолы NaCl и $CaCl_2$

	Переменный, 60 Гц	110; 127; 220; 380; 400; 440									
Т 26316-015	Постоянный	110	90	3	52 Вт	32	12Х17	90	От 5 до 50	0,25	Мазут М40 и М100
Т 26316-015-01	Переменный, 50 Гц	220	70					20			
Б 26056-00	Постоянный	24	9,1	2	16 Вт	25		65	От 5 до 40	0,4	Щелочь, кислород
Б 055.061-00		220; 110	150	7	85 Вт	62		60	50	0,03	Воздух
Т 098 048		220	320	3,2	65 Вт	60		От 0 до 35	От 10 до 45	7,5	Вода техническая
ЭВ-1		110; 220; 380	4	6	20 Вт	18		От —40 до +35	От —40 до +50	1,3	Вода
	Переменный, 50 Гц	127; 220; 230; 380; 400; 415			80 В·А						Воздух, хладон, аммиак
Т 098.045-00	Переменный, 40 Гц	220	0,5		7 Вт	8,5		От 5 до 100	От 15 до 35	0,5	Вода
Т 098.046-00			0,5	7							
Т 098.047-00			0,5	3,5							
Б 098.004-00	Постоянный	24; 27; 220	40	2	15 Вт	18	10895	65	65	2,5—5,5	Воздух

Обозначение	Род тока	Напряжение, В	Тяговое усилие, Н	Ход сердечника, мм	Потребляемая мощность	Диаметр сердечника, мм	Марка стали сердечника	Предельно допустимая температура, °С		Давление рабочей среды $p_р$, МПа	Рабочая среда
								рабочей среды	окружающей среды		
Б 098.005-00	Постоянный	175—320; 24; 110; 220	40	2	15 Вт	18	10895	65	65	2,5—5,5	Воздух
Б 055.042-00		220					12Х17	160	40	6	Вода
098.057		24; 27; 200	45		12 Вт		10895	80	65	5,5	Воздух
098.057-01							12Х17				Вода
Т 055.048		27; 220; 175—320	50		20 Вт		10895	От 5 до 65		От 2,5 до 5,5	Воздух
Т 055.048-01							12Х17				Вода
Т 098.049-00		220	43	1,1	20 Вт	22		100	60	От 0,5 до 3.6	Конденсат
Т 098.050-00			360	9	350 Вт	35		От 28 до 100	50	0,1	Воздух
Б 026102-032			170; 90; 70; 40	5; 8; 10; 12	55 Вт	35		90	От —10 до +40	0,15	Азот

Примечание.
В числителе указаиа мощность электромагнита защелки, в знаменателе — мощность основного электромагнита.

Выходными элементами электромагнитов привода ивляются два штока *9*. При подаче напряжения на обмотку *2* сердечник *6* перемещается к полюсу *8* и с помощью штока *9* воздействует на затвор арматуры. После обесточивания обмотки сердечник со штоком возвращается в исходное положение под действием упругого элемента запорного устройства арматуры. Оба электромагнита не взаимосвязаны и могут срабатывать как одновременно, так и поочередно. Ручной дублер *4* обеспечивает возможность принудительного перемещения штока *9* только в одну сторону. Электромагнитные приводы такой конструкции нашли широкое применение для управления распределительными клапанами. Технические характеристики электромагнитного привода приведены в табл. 16.3 и 16.4. Там же приведены характеристики подобных по конструкции и принципу действия приводов сдвоенных типа Т 055048 и одинарных типов Т 098057, Б 098004, Б 098042.

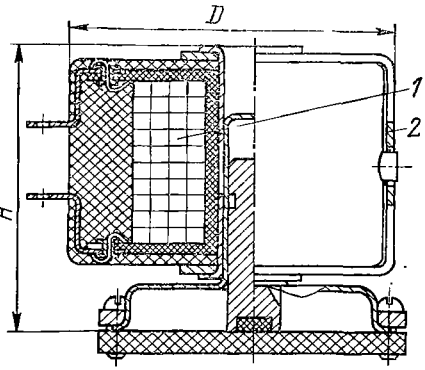


Рис. 16.6. Электромагнитный привод, работающий на потоках рассеяния Т 098046

Электромагнитный привод переменного тока встроенный с герметичной разделительной трубкой Т 098046 (рис. 16.6). Привод не содержит полюса и работает на потоках рассеяния. Магнитопровод *2* выполнен в виде скобы, охватывающей катушку *1*, заключенную в оболочку из эпоксидного компаунда. Приводы такой конструкции проектируются на малое тяговое усилие (до 0,5—0,8 Н). Отличительной особенностью конструкций является то, что в случае заклинивания сердечника в промежуточном положении тепловой режим работы обмотки при прохождении электрического тока не превышает допустимый и катушка не выходит из строи.

Основные технические характеристики и габаритные размеры ряда встроенных герметичных электромагнитных приводов приведены в табл. 16.3 и 16.4.

Глава 17

ПОРШНЕВЫЕ ПНЕВМО- И ГИДРОПРИВОДЫ

17.1. Устройство и назначение

Поршневые приводы применяются для управления арматурой различных типов: клапанов, задвижек, кранов и заслонок. Наиболее важными являются следующие достоинства поршневых приводов: возможность использования энергии рабочей среды, транспортируемой по трубопроводу, в качестве управляющей для действия арматуры; применение коротких коммуникаций; возможность получения больших ходов и больших усилий при прямолинейном ходе штока; быстродействие при использовании в качестве управляющей среды сжатого воздуха или газов под давлением; простота конструкции и ограниченное число деталей в конструкции привода. При применении поршневого привода ограничение усилия достигается наиболее простым способом — ограничением давления в приводе.

Благодаря этим качествам поршневой привод на многих производствах используется для механизации и автоматизации управления задвижками и клапанами, например при модернизации цехов и установок, так как многие конструкции с ручным управлением, например задвижки, сравнительно легко могут быть оснащены поршневым приводом путем установки пневмо- или гидроцилиндра.

Поршневые приводы арматуры можно разделить по свойствам управляющей среды на пневмоприводы и гидроприводы; по циклу срабатывания — на приводы двустороннего и одностороннего действия.

В поршневых приводах двустороннего действия прямой и обратный ходы совершаются под давлением управляющей среды. В поршневых приводах одностороннего действия прямой ход совершается под давлением управляющей среды, обратный ход — под действием пружины возврата, предварительно сжатой при прямом ходе поршня.

По характеру движения выходного звена поршневые приводы можно разделить на прямоходные и поворотные. В прямоходных выходной шток совершает поступательное прямолинейное движение, в поворотных — вращение, обычно на угол 90° (четверть оборота для управления кранами). Имеются конструкции, создающие несколько оборотов выходного звена: они могут применяться для управления другими типами арматуры (клапанами).

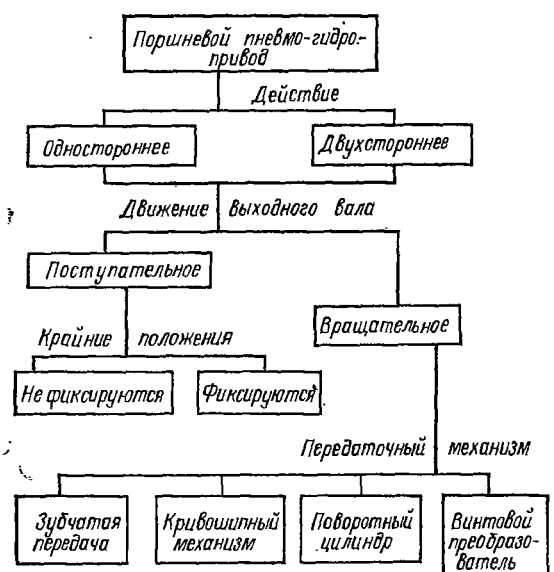
В поворотных приводах для преобразования поступательного движения поршня во вращательное выходного вала могут применяться рычажная передача, кривошипно-шатунный механизм, реечно-зубчатая и винтовая передачи (последняя применяется редко).

Поршневые приводы могут быть с шатуном и неподвижным цилиндром и без шатуна с поворотным (качающимся) цилиндром. Качающийся цилиндр выполняет одновременно и роль шатуна.

По методу компоновки поршневые приводы могут иметь блочную конструкцию (в виде отдельного агрегата) или быть встроенными в конструкцию арматуры. Классификация поршневых приводов приведена на схеме 17.1.

Схема 17.1

КЛАССИФИКАЦИЯ ПОРШНЕВЫХ ПНЕВМО-ГИДРОПРИВОДОВ



К поршневым приводам относятся также сильфонные приводы, отличающиеся тем, что они не имеют поршня, поскольку под действием давления управляющей среды изменяет свою длину сильфон.

К поршневым можно условно отнести лопастные пневмо- и гидроприводы, в которых вместо рабочего цилиндра имеется круглая плоская рабочая камера, а вместо поршня — рабочая лопасть, совершающая поворот в рабочей камере под действием давления управляющей среды.

Отдельное место занимают пневмоприводы с чулочным уплотнением, в которых сравнительно малой толщины поршень в цилиндре расположен со значительным зазором. Подвижное сопряжение поршня с цилиндром герметично уплотнено резиновым чулком, один конец которого соединен с поршнем, другой — с цилиндром. Такая конструкция обеспечивает высокую герметичность сопряжения поршня с цилиндром, но накладывает определенные ограничения на управляющее давление, величину хода, температуру управляющей среды и ресурс привода.

Поршневые пневмоприводы работают с ускорением в связи с большими скоростями движения газа и создают удары в конце хода, что во многих случаях недопустимо. В этих случаях пневмопривод снабжают гидротормозом, что усложняет конструкцию.

Гидроприводы обычно работают с меньшими скоростями движения поршня из-за большого гидравлического сопротивления, создаваемого в подводящих трубопроводах системы управления приводом.

Для создания постоянного усилия на штоке поршень необходимо держать под давлением. В пневмоприводах это вызывает повышенную утечку воздуха (газа) через сопряжение поршня с цилиндром и через сальник. Гидропривод создает меньшие объемные протечки. Однако протечки воздуха не оставляют следов, протечки масла загрязняют рабочее место. Гидроприводы допускают применение значительно бо́льших давлений управляющей среды, чем пневмоприводы, в которых давление воздуха редко превышает 4,5 МПа. В связи с этим гидроприводы позволяют применять конструкции меньших размеров.

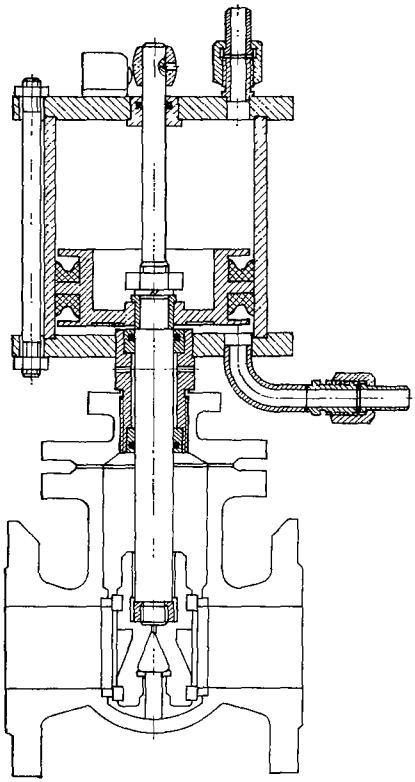


Рис. 17.1. Параллельная задвижка 30ч6, оснащенная поршневым приводом

Пневмопривод позволяет использовать в качестве управляющей среды производственные компрессорные линии сжатого воздуха, в то время как для гидропривода требуется насосная станция.

В связи с большей упругостью управляющей среды и бо́льшими скоростями газа при давлениях свыше 1 МПа, пневмопривод часто работает с пульсирующей скоростью движения поршня. Процесс этот протекает следующим образом. После подачи сжатого воздуха (газа) давление в камере над поршнем возрастает до тех пор, пока усилие поршня не преодолеет силу сопротивления, создаваемую арматурой. Затем начинается разгон поршня и снижение давления воздуха, не компенсируемое поступлением. Усилие на поршне снижается, он затормаживается, пока не повысится давление и снова не начнется ускоренное движение. Этот процесс создает неравномерное движение при управлении арматурой.

Таким образом, пневмопривод и гидропривод имеют каждый свои достоинства и недостатки. Ввиду этого для больших конструкций применяют гидропривод с использованием газа в качестве управляющей среды: для этой цели применяют гидроприставки и гидротормоза.

Если усилие, создаваемое поршнем, недостаточно для управления арматурой, применяются цилиндры со сдвоенным поршнем. В качестве материала для цилиндров приводов применяются чугун или сталь, но в последнем случае зеркало цилиндра желательно покрыть коррозионностойким материалом (хромирование). При модернизации оборудования силами предприятия для цилиндров низкого давления могут быть использованы, например, винипластовые и асбоцементные трубы, предварительно расшлифованные и доведенные до требуемого размера. Трубы дешевы и не корродируют в воде. Верхняя и нижняя крышки стягиваются сквозными шпильками, расположенными снаружи цилиндра. Пример такой конструкции применительно к задвижкам 30ч6 приведен на рис. 17.1.

Большое значение для надежной работы привода имеют конструкция и материал поршневого уплотнения. Обычно поршень снабжается манжетами из резины и кожи. Для этой цели может быть использован фторопласт. При температуре управляющей среды свыше 100 °С резина и кожа неприменимы, поэтому используется уплотнение с сальниковой набивкой или чугунные (графитные) поршневые кольца. В последнее время поршни с сальниковым уплотнением приобретают все большее распространение в приводах арматуры. Они доступны для изготовления, хорошо герметизируют подвижное соединение и мало подвержены заклиниванию и задирам.

17.2. Поршневые прямоходные приводы двустороннего действия с поступательным движением выходного штока

Поршневые приводы двустороннего действия имеют простое устройство, не требуют применения пружин, просты в управлении и эксплуатации.

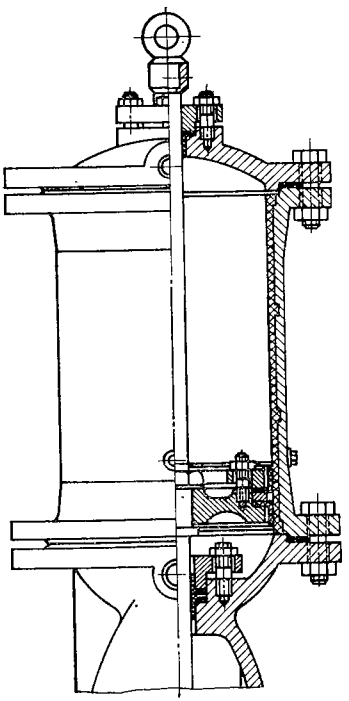


Рис. 17.2. Поршневой привод встроенного типа на задвижке

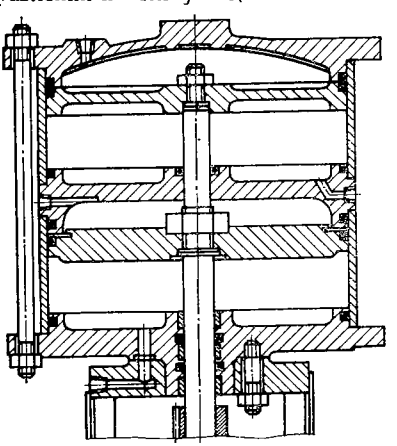


Рис. 17.3. Поршневой привод со сдвоенным поршнем

На рис. 17.2 показана задвижка со встроенным поршневым приводом двустороннего действия с одним сальником. Шток привода непосредственно, без применения передаточных механизмов, управляет затвором арматуры. На случай

отсутствия среды шток на свободном конце снабжен рымом, с помощью которого можно перемещать поршень. Блочная конструкция вызывает необходимость иметь два сальника на штоке привода (см. рис. 3.11) и увеличивает габариты арматуры в открытом ее положении. Конструкция поршневого привода со сдвоенным поршнем (рис. 17.3) обеспечивает равенство усилий, действующих на закрытие и открытие арматуры, что не всегда допустимо. Так, например, при открывании клиновой задвижки необходимо приложить большее усилие, чем при азкрывании. Это объясняется тем, что коэффициент трения покоя больше коэффициента трения движения, а также тем, что при длительном нахождении задвижки в закрытом

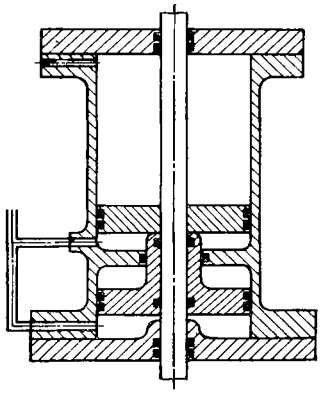


Рис. 17.4. Поршневой привод с двумя поршнями последовательного действия

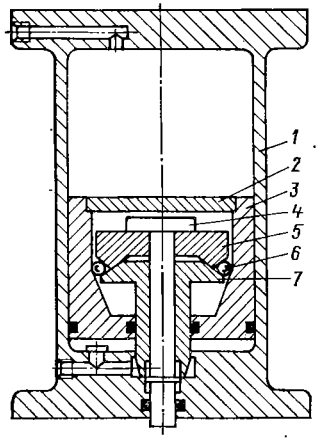


Рис. 17.5. Поршневой привод с конусным шариковым усилителем

положении возможно «прикипание» уплотнительных поверхностей клина и корпуса, а для их разъединения требуется дополнительное усилие. Создание поршневого привода с различными действующими усилиями иа закрытие и открытие вызывает необходимость значительного усложнения конструкции.

Так, на рис. 17.4 приведена принципиальиая схема устройства двухпоршневого привода, в которой при движении вниз (закрытие задвижки) действует один поршень, а при движении иверх (открытие задвижки) в начале хода действуют два поршня, создавая суммарное усилие, а затем, при дальнейшем движении, действует один поршень. Такая конструкция требует применения привода больших габаритов и пригодна для задвижки небольших диаметров прохода.

Поршневой гидропривод с шариковым расклинивателем (рис. 17.5) работает по другому принципу. В цилиндре *1* перемещается поршень *3* с заклинивающей камерой, в которой находятся головка штока *4*, шайба *5*, стакан *7* и шарики *6*. Расклинивающая камера снабжена крышкой *2*.

При подаче управляющей среды (масло) в верхнюю часть цилиндра поршень, а затем и шток перемещаются вниз, так как крышка поршня упирается в головку штока. При подаче масла под поршень он в начале хода перемещается (при неподвижном штоке) относительно стакана *7* и своей конической частью перемещает шарики *6* к центру привода. Шарики, перекатываясь по конусной части неподвижного стакана *7* (упирается нижней частью в привод), поднимают на некоторую величину шайбу *5*, а вместе с ней и шток *4*. При этом создается увеличенное (на 50 % и более) усилие по сравению с усилием закрывания. Дальнейшее движение поршня происходит вместе со штоком. Основные технические данные ги-

дроприводов указанного типа для задвижек ЗКЛ2 с $D_у = 50 \div 350$ мм приведены в табл. 17.1, основные технические данные поршневых приводов с зубчатой передачей — в табл. 17.2 и с качающимся цилиндром — в табл. 17.3.

17.1. Осиовные технические даиные гидроприводов для задвижек ЗКЛ2

Марка гидропривода	$D_у$, мм	Давление в цилиндре p, МПа	Габаритные размеры привода, мм	Усилие на штоке, кН		Ход штока, мм
				закрытие	открытие	
ПГ1	50	1,64	300×355×685	10	18,5	120
	80	1,64				
	100	1,60				
ПГ2	100	4,00	325×360×970	32	65	250
	150	1,64				
	200	1,60				
ПГ3	250	1,60	340×380×1185	60	115	330
	300	1,60				
ПГ4	200	4,00	340×380×1350	90	185	383
	250	4,00				
	350	1,60				
ПГ5	300	4,00	390×400×1335	135	250	340

17.2. Усилие на штоке и крутящий момент, развиваемые поршневыми приводами типа ПП с зубчатой передачей

Марка привода	Усилие на штоке, кН	Крутящий момент, Н·м	Масса привода, кг
ПП3	10	1 200	118
ПП4	23	4 100	279
ПП5	41	10 000	620
ПП6	67	21 000	1042

Примечание. Усилие на штоке и крутящий момент соответствуют номинальному давлению в цилиндре 0,5 МПа.

17.3. Усилие на штоке и крутящий момент, развиваемые поршневыми приводами типа ПП с качающимся цилиндром

Марка привода	Усилие на штоке, кН	Крутящий момент, Н·м	Масса привода, кг
ПП0	0,74	30	5,3
ПП1	1,50	80	15,8
ПП2	3,70	300	22,2

Примечание. Усилие иа штоке и крутящий момент соответствуют иомиальному давлению в цилиндре 0,5 МПа.

17.3. Поршневые приводы двустороннего действия с фиксацией крайних положений поршня

При работе арматуры на сложных ответственных объектах (атомные и тепловые электростанции, химкомбинаты и др.) к ней могут предъявляться дополнительные требования, в число которых может входить, например, такое: в случае аварийного отключения или отсутствия управляющей среды арматура не должна менять установленного до этого момента положения. Такие требования вызываются необходимостью обеспечения безопасности работы на основной установке в случае аварий на сети подачи управляющей среды или других возможных не-

исправностей. В таких случаях поршневые приводы двустороннего действия снабжаются специальными устройствами, обеспечивающими фиксацию достигнутого положения, что, однако, связано с усложнением конструкции привода. Фикса-

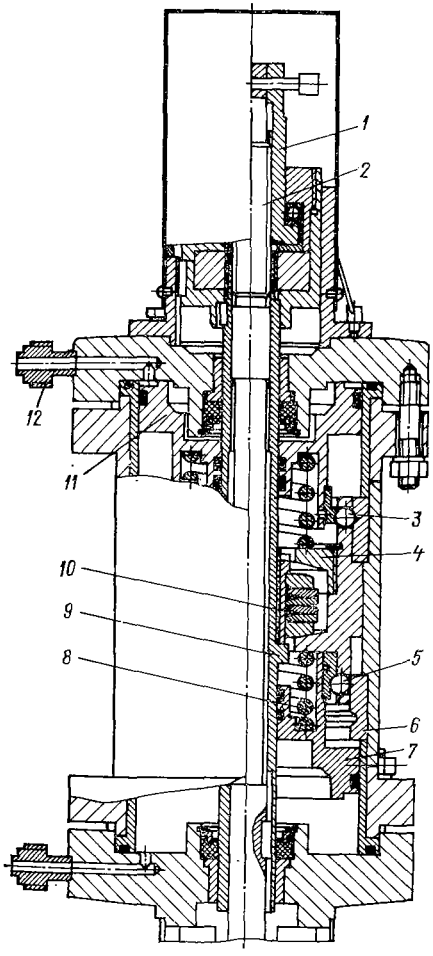


Рис. 17.6. Поршневой привод с фиксацией крайних положений шариковыми замками:

1 — опорная гайка; *2* — внутренний шток; *3* и *5* — шарики; *4* — упор; *6* — упорная гильза; *7* — нижний поршень; *8* — пружина цилиндрическая; *9* — шток наружный; *10* — пружины тарельчатые; *11* — верхний поршень; *12* — штуцер

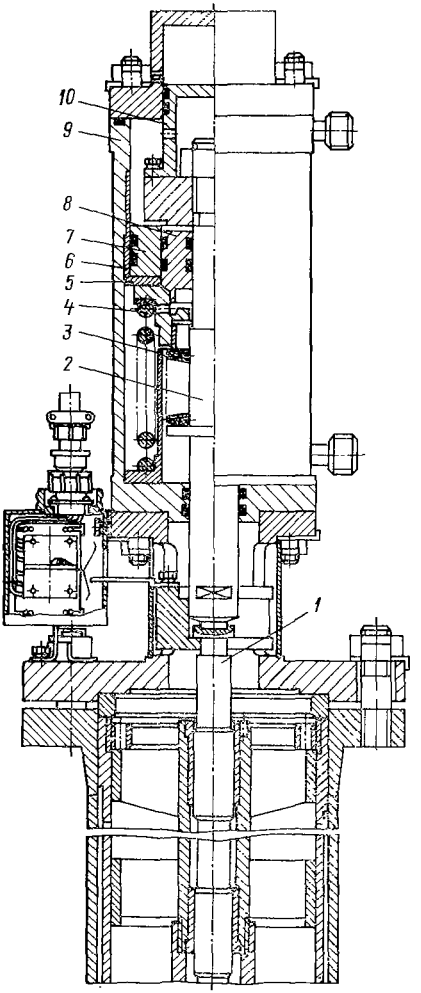


Рис. 17.7. Поршневой привод с фиксацией крайних положений штока сухарями:

1 и *2* — штоки; *3* — тарельчатые пружины; *4* — пружина; *5* — сухари; *6* — наплавка; *7* — рабочий поршень; *8* — поршень внутренний; *9* — кожух; *10* — поршень демпфера

ция может осуществляться следующим образом: применением стопоров в виде шариковых замков или сухарей, путем отсечки управляющей среды золотниковым распределителем или использованием передаточных механизмов с положениями самоторможения («мертвые точки») в крайних положениях поршня.

На рис. 17.6 показан поршневой привод двустороннего действия с фиксацией крайних положений штока шариковыми замками. При подаче управляющего давления через штуцер *12* верхний поршень *11*, опускаясь, освободит верхний шариковый замок и дойдет до упора *4*. Усилие поршня через упор *4* и пакет тарельчатых пружин *10* передается на бурт штока *9*, который связан с резьбовой втулкой и штоком привода *2*, передающего усилие от привода на шток клапана. Поршень *7* переходит в нижнее крайнее положение до совпадения отверстия под шарик *5* с выточкой в кольце упора *6* и фиксирует привод в положении «закрыто».

После снятия давления управляющей среды усилие по штоку, необходимое для обеспечения герметичности в запорном органе, сохраняется под воздействием тарельчатых пружин, зафиксированных в сжатом состоянии шариковым замком.

Для открывания арматуры пневмоприводом управляющий воздух подается в нижнюю полость корпуса *2*. Нижний поршень *7*, переместившись вверх, освободит шарики нижнего замка, система переместится вверх, где ее положение будет зафиксировано верхним шариковым замком. При прекращении подачи управляющего воздуха шариковый замок удерживает систему в том рабочем положении, при котором подача воздуха прекратилась. Изменение положении может быть достигнуто лишь путем подачи управляющего давления (или вручную при помощи ручного дублера).

Вместо шариков иногда применяется фиксация специальными сухарями (рис. 17.7). Здесь радиально расположенные сухари *5* находятся между рабочим поршнем *7* и фланцем, который пружиной *4* прижимается к поршню.

При перемещении рабочего поршня *7* под действием управляющего давления сухари *5* скользят вдоль наплавленной поверхности *6* рабочего цилиндра и в конце хода заходят за край наплавки под действием усилия, создаваемого скосом фиксирующего поршня *8*. Усилие герметизации запорного органа создается тарельчатыми пружинами *3*. Для открывания арматуры пневмоприводом управляющий воздух подается в нижнюю полость корпуса *9*. Поршень *8*, переместившись вверх, позволит выйти сухарям *5* из зацепления со скосами наплавки *6* и тем самым обеспечит свободу перемещения поршию *7*, а с ним и штокам *1* и *2*. Усилие на шток *2* при закрывании арматуры передается через буферные тарельчатые пружины *3*. Запорный орган в верхнем положении при сбросе давления из нижней полости фиксируется пружиной *4*. Верхний малый поршень создает демпфер для смягчения удара при ходе поршня.

В поршневых приводах этого рода используется сжатый воздух под давлением 5,5 ± 0,5 МПа и с температурой до 60° С.

Применение фиксации положения поршня механическими устройствами в виде шариковых замков или сухарей вызывает необходимость усложнения конструкции привода.

Этого можно избежать, используя поршневой привод с фиксацией крайних положений поршня отсечкой управляющей среды распределителем. Такие приводы применяются, если необходимо удерживать привод в крайних положениях лишь на время аварии, поскольку фиксация обеспечивается лишь в условиях герметичности соединений и при отсутствии протечек в распределителе.

На рис. 17.8 показан такой поршневой привод двустороннего действия, он имеет цилиндр с поршнем, главную пружину и пакет тарельчатых буферных пружин. Золотниковое распределительное устройство связано с цилиндром двумя соединительными отверстиями — верхним и нижним. При подаче управляющего давления на закрывание через штуцер *1* клапан *2* отжимается вверх до упора, открывает верхнее соединительное отверстие, и управляющая среда поступает в цилиндр *4*. Поршень *5* перемещается вниз и через тарельчатые пружины *7* и шток *6* приводит арматуру в положение «закрыто». Как только поршень достигнет нижнего крайнего положения и давление в цилиндре *4* сравняется с давлением в золотниковом распределителе, клапан *2* под действием пружины *3* перекроет верхнее соединительное отверстие, и доступ управляющей среды в цилиндр *4* прекратится. Среда из верхней полости цилиндра также не может выйти из-под поршня. При движении его вниз среда выходит через штуцер *10*.

При подаче через штуцер *10* управляющего давления на открывание поршень *9* распределительного устройства отжимает вверх клапан *2*, верхнее соединительное отверстие открывается, и управляющая среда из верхней полости ци-

линдра выпускается через штуцер *1*, а в нижнюю полость цилиндра поступает управляющая среда через нижнее соединительное отверстие распределителя. Поршень *5*, перемещаясь вверх, с помощью штока *6* приводит арматуру в положение «открыто» и фиксируется пружиной *8*.

Способ фиксации применением передаточных механизмов с самоторможением на мертвой точке основан на том, что в пределах небольшого угла поворота (5—10°) на мертвой точке кривошипно-шатунный или кулачковый (эксцентриковый) механизм не может самопроизвольно изменить свое положение под действием силы сопротивления. Могут быть использованы устройства с фиксацией одного

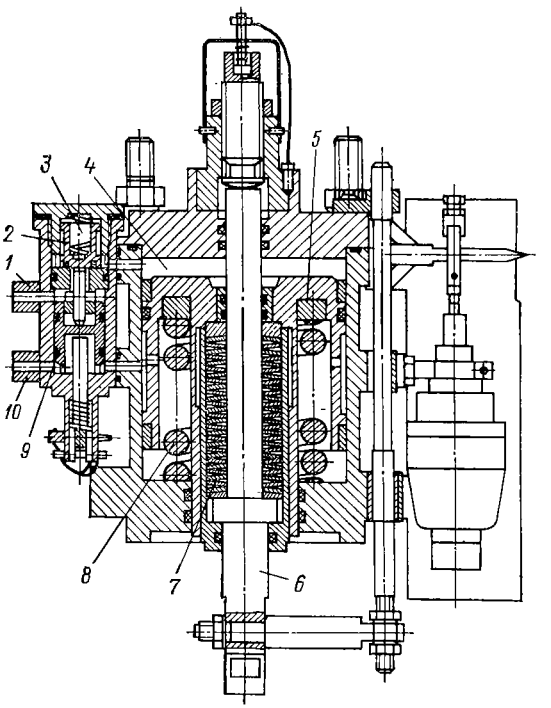


Рис. 17.8. Поршневой гидропривод двустороннего действия с отсечкой управляющей среды

крайнего положения на мертвой точке, а другого — пружиной и устройства с фиксацией обоих крайних положений арматуры на мертвых точках механизма.

Во всех случаях использования мертвых точек для фиксации закрытого положения клапана с герметизацией запорного органа между приводом и золотником обязательно должно быть предусмотрено пружинное буферное устройство, которое обычно выполняется в виде пакета тарельчатых пружин и сохраняет стабильным усилие уплотнения, создаваемое механизмом.

На рис. 17.9 показаны три принципиальные схемы образования мертвых точек с использованием поршневых механизмов.

На рис. 17.9, *а* поступательное движение штока поршня преобразуется в колебательное движение кривошипно-шатунного механизма, в число возможных положений которого входит и нижнее положение на мертвой точке. Второе — верхнее — крайнее положение штока фиксируется пружиной. Схема применима только при малых ходах штока.

На рис. 17.9, *б* и 17.9, *в* показаны схемы действия механизмов с двумя мертвыми точками, которые могут быть использованы и для арматуры с увеличенным ходом запорного органа.

На рис. 17.9, *б* эксцентрик за один оборот создает две мертвые точки при ходе штока привода, равном $S = 2e$, где e — эксцентриситет. Следует отметить, что

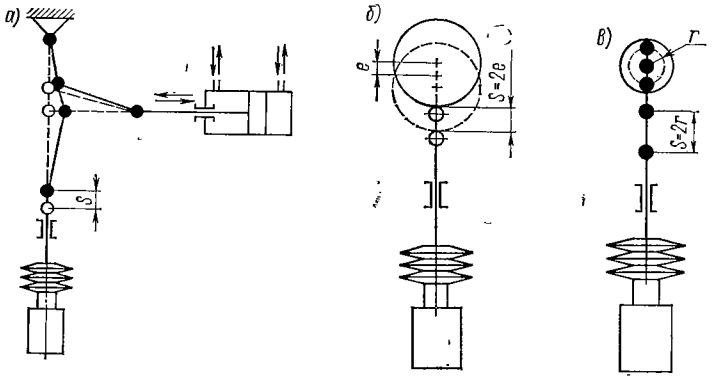


Рис. 17.9. Схемы образования мертвых точек: *а* — кривошипно-шатунным механизмом; *б* — эксцентриком; *в* — коленчатым валом (кривошипом)

применение кулачкового механизма с самоторможением (малый угол подъема профиля кулачка) позволяет фиксировать любое промежуточное положение запорного органа. Силовое замыкание механизма — прижатие ролика к кулачку — создается пружиной. На рис. 17.9, *в* образование верхней и нижней мертвых

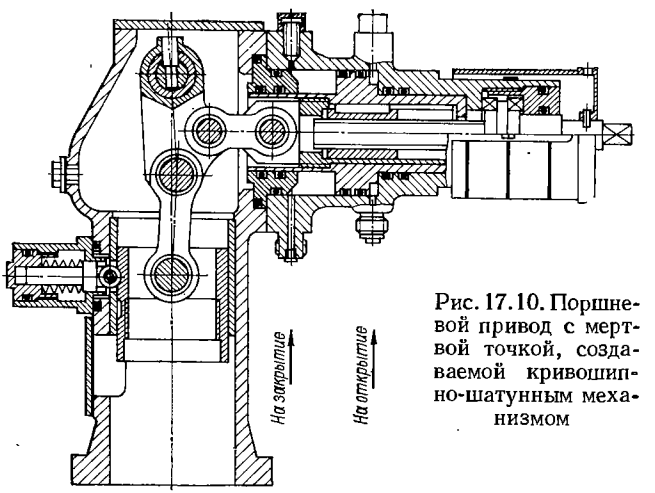


Рис. 17.10. Поршневой привод с мертвой точкой, создаваемой кривошипно-шатунным механизмом

точек осуществляется кривошипно-шатунным механизмом с радиусом кривошипа r. В обоих случаях используется поршневой привод с вращательным движением на выходном валу (реечно-зубчатая передача). На рис. 17.10 показана конструкция поршневого привода с одной мертвой точкой, выполненного по схеме 17.9, *а*,

движение выходного штока поступательное, а на рис. 17.11 — привод малой мощности с реечно-зубчатой передачей. Устройство поршневого привода с реечно-зубчатой передачей и с коленчатым валом, создающим две мертвые точки, изображено на рис. 17.12.

Фиксацию достигнутого положения запорного органа обеспечивает поршневой привод двустороннего действия с реечно-зубчатой и винтовой передачами, показанными на рис. 2.32. Здесь поступательное движение поршня преобразуется реечно-зубчатым механизмом во вращательное.

Вращение шестерен передается гайке винтового механизма, которая приводит в движение шпиндель клапана. Таким образом, поступательное движение поршня преобразуется сначала во вращательное, а затем — снова в поступательное, что усложняет устройство привода. Достоинство этой конструкции заключается в том, что запорный орган не может самопроизвольно изменить свое положение благодаря применению ходовой резьбы со свойствами самоторможения; недостатком является необходимость большого хода поршня, что создает большие габариты привода. Число оборотов выходного вала за один ход поршня ограничивается длиной хода и диаметром шестерни рейки. Используя повторные ходы поршня в одном направлении, можно получить большое число оборотов выходного вала. Для этой цели применяется храповое устройство, позволяющее передавать движение поршня на выходной вал только в требуемом направлении, обратный ход происходит вхолостую.

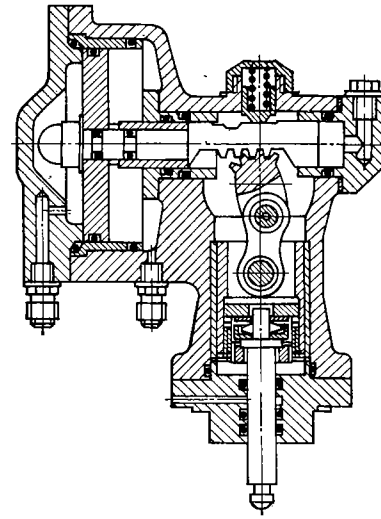


Рис. 17.11. Поршневой привод малой мощности с одной мертвой точкой

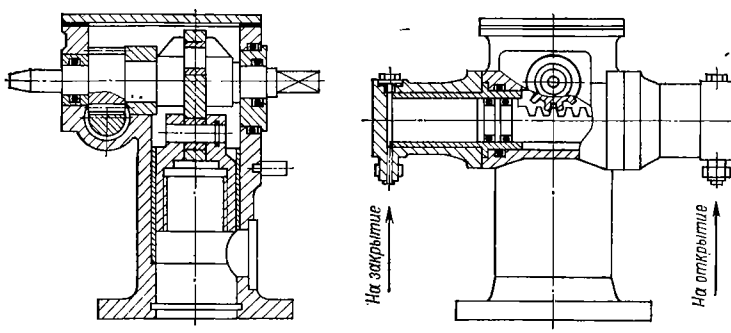


Рис. 17.12. Поршневой привод с коленчатым валом, создающим две мертвые точки

На рис. 17.13 показана конструкция поршневого привода с рейкой и двойным храповым устройством. Поршневой пневмопривод *1* с помощью рейки приводит во вращение шестерню *2*, выполненную на гильзе *3*. Передача вращения шестерни *2* на выходной вал *4* происходит через храповой механизм. На выходном валу закреплена двусторонняя кулачковая муфта *5* с кулачками, скошенными в одну сторону на нижней стороне и в другую сторону — на верхней стороне муфты.

В гильзе *3* расположены два подпружиненных стакана *6* со скошенными кулачками соответственно кулачкам муфты *5*. Гильза *3*, управляемая пневматическим переключающим устройством, может занимать верхнее и нижнее положение. При этом соответственно будет действовать нижнее или верхнее храповое устройство, передающее на выходной вал движение поршня только вправо или только влево.

Отсчетное устройство *7* при помощи передаточных шестерен и резьбы в ступице последней из них заставляет перемещаться вверх или вниз винт *9*. Винт в конце установленного угла поворота выходного вала с помощью клапана *8*

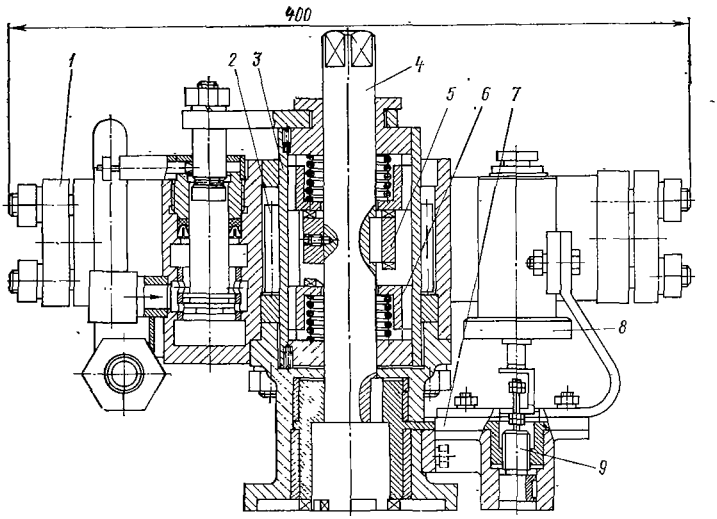


Рис. 17.13. Поршневой привод с рейкой и храповым устройством

прекращает подачу управляющего воздуха в рабочий цилиндр привода. Переключение хода поршня на обратный в конце хода происходит автоматически в процессе работы привода с помощью концевых переключающих золотников.

17.4. Поршневые приводы двустороннего действия с вращательным движением выходного вала

Чтобы преобразовать поступательное движение поршня во вращательное движение выходного вала привода (для управления краном или заслонкой) используются кривошипно-шатунный механизм, реечно-зубчатая передача и винтовой преобразователь движения.

Передача с кривошипно-шатунным механизмом может осуществляться при неподвижном поршневом или при поворотно-качающемся цилиндре (в последнем случае цилиндр одновременно выполняет роль шатуна).

Компактная конструкция поршневого привода с неподвижным цилиндром и кривошипно-шатунным механизмом показана на рис. 17.14, а основные технические данные его — в табл. 17.4. Здесь шатун имеет малую длину, состоит из двух плоских щек, между которыми размещен конец штока поршня. Поршень уплотняется фторопластовыми кольцами. Привод предназначен для управления регулирующей арматурой и снабжен позиционером. Наибольшее допустимое рабочее давление сжатого воздуха 1 МПа.

Комплектующий позиционер может быть настроен для работы на один из следующих диапазонов командного давления воздуха: 0,02—0,10; 0,02—0,06; 0,06—0,10 МПа. Привод предназначен для работы при температуре окружающего воздуха от —30 до +40 °С.

Конструкция поршневого привода двустороннего действия с поворотным цилиндром приведена на рис. 17.15. Здесь цилиндр совершает поворот на некоторый угол при повороте приводного вала арматуры на 90°. В связи с этим необходимо предусматривать дополнительное свободное пространство для размещения привода. Повороты цилиндра создают дополнительные сотрясения и вибрации трубопровода в связи с динамическими нагрузками на арматуру. Для подвода управляющей среды необходимо применять гибкие шланги, что также является недостатком такой конструкции.

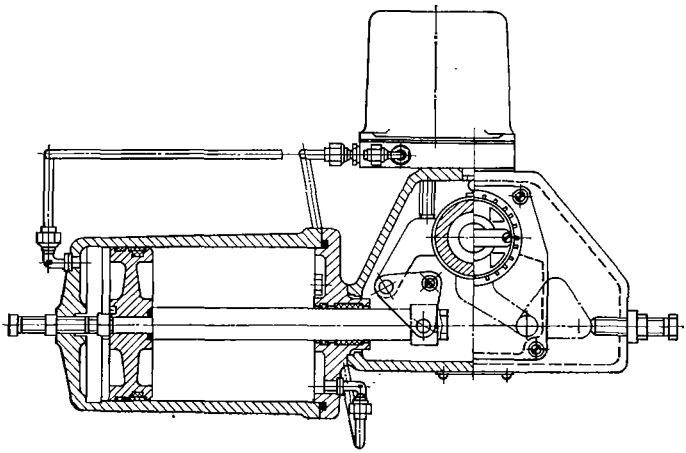


Рис. 17.14. Поршневой привод с неподвижным цилиндром и кривошипно-шатунной передачей

Рабочий цилиндр поршневого привода может крепиться на арматуре или отдельно на трубопроводе. В последнем случае упрощается конструкция привода, снижается его масса, но усложняется монтаж привода.

17.4. Основные технические данные поршневых приводов с шатунным механизмом

Диаметр цилиндра, мм	Ход поршня, мм	Номинальный крутящий момент на выходном валу при $p = 0{,}6$ МПа, Н·м	Габаритные размеры, мм	Масса, кг
80	60	100	365×144	9
100	100	240	505×198	15
160	160	1000	720×278	36
200	200	1950	855×330	60
250	250	4000	1060×465	115
320	320	8000	1310×500	220

Примечание.
Номинальный крутящий момент принят при угле поворота вала $\varphi = 30$ и 90°.

Поршневые приводы для управления арматурой больших диаметров имеют большие размеры и массу, поэтому их одностороннее расположение нецелесообразно, так как при этом создаются усилия, опрокидывающие арматуру. В этих условиях более рационально применять двойные приводы, располагаемые симметрично по обе стороны арматуры.

Широко применяются также поршневые приводы с реечно-зубчатой передачей. Здесь поступательное движение штока поршня преобразуется во вращательное с помощью зубчатой рейки, приводимой в движение штоком, и зубчатого колеса, закрепленного на приводном валу арматуры. В связи с большим усилием,

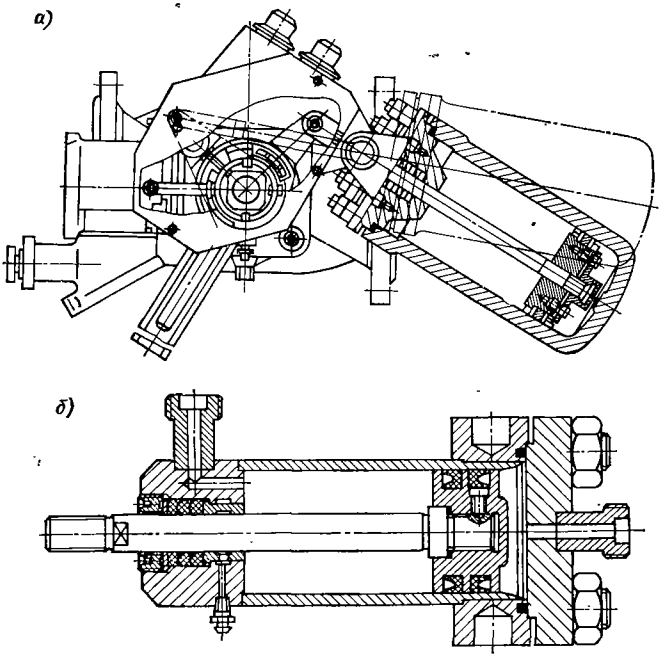


Рис. 17.15. Поршневой привод с поворотным цилиндром:
а — устройство привода; *б* — рабочий цилиндр

передаваемым рейкой на арматуру, необходимо обеспечить достаточно надежную опору для вала арматуры и рейки. Компактная компоновка такого механизма создается при конструктивном объединении поршня и рейки. В этом случае образуется как бы два цилиндра с двумя поршнями, соединенными рейкой. Цилиндры служат одновременно опорой для рейки.

С целью уравновесить усилия, действующие на арматуру от массы привода и от сил, создаваемых на поршне, привод выполняется симметричным, при этом образуются четыре цилиндра, действующие попарно на закрытые и открытые арматуры.

На рис. 17.16 показана принципиальная схема управления работой сдвоенного поршневого пневмо-гидропривода при автоматическом управлении шаровым краном с $D_y = 1000$ мм на газовой магистрали природного газа. Предусмотрена также возможность ручного аварийного управления ручным или механическим насосом при отсутствии рабочего давления газа. Схема включает два баллона управляющей жидкости (масла), в один из которых масло поступает из цилиндра при открытии крана, в другой — при закрытии.

Шаровой кран *1* магистрального трубопровода управляется при помощи двух поршней *8*, поступательное движение которых при помощи двойной кулисы *7* преобразуется во вращательное и передается на ступицу *21* пробки крана. Управляющая (рабочая) среда поступает из магистрали через запорные вентили *2* и *19*, обратные клапаны *3*, *22*, фильтры *15* и *20* в блок управления (БУЭП2) *10*, откуда через распределитель *9* направляется в баллон *5* «на открытие» или в баллон *6* «на закрытие» и далее в соответствующие полости поршневого привода. Давление газа визуально контролируется с помощью маиометра *18*, соединенного с импульсной линией через вентиль *17*. Насос *4* используется при аварийном ручном

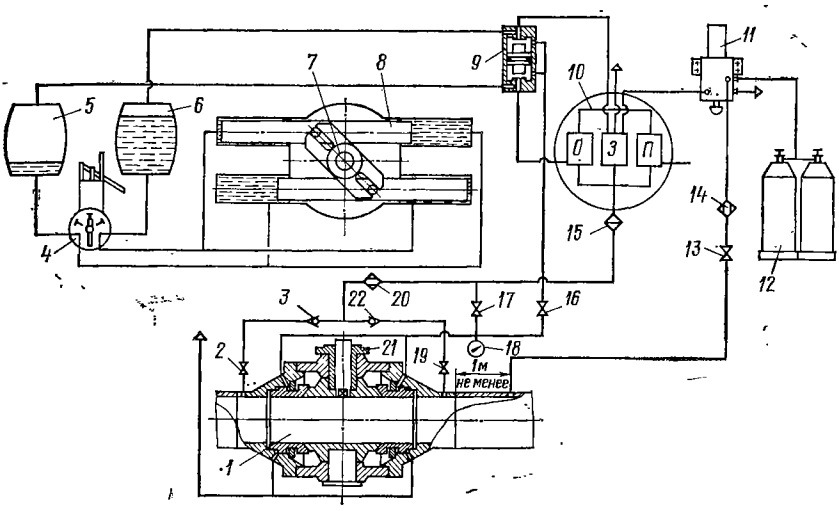


Рис. 17.16. Принципиальная схема управления сдвоенным поршневым пневмогидроприводом шарового крана с $D_у = 1000$ мм

управлении. Вентиль *16* находится на линии подачи давления газа из распределителя *9* на уплотнительные кольца шарового крана для их отвода от шаровой пробки перед поворотом. Этим достигается уменьшение крутящего момента на пробке крана и уплотнительные кольца предохраняются от износа. Прибор *11* (АЗК-75/1400) через вентиль *13* и фильтр *14* получает импульс от магистрали. Емкости *12* входят в комплект АЗК.

При автоматическом управлении краном вентиль *17* должен быть закрыт, а вентили *2*, *19*, *16* и *13* — открыты. При ручном управлении вентиль *16* должен быть закрыт, а вентиль *17* — открыт.

Схема работы шарового крана при ручном управлении с использованием ручного или механического насоса показана на рис. 17.17.

Перед поворотом шаровой пробки давление на уплотнительные кольца для их отвода подается насосом. Для конструкций арматуры с малым диаметром прохода могут быть использованы конструктивные схемы поршневого привода с реечно-зубчатой передачей, приведенные на рис. 17.18. Зубчатое колесо в этих конструкциях расположено в общей с цилиндрами герметизированной камере: с одним поршнем (рис. 17.18, *а*) и с двумя поршнями (рис. 17.18, *б*). Наиболее компактную компоновку обеспечивает схема, показанная на рис. 17.18, *в*, где для двух отдельных поршней используется один цилиндр.

В отдельных случаях для вращательного движения может быть использован поршневой привод с винтовым преобразователем. Принцип его действия состоит в том, что поступательное движение поршня преобразуется во вращательное при помощи винтового механизма с несамотормозящей винтовой парой, имеющей

большой шаг винта, или при помощи кулачкового устройства, создающего винтовую пару.

На рис. 17.19 показано устройство поршневого пневмопривода с винтовым преобразователем движения. При поступательном движении поршня, снабженного в центре винтовой резьбой, винт, расположенный по оси цилиндра, совершает вращательное движение, которое передается на арматуру выходным валом привода. В связи с большим числом подвижных сопряжений герметичность поршневого привода пониженная.

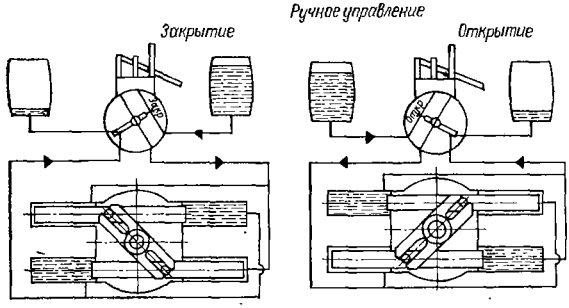


Рис. 17.17. Схема ручного управления краном с гидроприводом

Другая конструкция поршневого привода с винтовым преобразователем движения показана на рис. 17.20. Здесь поршень имеет удлиненную юбку, на которой выполнены винтовые канавки. В эти канавки входят ролики, расположенные на вилке выходного вала привода. При поступательном перемещении поршня ролики поворачивают вилку выходного вала.

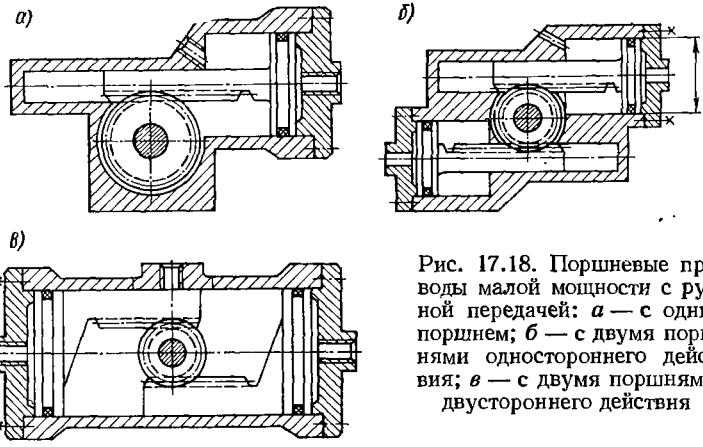


Рис. 17.18. Поршневые приводы малой мощности с ручной передачей: *а* — с одним поршнем; *б* — с двумя поршнями одностороннего действия; *в* — с двумя поршнями двустороннего действия

Повороту самого поршня препятствуют ролики, расположенные на неподвижных осях, закрепленных в цилиндре, и входящие в продольные пазы на юбке поршня.

На рис. 17.21 показано устройство поршне-винтового неполноповоротного пневмопривода с максимальным углом поворота выходного вала 180°. Крутящий момент на выходном валу привода при различных давлениях управляющего воздуха равен: 16 Н·м (p = 0,63 МПа); 25 Н·м (p = 1 МПа); 40 Н·м (p = 1,6 МПа);

63 Н·м (p = 2,5 МПа). Время перестановки выходного вала привода на 90° составляет около 10 с. Из среднего положения выходной вал может поворачиваться на 90° вправо или влево. В целях сигнализации используется воздух с давлением 0,14 МПа. Привод используется для управления кранами, он имеет компактную конструкцию и может устанавливаться в любом рабочем положении.

Рабочий цилиндр привода *1* расположен между двумя крышками *2*, стянутыми шпильками *4*. Внутри цилиндра находится рабочий вал *5*, установленный на шарикоподшипниках *9*. В нижней своей части вал заканчивается кулачковой муфтой *3* для передачи крутящего момента на арматуру, а в верхней части на нем закреплен кулачок *8*, управляющий системой сигнализации положения вала. В рабочем цилиндре закреплена перемычка *6*, снабженная в центре отверстием с внутренней резьбой, имеющей крупный шаг. Она служит гайкой для винта *7*. Винт имеет сквозное цилиндрическое отверстие, через которое проходит рабочий вал. Скользящая шпонка передает вращение винта рабочему валу. За полный ход поршня рабочий вал поворачивается на 180°. Перемещение винта вниз или вверх происходит при подаче управляющего воздуха на или под поршень, при этом винт совершает не только поступательное движение, но и поворот, а вместе с винтом поворачивается рабочий вал.

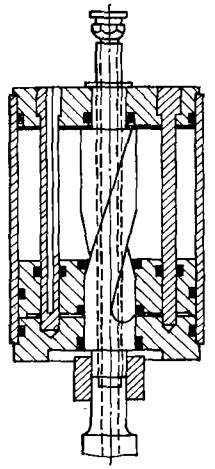


Рис. 17.19. Поршневой привод с винтовым преобразователем движения

Поршневой привод, снабженный соответствующим механизмом, может совершать более сложные действия, например, при управлении кранов с подъемом пробки. При повороте конусной коробки в корпусе крана создаются значительные силы трения, которые требуют применения больших крутящих моментов и способствуют изнашиванию уплотнительных поверхностей. Это имеет особое

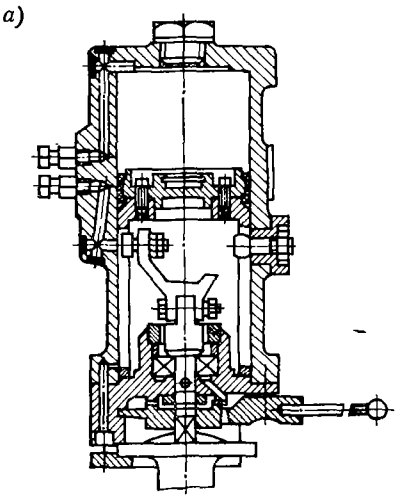


Рис. 17.20. Поршневой привод с ролико-винтовым преобразователем движения: *а* — конструкция; *б* — развертка винтовых направляющих

значение для пробковых кранов большого диаметра прохода (D_y = 400÷700 мм). Чтобы снизить эти моменты может применяться такой способ управления кранов, когда цикл управления кранов включает подъем пробки перед ее поворотом, благодаря чему поворот пробки происходит в то время, когда уплотнительные

поверхности пробки и крана не соприкасаются. Цикл управления включает подъем пробки, поворот ее на четверть оборота, опускание на рабочее место.

Для выполнения таких действий могут быть использованы поршневые приводы с кулисным механизмом (см. рис. 1.1).

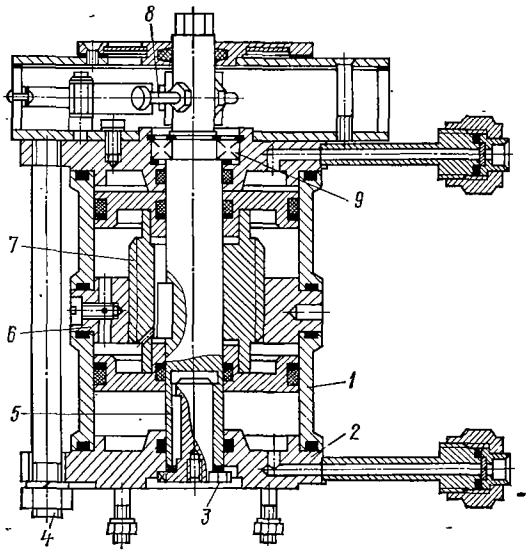


Рис. 17.21. Поршневой неполноповоротный привод с винтовым преобразователем

При дальнейшем движении ролик выходит из вилки и блокирует ее положение, двигаясь дальше, при этом пробка опускается вниз. При движении ползуна в обратном направлении все происходит в обратной последовательности.

17.5. Поршневые приводы одностороннего действия

Поршневой привод одностороннего действия применяется значительно реже, чем двусторонний. Наличие пружины, взводимой при прямом ходе для совершения обратного хода, усложняет конструкцию привода и увеличивает его габариты. Пружина обратного хода должна иметь достаточное усилие и требуемую величину хода, что вызывает необходимость во многих случаях придавать ей значительные размеры. При больших усилиях приходится иногда использовать тарельчатые пружины в виде набора из нескольких пружин в связи с малым рабочим ходом одиночной тарельчатой пружины.

Основными достоинствами поршневого привода одностороннего действия являются возможность совершения хода под действием пружины при отсутствии управляющей среды и быстродействие при выполнении этого цикла, к его недостаткам относится необходимость иметь привод увеличенных размеров как по длине — для размещения пружины (обычно последовательно за поршнем), так и по диаметру, поскольку при прямом ходе помимо полезной работы и преодоления сил трения (сальник, поршень) необходимо затратить усилие на сжатие пружины возврата.

Наиболее часто поршневой привод одностороннего действия с пружиной сжатия применяется в защитной арматуре (отсечные клапаны), где используется возможность быстрого срабатывания клапана под действием пружины вне зависимости от наличия управляющей среды.

В клапанах, где требуется применение небольших усилий, используются цилиидрические пружины из проволоки круглого сечения; в клапанах, где необходимо применение больших усилий, — наборы тарельчатых пружин.

При срабатывании пружины (отсутствии гидротормоза) продолжительность хода T (с) может быть приближенио определена по формуле

$$T = 0{,}05\sqrt{\frac{G}{c}},$$

где G — вес перемещаемого груза с учетом сил сопротивления, Н; c — жесткость пружины, Н/см.

17.6. Встроенные поршневые приводы

Встроенные поршневые приводы образуют с арматурой единую конструкцию и имеют общие с ней детали. Они могут быть двустороннего и одностороннего действия. Пример встроенного поршневого привода двустороннего действия приведен на рис. 17.22, где показан поршневой привод, управляющий запорным органом кольцевого клапана.

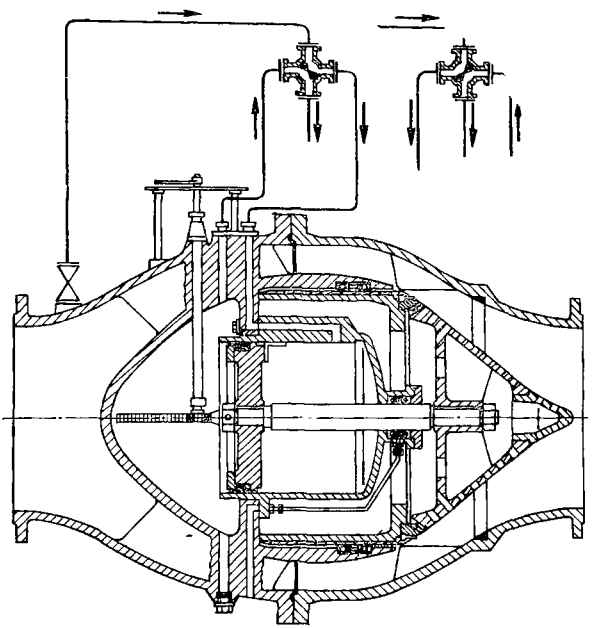


Рис. 17.22. Поршневой привод, встроенный в кольцевом клапане

Встроенные поршневые приводы применяются в главных клапанах импульсно-предохранительных устройств энергетических установок большой мощности.

Встроенные приводы обеспечивают создание компактных конструкций, но при этом затрудняется их техническое обслуживание и снижается уровень ремонтопригодности, поскольку доступ к приводу усложнен и для ремонта привода приходится разбирать всю конструкцию. При блочном исполнении ремонт может производиться на предварительно снятом с арматуры приводе, конструктивно оформленном в виде отдельного агрегата.

Встроенные поршневые приводы одностороннего действия применяются также в различных управляющих (пилотных) устройствах регуляторов давления и редукционных клапанов.

17.7. Сильфонные приводы

Способность сильфонов изменять свою длину под действием давления среды позволяет использовать их в качестве привода для управления арматурой. Ограниченные размеры сильфонов и небольшие усилия, которые могут создаваться с их использованием, определяют области применения сильфонных приводов — это арматура небольших размеров и различные управляющие (пилотные) устройства в арматуре и в различных реле для управления арматурой, например в позиционных реле (позиционерах). Внутренняя полость сильфона используется для подачи управляющей среды, когда сильфон должен удлиняться с повышением давления. Если сильфон с повышением давления должен укорачиваться, среда должна действовать снаружи сильфона.

Упругие свойства сильфона позволяют использовать его в качестве пружины, однако эти возможности ограничены его конструктивными особенностями. Жесткость сильфона, а следовательно, его ход и создаваемое усилие зависят от материала сильфона, его диаметра и числа гофр. Однослойные сильфоны изготовляются из полутомпака и из коррозионностойкой стали, многослойные — из коррозионностойкой стали. Однослойные сильфоны из полутомпака имеют малую жесткость и создают незначительные усилия. Многослойные стальные сильфоны могут создавать бо́льшие усилия, но жесткость их значительна и для большого хода требуется большое число гофр, а следовательно, сильфон большой длины. Однослойные стальные сильфоны по упругости занимают среднее положение между однослойными из полутомпака и стальными многослойными.

Для арматуры наиболее характерным примером применения сильфонного пневмопривода является термостатный (термостатический) конденсатоотводчик (см. рис. 13.4), снабженный сильфоном из полутомпака. В сильфон залита быстроиспаряющаяся жидкость, которая при температуре свыше 100 °С испаряется, ее пар создает давление внутри сильфона, он удлиняется и находящимся на нем золотником закрывает отверстие в седле конденсатоотводчика.

Сильфонные приводы всегда используются как приводы одностороннего действия. Усилие возврата создается с использованием упругих свойств сильфона. Если это усилие недостаточно, дополнительно устанавливается цилиндрическая пружина возврата, которая располагается соосно с сильфоном внутри или снаружи последнего.

Основными недостатками сильфонных приводов являются малый ход, малое создаваемое усилие и ограниченный цикловой ресурс, невозможность и нецелесообразность ремонта сильфона, в связи с чем при выходе из строя сильфона необходимо заменить новым весь сильфонный узел привода арматуры.

17.8. Лопастные приводы вращательного движения

В лопастном приводе поворот выходного вала происходит в связи с тем, что на одну сторону лопасти, жестко соединенной с выходным валом, действует давление управляющей среды. Можно выделить однолопастные (рис. 17.23) и двухлопастные (рис. 17.24) приводы. В однолопастных приводах угол поворота выходного вала может достигать 180° и более, в двухлопастных — немногим более 90°. При одинаковых размерах лопастей и одних и тех же величинах давления управляющей среды крутящий момент, создаваемый двухлопастным приводом, примерно в два раза больше, чем однолопастным. Важным является обеспечение герметичности подвижного соединения лопасти и корпуса привода, поскольку щелевой зазор здесь имеет значительную протяженность.

Учитывая возможную значительную протечку воздуха через этот зазор, наиболее целесообразно использовать лопастные приводы с применением масла в качестве управляющей среды. Для уменьшения сил трения рабочие поверхности корпуса и лопасти покрываются слоем фторопласта, что обеспечивает

износостойкость и коррозионную стойкость рабочих поверхностей. Герметизация зазоров достигается применением уплотнительных резиновых шнуров, это позволяет применять в качестве рабочей среды сжатый воздух.

Лопастные приводы могут быть двустороннего и одностороннего действия. В последнем случае с использованием пружины возврата можно обеспечить клапану нужный вид действия НО или НЗ.

Несмотря на некоторые положительные свойства (малые габариты, низкая металлоемкость, простота конструкции), лопастные приводы не получили в арматуростроении широкого применения. Это объясняется рядом причин, основными из которых являются следующие. 1. Число конструкций арматуры, управляемой путем поворота затвора менее чем на один оборот, ограничено кранами и

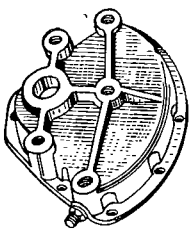


Рис. 17.23. Однолопастной гидропривод

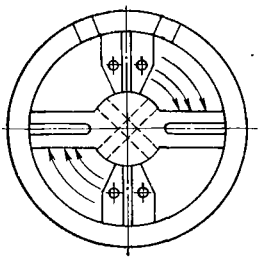


Рис. 17.24. Двухлопастной гидропривод

заслонками. Для остальных типов арматуры (клапаны, задвижки) эти приводы неприемлемы. 2. Трудно обеспечить в лопастном приводе герметичность подвижного сопряжения лопасти с корпусом, так как для этого требуется очень тщательная дорогостоящая пригонка или применение резиновых уплотнительных шнуров на лопасти. В последнем случае усложняется конструкция, увеличивается трение и снижается долговечность и безотказность конструкций. Значительные протечки воздуха через зазоры создают большие потери его из компрессорной сети предприятия и снижают экономические показатели применения пневмопривода, а применение масла в качестве управляющей среды вызывает необходимость иметь дополнительное оборудование (насосы и пр.), помимо этого, протечки масла загрязняют производственные помещения.

Глава 18

МЕМБРАННЫЕ ПНЕВМО- И ГИДРОПРИВОДЫ

18.1. Принципиальные схемы действия мембранных приводов

Мембранный привод представляет собой устройство, в котором движение ведомому звену передается под действием давления газа или жидкости на упругую (эластичную) мембрану из резины, металла или полимерных материалов (полиэтилен, фторопласт и др.). Усилие, создаваемое давлением управляющей среды на мембрану, передается на «грибок», образованный штоком и опорным диском. Шток перемещается поступательно, величина хода штока и прогиба мембраны определяется условием равновесия подвижной системы привода, в которую входит грибок и мембрана. Силовое равновесие системы образуется в результате действия силы, создаваемой управляющим давлением на мембрану, и сил сопротивления на шток (включая силу, создаваемую упругой деформацией мембраны). Чтобы обеспечить возможность перемещения штока в обе стороны силовое замыкание системы выполняется с помощью уравновешивающей

пружины или с помощью груза. Применяются также беспружинные приводы, в которых подвижная система уравновешивается давлением воздуха на мембранный блок с противоположной стороны. Принципиальные схемы действия мембранных приводов приведены на рис. 18.1.

В рычажно-грузовых мембранных приводах усилие, создаваемое на мембране, уравновешивается постоянной силой, в пружинных — переменной силой, пропорциональной ходу штока. В беспружинных мембранных приводах давление на мембранный блок (действующее усилие) может регулироваться с обеих сторон.

В трубопроводной арматуре мембранный привод обычно применяется с резиновой мембраной. Мембраны изготовляются из резины толщиной 2—4 мм с тканевой прослойкой или без прослойки. По форме сечения мембрана может быть плоской, плоской собранной и формованной (рис. 18.2). Плоская и плоская собранная мембраны изготовляются из листовой резины. В плоской мембране отверстия под болты и на фланцах корпуса совпадают. Плоская собранная мембрана имеет отверстия под болты, расположенные по окружности большего диаметра, чем во фланце, благодаря этому при установке мембраны в привод она приобретает вогнутую форму. Формованная мембрана приобретает вогнутую форму при изготовлении ее в пресс-форме; она имеет наименьшую жесткость, следовательно, обладает наиболее целесообразной формой.

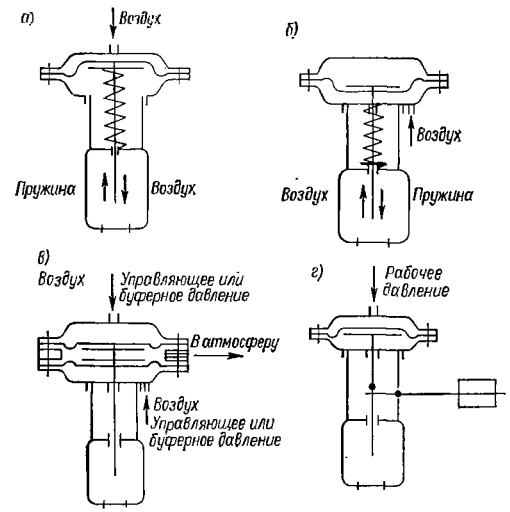


Рис. 18.1. Принципиальные схемы действия мембранных приводов: *а* — пружинного прямого действия; *б* — пружинного обратного действия; *в* — беспружинного; *г* — рычажно-грузового

Во всех случаях передача усилия с мембраны на шток осуществляется с помощью опорного диска, образующего для мембраны опорную площадку. Обычно выбирают диаметр опорного диска $d \approx 0{,}8D$ $(0{,}75 \div 0{,}85D)$, где D — диаметр заделки мембраны. Ход мембраны принимают в пределах $S_у = (0{,}1 \div 0{,}2)\,D$, причем он распределяется несимметрично относительно плоскости заделки мембраны: $^2/_3 S_у$ выше плоскости заделки и $^1/_3$ ниже ее. Это обеспечивает бо́льшую долговечность мембраны. С использованием передаточного рычага мембранный привод можно применять и для арматуры с поворотным запорным устройством (заслонки).

Наиболее широко мембранный пружинный привод с резиновой мембраной применяется в регулирующей арматуре, где он носит название пневматического мебранно-пружинного исполнительного механизма (МИМ). С его помощью производится перемещение и установка плунжера в положение, обусловленное командным сигналом. Помимо пружинных применяются также, хотя значительно реже, беспружинные мембранные исполнительные механизмы.

Полный ход штока МИМа согласно ГОСТ 9468—60 должен совершаться при изменении командного давления воздуха (или инертного газа) от 0,02 до 0,1 МПа. При работе привода без позиционного реле (позиционера) это командное давление подается на мембрану и является одновременно управляющим давлением. При работе с позиционером командное давление подается в позиционер, а в привод подается управляющее давление воздуха обычно до 0,25 МПа.

В гидроприводе в качестве управляющей среды обычно применяется масло при давлении от 0,1 до 0,3 МПа. Помимо регулирующих клапанов мембранные пружинные и беспружинные приводы могут использоваться и в запорных, запорно-регулирующих клапанах. К приводам для запорных и запорно-регулирующих клапанов предъявляется дополнительное требование — создать в конце хода усилие, обеспечивающее герметизацию перекрытого запорного органа в клапане.

В зависимости от взаимного расположения пружины и мембраны МИМ может быть прямого действия (давление воздуха перемещает шток в сторону рабочего органа) или обратного (давление воздуха перемещает шток в сторону, обратную от рабочего органа).

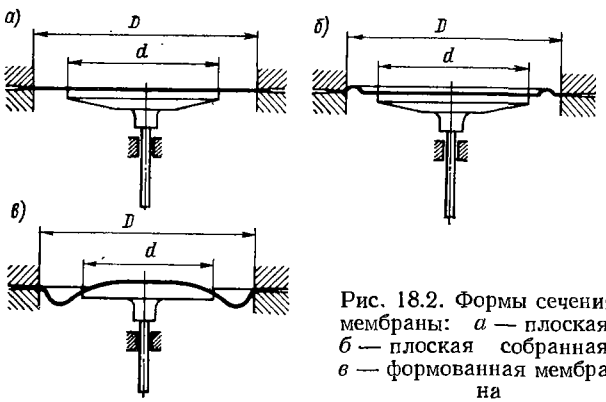


Рис. 18.2. Формы сечения мембраны: *а* — плоская; *б* — плоская собранная; *в* — формованная мембрана

Мембранно-пружинный исполнительный механизм и рабочий орган (регулирующий или запорный) вместе образуют регулирующий или запорный клапан. В зависимости от взаимной компоновки привода и рабочего органа клапаны могут быть с видом действия «Нормально открыт» (НО) или «Нормально закрыт» (НЗ). Клапан с видом действия НО при прекращении действия энергии, создающей перестановочное усилие, автоматически открывается под действием усилия пружины. Клапан с видом действия НЗ при прекращении действия энергии, создающей перестановочное усилие, автоматически закрывается под действием усилия пружины. Требуемый вид действия может быть достигнут двумя способами: применением МИМа прямого действия и расположением рабочего органа с открыванием седла в сторону привода или в обратную сторону (применяется наиболее часто), либо использованием одного рабочего органа и привода прямого или обратного действия.

Беспружинные мембранные исполнительные механизмы, как правило, имеют две мембраны, а полость между ними сообщается с атмосферой. Этим достигается уменьшение деформации каждой из мембран в сторону ее растяжения и тем самым увеличение срока ее службы. Недостатком беспружинных мембранных приводов является невозможность обеспечения требуемого вида действия НО или НЗ при отсутствии управляющего воздуха, так как в этом случае затвор клапана перемещается под действием давления рабочей среды в исполнительном органе. Для придания беспружинному мембранному приводу свойств НО или НЗ могут быть применены специальные переключающие клапаны, но они сложны и не получили распространения. Беспружинные мембранные приводы могут управляться с использованием буферной полости, в которой поддерживается постоянное давление, или с применением реверсивного позиционера. Воздушный буфер выполняет роль пружины возврата и создает силовое замыкание подвижной системы. При управлении с помощью реверсивного позиционера подача управляющего воздуха производится в ту или иную полость, в зависимости от требуемого направления движения штока. Распределение управ-

ляющего воздуха производится позиционером. Перемещение штока происходит под действием перестановочного усилия, создаваемого разностью давлений, действующих на мембраны мембранного блока. Беспружинный исполнительный механизм имеет меньшие габариты по высоте, чем пружинный, и при одинаковых диаметрах заделки мембраны может создавать увеличенные по сравнению с МИМом перестановочные усилия, так как в нем нет пружины, противодействующей движению штока. Они применяются лишь тогда, когда требуется в конструкции использовать повышенное усилие. В тех случаях, когда необходимо создать большое усилие при значительном ходе, используются поршневые приводы.

18.2. Мембранно-пружинные исполнительные механизмы

На рис. 18.3 и 18.4 показаны конструкции МИМов прямого и обратного действий. Мембрана, защемленная между фланцами с помощью болтов, упирается в опорный диск. Регулировка усилия пружины производится регулировочной

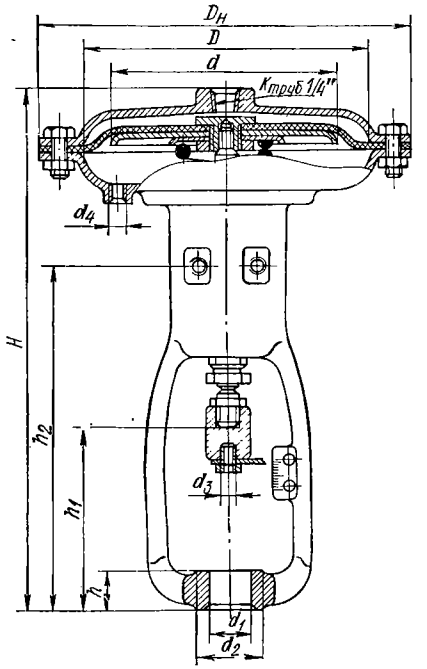


Рис. 18.3. Конструкция МИМа прямого действия

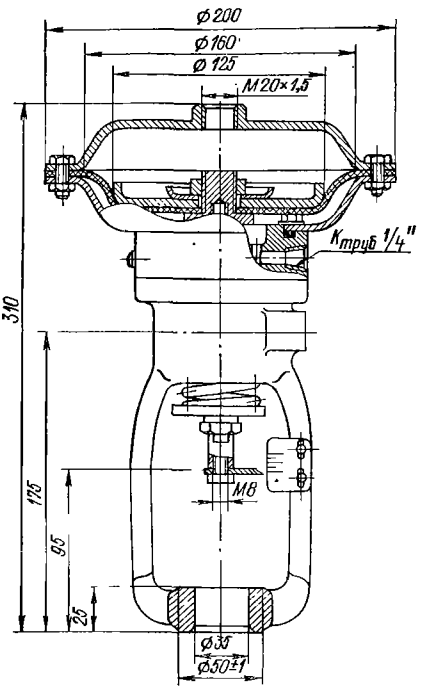


Рис. 18.4. Конструкция и размеры МИМа обратного действия (с диаметром заделки мембраны 160 мм)

гайкой. На соединительной муфте закреплена стрелка местного указателя положения штока, перемещающаяся относительно шкалы, закрепленной на стойке бугеля. Мембранно-пружинный исполнительный механизм обратного действия имеет дополнительно утолщенный диск, закрепленный между бугелем и мембранной камерой. С помощью этого диска осуществляется подвод управляющего воздуха в нижнюю камеру и герметизация сальником подвижного соединения штока с камерой. Мембранно-пружинные исполнительные механизмы могут иметь дополнительные механические, электрические, пневматические или электропневматические блоки, выполняющие различные задачи (ручное дублирова-

ние управления, дистанционная сигнализация положения затвора; фиксация положения затвора и др.).

Мембранно-пружинные исполнительные механизмы с позиционером или без позиционера используются в регулирующих клапанах для непрерывного регулирования процессов. Для запорной арматуры и для двухпозиционного регулирования используются мембранно-пружинные исполнительные механизмы повышеной мощности (МИМП). Как МИМ, так и МИМП могут быть прямого действия (ППХ) или обратного действия (ОПХ).

В табл. 18.1 приведены основные габаритные и присоединительные размеры по ГОСТ 13373—67 для МИМов и МИМПов с диаметром заделки мембраны от 200 до 500 мм. Условные обозначения размеров приведены на рис. 18.3. Размеры МИМов и МИМПов для мембран с диаметром заделки 160 мм приведены на рис. 18.4. Основные параметры МИМов даны в табл. 18.2.

18.1. Основные габаритные и присоединительные размеры МИМов и МИМПов

Тип МИМа и МИМПа	D	$D_н$	H	d	d_1	d_2	d_3	d_4	h	h_1	h_2	Масса, кг
	мм											
ППХ	200	250	370	160	65	80	M8	M12	25	135	270	12
ОПХ			400							120		14
ППХ	250	310	470	200			M10			170	300	22
ОПХ			500							145		24
ППХ	320	380	600	250	85	100	M12	M16	28	205	370	34
ОПХ			630							165		38
ППХ	400	470	780	320			M14			250	410	65
ОПХ			810							190		70
ППХ	500	570	970	400	95	115	M16	M20	32	310	530	150
ОПХ			1000							210		160

По допустимым условиям эксплуатации МИМы подразделяются на три группы: первая группа — для работы при температуре окружающего воздуха от —50 до +50 °С; вторая группа — от —30 до +50 °С и третья группа — от —15 до +50 °С. Относительная влажность воздуха допускается в пределах 30—80 %. При температуре 35 °С допускается относительная влажность воздуха до 95 %.

Мембранно-пружинные исполнительные механизмы могут управлять также рабочим органом с вращательным движением. На рис. 18.5 показан мембранно-пружинный привод с поворотным рычагом, который может быть использован для управления поворотными заслонками и кранами. С помощью рычага, работающего по этой схеме, можно управлять также клапаном, требующим большего хода, чем тот, которым располагает МИМ. Однако с увеличением передаточного отношения плеч рычага уменьшается перестановочное усилие, передаваемое на рабочий орган арматуры, в связи с этим будет иметь место увеличение рассогласования при работе привода без позиционера.

18.2. Осиовные параметры МИМов прямого и обратного действия, укомплектоваиных позиционерами

Параметры	Диаметр заделки мембраны D, мм					
	160	200	250	320	400	500
Эффективная площадь мембраны $F_{эф}$, см^2	160	250	400	630	1 000	1 600
Условный ход S_y, мм	6; 10	10; 16	16; 25	25; 40	40; 60	60; 100
Перестановочное усилие N_{max}, Н, при прямом ходе:						
начало хода	3500	5600	9000	14 000	22 400	35 500
конец хода	2300	3700	6000	9 500	15 000	23 600
То же при обратном ходе:						
начало хода	1600	2500	4000	6 300	10 000	16 000
конец хода	300	500	800	1 200	2 000	3 100

Иногда для управления клапанами не требуется значительного перестановочного усилия. В этих случаях могут применяться малогабаритные мембранно-пружинные приводы, один из которых показан на рис. 18.6. Уменьшение габаритов достигается не только путем уменьшения диаметра мембраны, но и тем,

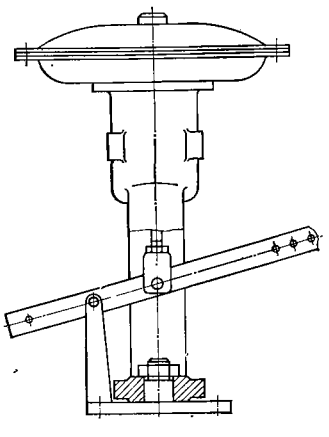


Рис. 18.5. Мембранио-пружинный привод с поворотиым рычагом

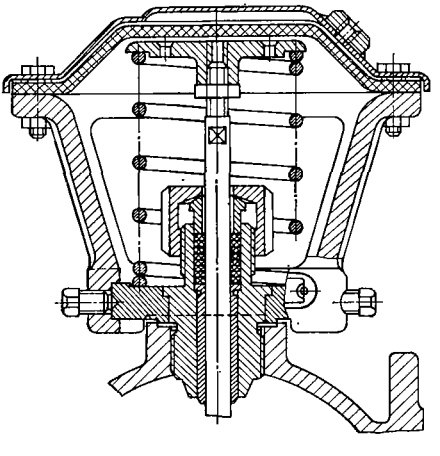


Рис. 18.6. Малогабаритный мембранно-пружинный привод

что привод имеет, по существу, не блочную (агрегатную) конструкцию, а встроенную: шток привода и рабочего органа объединены в одну деталь, сальник исполнительного органа расположен внутри пружины, регулировка пружины и ход мембраны взаимосвязаны и т. д.

При необходимости получения большого хода применяются мембранно-пружинные приводы с чулочной мембраной (рис. 18.7), при использовании которых мембранный привод по принципу действия приближается к поршневому. Герметизация подвижного соединения в этих конструкциях обеспечивается чулочной мембраной.

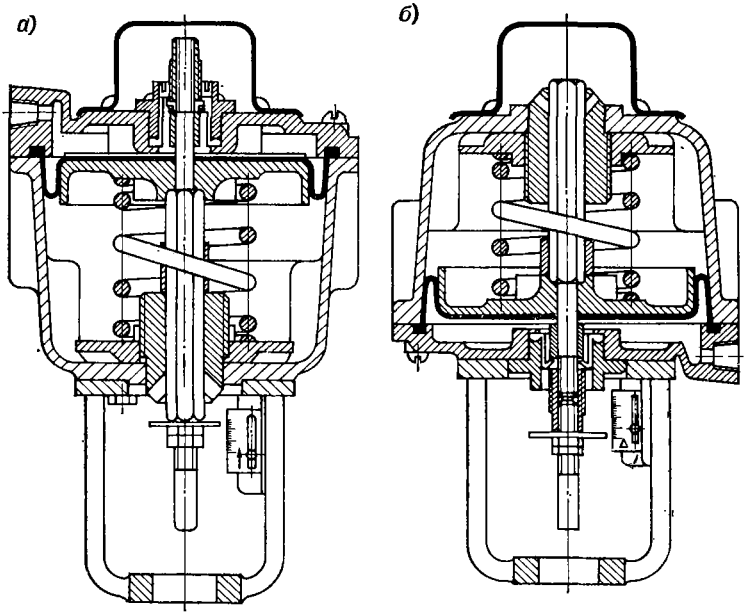


Рис. 18.7. Мембранно-пружинный привод с чулочной мембраной: *а* — вид действия НО; *б* — вид действия НЗ

18.3. Мембранные рычажно-грузовые приводы

Рычажно-грузовые мембранные приводы применяются в регуляторах давления прямого действия. Эти регуляторы астатического действия — при нарушении равновесия подвижной системы (в связи с изменением давления в мембранной полости) шток движется в сторону открытия или закрытия клапана непрерывно до тех пор, пока давление на мембране не изменится и возникнет равновесие системы. Это связано с тем, что уравновешивающая сила, создаваемая грузом, постоянна.

Мембранно-пружинные приводы применяются в регуляторах давления пропорционального действия. В этих регуляторах в связи с сжатием пружины с ходом штока уравновешивающее усилие возрастает, и подвижная система уравновешивается при разных давлениях в зависимости от хода штока.

Регулятор давления обычно состоит из двухседельного тарельчатого клапана, снабженного мембранным рычажно-грузовым приводом, поэтому ход штока требуется небольшой. Расчетная величина хода в этом случае $S_{\text{у}} \approx 0{,}15d_{\text{с}}$, где $d_{\text{с}}$ — диаметр отверстия в седле клапана. Здесь применим и используется привод с плоской мембраной сравнительно небольшого диаметра. Мембрана играет не только роль привода, но и роль чувствительного элемента. Применение формованной мембраны большого диаметра здесь нецелесообразно, так как она образует элемент повышенной чувствительности, при котором малые изменения давления будут приводить к резким перемещениям плунжера с большой амплитудой. Тогда возникнет опасность работы с ударами плунжера о седло. Малая

плоская мембрана создает не только менее чувствительную систему, но благодаря повышенной жесткости несколько приближает астатический характер работы регулятора с резкими перемещениями плунжера к более спокойной работе пропорционального регулятора. При этом несколько увеличивается неравномерность величины отрегулированного давления, зато работа клапана приобретает более спокойный характер.

18.4. Позиционеры (позиционные реле)

Для улучшения эксплуатационных качеств регулирующих клапанов путем снижения рассогласования хода до минимума используются позиционеры (позиционные реле). Позиционер представляет собой устройство, предназначенное для управления перемещением штока строго пропорционально командному давлению путем использования обратной связи по положению штока. Таким образом исключается влияние сил трения, неуравновешенности плунжера, изменений эффективной площади мембраны с ходом плунжера и некоторых других факторов на положение плунжера, т. е. сводится к минимуму рассогласование между командным давлением и действительным ходом плунжера. При действии указанных выше факторов рассогласование может быть велико и доходить до 30 % (мембранные регулирующие клапаны). Позиционеры уменьшают рассогласование до 1,5—2 % и менее и снижают запаздывание работы регулирующих клапанов, поскольку их объем во много раз меньше объема мембранной камеры МИМа.

Применение позиционеров целесообразно в следующих случаях: в системах точного регулирования, когда рассогласование без применения позиционера выходит за пределы допустимых погрешностей; при высоких давлениях среды, когда возникает необходимость сильной затяжки сальника, создаются большие силы трения и неуравновешенности плунжера; при работе регулирующего клапана на вязких средах, на пульпе, шламе, суспензиях, когда для перемещения плунжера требуется создание больших перестановочных усилий; при использовании беспружинных исполнительных механизмов, когда необходимо применять реверсивные позиционеры; при больших перепадах давлений на клапане (более 0,4—1,6 МПа в зависимости от условного диаметра клапана и неуравновешенности плунжера).

Позиционеры могут быть одностороннего действия и реверсивными. Для МИМов, которыми наиболее часто комплектуются регулирующие клапаны, применяются следующие отечественные позиционеры одностороннего действия: при условном ходе плунжера регулирующего клапана до 10 мм используется позиционер ПР-10; при ходе плунжера от 10 до 25 мм — позиционер ПР-10-25; при условном ходе плунжера от 25 до 100 мм может быть использован позиционер ПР-10-100, снабженный рычажной передачей, благодаря которой может ступенчато изменяться передаточное отношение между ходом штока позиционера и ходом плунжера регулирующего клапана. Для беспружинных исполнительных механизмов используются реверсивные позиционеры с целью регулирования давления воздуха в обеих полостях.

Внешний вид позиционера и его рабочее положение на МИМах прямого и обратного хода показаны на рис. 5.13 и 5.14. Позиционер закрепляется на МИМе неподвижно, а своим штоком он упирается в опорный диск мембраны и перемещается вместе с ним. Перечисленные выше позиционеры работают по одному общему принципу компенсации усилия в чувствительном элементе позиционера.

При работе позиционера к нему подводится командный воздух от прибора-регулятора с давлением 0,02—0,1 МПа и управляющий воздух с давлением 0,2 МПа. Управляющий воздух (питание) через позиционер подается в привод МИМа, причем его давление с помощью пилотного устройства позиционера регулируется таким образом, что шток МИМа занимает положение, строго соответствующее величине командного давления. Механическую связь позиционера с МИМом осуществляет шток позиционера, перемещающийся вместе с опорным диском МИМа.

Давление управляющего воздуха (питание), поступающего в привод МИМа, изменяется благодаря действию пилотного устройства позиционера, в котором

открывается или закрывается отверстие, через которое поступает управляющий воздух и одновременно закрывается или открывается отверстие, через которое воздух может выходить в атмосферу.

На рис. 18.8 показан позиционер ПР-10. Пилотное устройство состоит из двух соединенных между собой мембран, имеющих неодинаковые эффективные площади: эффективная площадь мембраны *1* больше эффективной площади мембраны *2*. В связи с этим командное давление воздуха, поступающего между мембранами, создает усилие, направленное в сторону пружины *6*. При перемещении

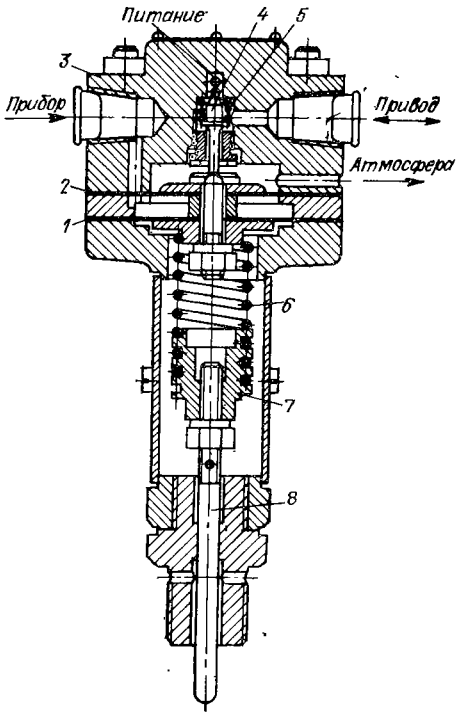


Рис. 18.8. Позиционер ПР-10:

1 и *2* — мембраны; *3* — головка; *4* — пилотный клапан; *5* — пружина пилотного клапана; *6* — пружина обратной связи; *7* — регулировочная гайка; *8* — шток

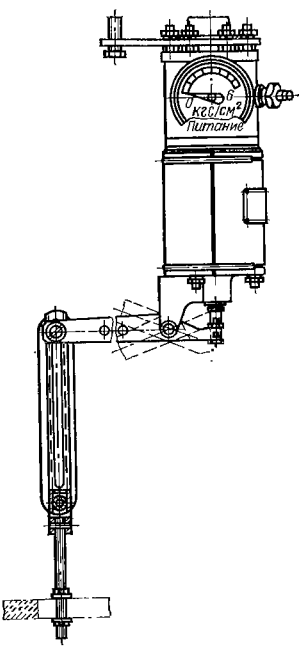


Рис. 18.9. Позиционер ПР-10-100

мембранного узла в этом направлении сжимается пружина *6* обратной связи, с увеличением усилия которой в новом положении создается равновесное состояние мембранной системы.

Положение равновесия зависит от ступени сжатия пружины, на которое влияет положение нижнего конца пружины, связанного со штоком *8* позиционера. Нижний конец пружины соединен со штоком с помощью гайки *7* так, что число рабочих витков можно изменять и тем самым регулировать жесткость пружины. Шток осуществляет обратную связь с регулирующим клапаном, упираясь в тарелку и перемещаясь с ней, поэтому с изменением положения плунжера регулирующего клапана (положения штока МИМа) усилие пружины, действующее на мембранный блок позиционера, изменяется.

В позиционер подается сжатый воздух под давлением 0,02—0,1 МПа от регулятора или устройства дистанционного управления и сжатый воздух под дав-

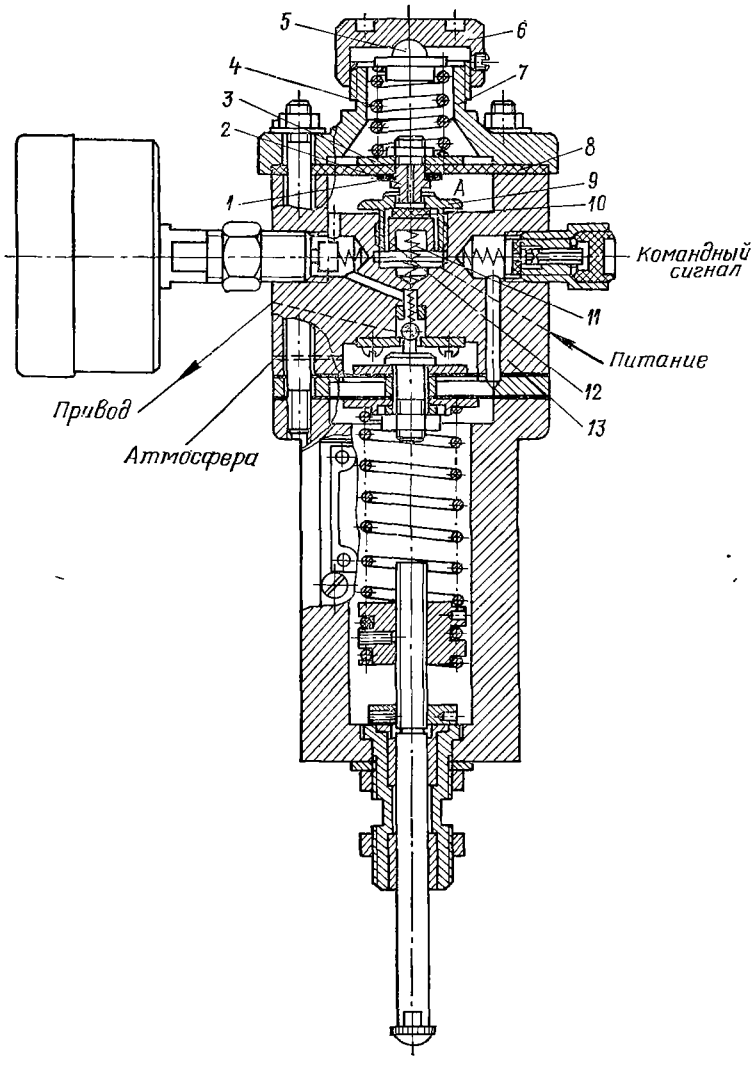


Рис. 18.10. Позиционер ПР-10-25:

1 и *3* — диски; *2* — седло-толкатель; *4*, *11* — пружины; *5* — грибок; *6* — регулировочная гайка; *7* — крышка; *8* — резиновая мембрана; *9* — штуцер; *10* — резиновое уплотнение; *12* — клапан; *13* — головка

лением 0,2±0,05 МПа для питания пневматического мембранного привода регулирующего клапана. Для управления регулирующим клапаном в позиционере имеется пилотное устройство в виде клапана с двумя противоположно направленными седлами. Через одно из них воздух проходит в привод регулирующего клапана, через другое — в атмосферу. Положение пилотного клапана зависит от положения мембранного узла позиционера, которое, в свою очередь, зависит от величины командного давления воздуха и положения привода регулирующего клапана (положения плунжера). Седло пилотного клапана обычно имеет диаметр около 3 мм, ход клапана — 0,15—0,20 мм. При достижении требуемого положения плунжера регулирующего клапана, определяемого командным давлением (положение штока позиционера), перекрывается подача сжатого воздуха в пневмопривод регулирующего клапана, и перемещение плунжера прекращается.

На рис. 18.10 показан позиционер ПР-10-25 с ходом штока от 10 до 25 мм. Принцип его действия такой же, как и принцип действия позиционера ПР-10, но в верхней части он снабжен редуктором давления сжатого воздуха. Работа редуктора протекает следующим образом. Сжатый воздух (питание) поступает в камеру клапана *12* с резиновым уплотнением *10*. Седло клапана находится в штуцере *9*, ввинченном в корпус головки *13* позиционера. Резиновая мембрана *8* разделяет полости головки корпуса и крышки *7* и несет в центре подвижное седло-толкатель *2*, закрепленное между дисками *1* и *3*. Седло-толкатель при прогибе мембраны открывает клапан *12*. В диск *3* упирается пружина *4*, усилие которой можно регулировать гайкой *6*, сжимающей пружину через грибок *5*. Сжатый воздух (питание) при открытом клапане *12* из камеры клапана поступает в камеру *А* и затем через позиционер поступает в привод регулирующего клапана. Регулировка давления воздуха в редукторе происходит следующим образом. При понижении давления в камере А мембрана под действием пружины прогибается в сторону клапана; седло-толкатель *2* открывает клапан, сжимая пружину *11*, в камеру *А* поступает сжатый воздух и давление в камере повышается. С повышением давления мембрана отжимает пружину, седло-толкатель перемещается вверх, клапан *12* прикрывает проход воздуха в камеру *А* или вовсе прекращает подачу. При чрезмерном давлении избыток воздуха сбрасывается через отверстие в седле-толкателе. Из камеры *А* воздух под отрегулированным давлением поступает через соединительные отверстия к манометру и под шариковый клапан, управляемый пилотным устройством с мембранным блоком. Командное давление воздуха поступает в камеру между мембранами, блок которых управляет шариковым клапаном, регулируя давление управляющего воздуха в зависимости от давления командного воздуха и положении штока позиционера. Давление в камере *А* регулируется гайкой *6* путем изменения усилия пружины. В позиционере предусмотрена возможность подключения манометров для визуального контроля давления воздуха в линиях давления питания, управляющего давления, давления, поступающего в привод регулирующего клапана, и командного давления. Резьбовые отверстия для подсоединения манометров снабжены пружинными обратными клапанами, которые перекрывают выход воздуха в атмосферу и отжимаются штуцерами манометров при их посадке на место в резьбовом отверстии. Работа позиционера может быть проверена путем вывинчивания специальной пробки, которой имитируют изменение командного сигнала, поступающего в позиционер.

Внешний вид позиционера ПР-10-100 показан на рис. 18.9. Позиционер представляет собой позиционер ПР-10-25, снабженный рычажной передачей со ступенчатой регулировкой передаточного отношения, благодаря чему выходное звено позиционера получает увеличенный ход. Такой позиционер может обслуживать регулирующие клапаны с ходом до 100 мм.

Приложение

Переводная таблица ГОСТов на фланцы

ГОСТы, действующие до 1-го января 1983 г.	ГОСТы, действующие с 1-го января 1983 г.
1233—67; 1234—67	12815—80
6972—67	12817—80
1235—67; 12815—67; 12816—67	12817—80
12817—67; 12818—67; 12819—67	12818—80
12812—67; 12825—67	12819—80
1255—67; 9938—62; 12827—67; 12828—67	12820—80
12829—67; 12833—67; 12835—67	12821—80
1268—67; 12834—67	12822—80

Список литературы

1. **Гуревич Д. Ф., Шпаков О. Н., Вишнев Ю. Н.** Арматура химических установок. Л.: Химия, 1979. 320 с.

2. **Гуревич Д. Ф.** Трубопроводная арматура. Л.: Машиностроение, 1981. 368 с.

3. **Гуревич Д. Ф.** Расчет и конструирование трубопроводной арматуры. Л.: Машиностроение, 1969. 837 с.

4. **Казинер Ю. Я., Слободкин М. С.** Арматура систем автоматического управления. М.: Машиностроение, 1977. 134 с.

5. **Каталог-справочник.** Арматура энергетическая. М.: НИИЭинформэнергомаш, 1978. 166 с.

6. **Каталог-справочник.** Промышленная трубопроводная арматура: В 3-х ч. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1972. Ч.1. 189 с. 1977. Ч. 2. 121 с. 1978. Ч. 3. 137 с.

7. **Каталог-справочник.** Арматура с электромагнитным приводом. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1980. 63 с.

8. **Кондратьева Т. Ф.** Предохранительные клапаны. Л.: Машиностроение, 1976. 230 с.

9. **Пржиалковский А. Л., Щучинский С. Х.** Электромагнитные клапаны. Л.: Машиностроение, 1967. 246 с.

А

Арматура бессальниковая 28—30
— действующая автоматически 115—173
— запорная 7—78
— — с электроприводом 20—27, 62—71
— обратная (защитная) 155—165
— предохранительная 127—155
— — энергетическая 142—155
— регулирующая 78—102
— — энергетическая 88—91
— управляемая 7
— фазоразделительная 167
— электромагнитная запорная 27—49
— электромагнитная распределительная 102—114

Б

Блочное исполнение электромагнитных приводов 269—272

В

Взрывозащищенность электроприводов 217
Вращающий момент электропривода 220, 226, 230
Выбор предохранительного клапана 131, 184
— регулирующего клапана 78
Выключатель блочный 216
— взрывозащищенный 217—220
— встроенный 215
— конечный 218
— маслонаполненный 218
— муфты 205
— путевой 215

Г

Габаритные размеры арматуры 14—177
— — электроприводов 222, 234, 241, 253, 255
Гидравлическое сопротивление арматуры 178
Гидравлические характеристики запорной арматуры 177
Гидродинамическое усилие 180

Д

Давление закрытия предохранительного клапана 128
— начала открытия предохранительного клапана 128
— полного открытия предохранительного клапана 128
Датчики положения затвора 190
— потенциометрические 193
Диапазон настройки 191
Дифференциальный ход 191
Дублер ручной предохранительного клапана 137, 142
— — электромагнитного клапана 48
— — электропривода 190, 210

З

Задвижки 61
— с выдвижным шпинделем с электроприводом 63
— с невыдвижным шпинделем с электроприводом 68
— с поршневым пневмо- или гидроприводом 71
Заслонки с электроприводом 72
Защита щелевая 219
— электромагнитного привода 267
— электропривода 231, 256

К

Категория взрывозащиты электропривода 256
Катушка электромагнита 267
Клапаны запорные 20
— мембранные 26, 93
— обратные 155
— обратные поворотные 160
— — подъемные 156
— отключающие 165
— отсечные 49—60
— предохранительные главные 148

— — импульсные 146
— — малоподъемные 133
— — полноподъемные 137
— — рычажно-грузовые 133
— — сильфонные 133
— — среднеподъемные 129
— регулирующие двухседельные 80
— — односедельные 87
Клапаны
— шланговые 97
— — алюминиевые 97
— — с пневмоприводом 97
— — с электроприводом 97
— электромагнитные 27—48
Конденсатоотводчики 167
— поплавковые 168
— термодинамические 173
— термостатные 171
Коробка путевых выключателей 215
Коэффициент гидравлического сопротивления арматуры 178
— динамический электропривода 191
— настройки электропривода 191
— перегрузки электродвигателя 191
— пропускной способности арматуры 178
— расхода 178, 184
Краны с пневмо- или гидроприводом для наземной установки 12
— — — — — — для подземной установки 16
— шаровые 16—18

Л

Линейная расходная характеристика 6, 179

М

Магнитопровод 267
Магнитная система унифицированная 273
Мембраны 303
Мембранно-пружинные исполнительные механизмы (МИМ) 304
Механические характеристики электроприводов 226, 230, 239, 250
Момент вращающий 198
— крутящий 191
— — критический 191
— — предельный 191, 220
— — электропривода 191
Муфта предельного момеита 203

Н

Настройка электропривода 191
Нечувствительность муфты 192
— электропривода 192

О

Оболочка взрывобезопасная 218
Основные размеры арматуры 14—177
— — МИМов 305
— — электроприводов 222, 234, 241, 253, 255, 262
Отверстие загрузочное электромагнитного клапана 37
— разгрузочное электромагиитного клапана 37
Относительный расход среды 179
— ход плунжера 179

П

Передаточное число редуктора 211
Передача дистанционная 231
Перепад давлений на арматуре 178
Подбор грузов к предохранительным клапанам 135
— мембранных головок и грузов к регуляторам давления 118
— пружин к предохранительным клапанам 138
Полное число оборотов вала привода 215
Порог чувствительности регулирующего клапана 80
Потенциометр 193
Предел регулирования давления открытия предохранительного клапана 130
Приводы для управления арматурой 188
— мембранные 301
— поршневые 281
Присоединительные размеры электроприводов 222, 234, 241, 253, 255
Пропускная способность арматуры 5, 178
— — условная 5

Р

Равнопроцентная пропускная характеристика 6, 179
Размеры электроприводов 222, 234, 241, 253, 255
Распределительные клапаны 102—114
Редуктор кулисно-винтовой 256
— планетарный 200, 211, 243
— цилиндрический 200
— червячный 200, 221, 224
Редукционно-охладительные установки (РОУ) 152

С

Сердечник электромагнита 267
Сталь ферромагнитная 271, 276

Т

Технические данные арматуры 14—177
— — электроприводов 226, 230, 239, 250
Трубка разделительная электромагнитного привода 272

У

Указатели положения затвора 249
Унифицированный ряд электроприводов 253
Управление арматурой 189
Условное обозначение электропривода 226, 230, 234, 239, 241, 250, 253
Условный коэффициент пропускной способности 5
Устройства блокировочные 207
— предохранительные импульсные 205
— тормозные 206

Х

Характеристики арматуры гидравлические 177, 179
— — кавитационные 180
— предохранительных клапанов 129
— пропускные 5
— расходные 5
— тяговые внешние электромагнитных приводов 268
— — электромагнитных приводов 268
Ход затвора арматуры 5
— плунжера условный 5
— сердечника рабочий 271, 276

Ч

Частота вращения выходного вала электропривода 191

Э

Электродвигатели 195—200
Электроприводы 188—266
— двухскоростные 202
— колонковые 222
— многооборотные 220—256
— неполноповоротные 256
— унифицированные 253
— энергетической арматуры 222

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3

Введение 4

РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ

АВТОМАТИЧЕСКИ УПРАВЛЯЕМАЯ АРМАТУРА С ПРИВОДОМ (НЕПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ)

Глава 1. **Краны с автоматическим управлением** 7

1.1. Назначение, основные типы, область применения . . . . —
1.2. Краны с электроприводом 8
1.3. Краны с поршневым приводом 9

Глава 2. **Запорные клапаны с автоматическим управлением** 19

2.1. Назначение, основные типы, область применения . . —
2.2. Запорные клапаны с электроприводом 20
2.3. Запорные клапаны с электромагнитным приводом (электромагнитные клапаны) 27
2.4. Запорные клапаны с поршневым приводом . . . 49
2.5. Запорные клапаны с мембранным приводом . . . 56

Глава 3. **Задвижки с автоматическим управлением** 61

3.1. Назначение, основные типы, область применения . —
3.2. Задвижки с электроприводом 62
3.3. Задвижки с выдвижным шпинделем 63
3.4. Задвижки с невыдвижным шпинделем 68
3.5. Задвижки с поршневым приводом 71

Глава 4. **Заслонки с автоматическим управлением** . . —

4.1. Устройство, назначение, область применения . . . —
4.2. Заслонки с электроприводом 73
4.3. Заслонки с поршневым приводом 78
4.4. Заслонки с мембранным приводом . . . . . —

Глава 5. **Регулирующая арматура с автоматическим управлением** . . . —

5.1. Принцип действия и классификация . . . . . —
5.2. Регулирующие органы трубопроводной арматуры . . . 80
5.3. Двухседельные регулирующие клапаны . . . . . —
5.4. Односедельные регулирующие клапаны 87
5.5. Регулирующие клапаны с тросовым управлением от дистанционно расположенного привода 90
5.6. Регулирующие шиберные задвижки 92
5.7. Заслонки регулирующие . . . . . —

5.8. Шаровые регулирующие краны . . . 93
5.9. Мембранные регулирующие клапаны —
5.10. Шланговые регулирующие клапаны . . 97

Глава 6. **Смесительные клапаны** . . . 98

6.1. Устройство и назначение . . . . . —
6.2. Смесительные клапаны с МИМом и ЭИМом . 99

Глава 7. **Распределительные клапаны с электромагнитным приводом** 102

7.1. Назначение, основные типы, область применения . . . . . —
7.2. Распределительные клапаны непосредственного действия 103
7.3. Распределительные клапаны, работающие с использованием энергии рабочей среды 106

РАЗДЕЛ ВТОРОЙ

АВТОМАТИЧЕСКИ ДЕЙСТВУЮЩАЯ АРМАТУРА

Глава 8. **Регуляторы давления прямого действия** . . . 115

8.1. Назначение и классификация . —
8.2. Двухседельные регуляторы давления 116
8.3. Односедельные регуляторы давления . 119

Глава 9. **Регуляторы уровня** 121

9.1. Устройство и назначение . . . . . —
9.2. Регуляторы уровня воды в энергетических установках 124

Глава 10. **Предохранительные клапаны прямого действия** 127

10.1. Принцип действия, классификация . . . . . —
10.2. Требования, предъявляемые к предохранительным клапанам 130
10.3. Выбор типа предохранительных клапанов в зависимости от параметров защищаемой системы 131
10.4. Серийные конструкции малоподъемных предохранительных клапанов 133
10.5. Серийные конструкции полноподъемных предохранительных клапанов 137

Глава 11. **Предохранительные клапаны непрямого действия** . 142

11.1. Принцип действия, классификация . . . . . —
11.2. Серийные импульсно-предохранительные устройства . . . 144
11.3. Импульсные предохранительные устройства с пилотным управлением 153
11.4. Серийно выпускаемые предохранительные клапаны непрямого действия с управлением электроэнергией 155

Глава 12. **Обратные и отключающие клапаны** . . . . —

12.1. Назначение и классификация . . . . —
12.2. Обратные подъемные клапаны 156
12.3. Обратные поворотные клапаны 160
12.4. Отключающие клапаны 165

Глава 13. **Конденсатоотводчики** 167

13.1. Устройство и назначение . . . . . —
13.2. Поплавковые конденсатоотводчики 168
13.3. Термостатные (термостатические) конденсатоотводчики . . 171
13.4. Сопловые конденсатоотводчики 173
13.5. Термодинамические конденсатоотводчики . . . . . —

Глава 14. **Гидравлические характеристики арматуры** . . . 177

14.1. Гидравлические характеристики запорной арматуры . . . —
14.2. Гидравлические характеристики регулирующей арматуры 179
14.3. Кавитационные характеристики арматуры 180
14.4. Гидродинамические усилия в арматуре . . . . . —
14.5. Гидравлические характеристики обратных клапанов —
14.6. Гидравлические характеристики отключающих клапанов . 183
14.7. Расчет пропускной способности предохранительных клапанов 184

РАЗДЕЛ ТРЕТИЙ
ПРИВОДЫ АРМАТУРЫ

Глава 15. **Электромоторные приводы** 188

15.1. Классификация, область применения . . . . . —
15.2. Структура привода 190
15.3. Управление электромоторными приводами арматуры . . . 192
15.4. Типовая схема управления электромоторными приводами с электромеханической муфтой двустороннего действия и механической блокировкой контактов выключателей муфты 193
15.5. Электродвигатели 195
15.6. Редукторы электромоторных приводов 200
15.7. Ограничительные силовые устройства . . 203
15.8. Ручные дублеры управления приводом 210
15.9. Путевые и моментные выключатели 215
15.10. Серийно выпускаемые электромоторные приводы 220
15.11. Неполноповоротные электроприводы с кулисно-винтовым редуктором 256
15.12. Выбор электропривода для управления арматурой . 262

Глава 16. **Электромагнитные приводы арматуры** 266

16.1. Назначение, классификация и область применения . . . . —
16.2. Блочные электромагнитные приводы 269
16.3. Встроенные герметичные электромагнитные приводы . 272

Глава 17. **Поршневые пневмо- и гидроприводы** 281

17.1. Устройство и назначение . . . . . —
17.2. Поршневые прямоходные приводы двустороннего действия с поступательным движением выходного штока 284
17.3. Поршневые приводы двустороннего действия с фиксацией крайних положений поршня 286
17.4. Поршневые приводы двустороннего действия с вращательным движением выходного вала 292
17.5. Поршневые приводы одностороннего действия 298
17.6. Встроенные поршневые приводы 299
17.7. Сильфонные приводы 300
17.8. Лопастные приводы вращательного движения . . . . . —

Глава 18. **Мембранные пневмо- и гидроприводы** 301

18.1. Принципиальные схемы действия мембранных приводов . . . —
18.2. Мембранно-пружинные исполнительные механизмы 304
18.3. Мембранные рычажно-грузовые приводы 307
18.4. Позиционеры (позиционные реле) 308

Приложение 312

Список литературы . . . . . —

Предметный указатель 313

ИБ № 586

Давид Файвушев ГУРЕВИЧ,
Олег Николаевич ЗАРИНСКИЙ,
Серафим Иванович КОСЫХ и др.

ТРУБОПРОВОДНАЯ АРМАТУРА С АВТОМАТИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ

Редакторы: *Г. Г. Степанова, Н. С. Аникиева*
Художественный редактор *С. С. Венедиктов*
Технический редактор *Т. П. Малашкина*
Корректоры: *З. С. Романова, А. И. Лавриненко*
Переплет художника *В. А. Тюлюкина*

Сдано в набор 02.04.82. Подписано в печать 15.11.82. М-50506.
Формат 60×90¹/₁₆. Бумага типографская № 2.
Гарнитура литературная. Печать высокая.
Усл. печ л. 20,0. Уч.-изд. л. 25,45. Тираж 25 000 экз.
Заказ 108. Цена 1 р. 60 к.

Ленинградское отделение ордена Трудового Красного Знамени
издательства «Машиностроение»
191065, Ленинград, ул. Дзержинского, 10

Ленинградская типография № 6 ордена Трудового Красного Знамени
Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгении Соколовой
Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
193144, Ленинград, ул. Моисеенко, 10.

В 1983 г.

Издательство

„МАШИНОСТРОЕНИЕ“

выпускает в свет

следующие книги

по газодинамике,

гидравлике,

пневматике:

1. Васильченко В. А. **Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник.** 28 *л.* 1 р. 80 к.

Содержит расчетные зависимости и сведения об основных свойствах, режимах работы и условиях эксплуатации объемного гидропривода и гидрооборудования мобильных машин. Приведены характеристики, состав, основные свойства, температурные пределы применения и рекомендации по выбору рабочих жидкостей. Описаны конструкции, даны технические характеристики гидрооборудования. Предложены практические рекомендации по эксплуатации, техническому обслуживанию, обнаружению и устранению неисправностей гидрооборудования.

2. Кармугин Б. В., Стратиневский Г. Г., Мендельсон Д. А. **Клапанные уплотнения пневмогидроагрегатов.** 11 *л.* 60 к.

Рассмотрены вопросы герметизации клапанных уплотнений агрегатов пневмогидравлических систем, выбора силовой и конструктивной схемы, материалов. Приведены нормы контактных давлений при различных типах контакта и расчеты деталей клапанных уплотнений. Изложены основы технологического обеспечения герметичности и работоспособности клапанных уплотнений, методы испытания и повышения надежности.