

# **ГИДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА**

$$p_p = \frac{\sigma_B \left( \frac{d}{\delta} + 1 \right)}{\frac{1}{2} \left( \frac{d}{\delta} \right)^2 + \frac{d}{\delta} + 1}$$

Омск 2012

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение  
высшего профессионального образования  
«Сибирская государственная автомобильно-дорожная  
академия (СибАДИ)»

Кафедра подъемно-транспортных, тяговых машин и гидропривода

## **ГИДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА**

Учебное пособие

Составители В. Н. Гудинов, Н. Г. Скабкин, И.А. Семенова

Омск  
Издательство СибАДИ  
2012

УДК 532.542: 626.226  
ББК 39.71-022.82

*Рецензент* к.т.н. доц. А.А.Руппель

**Гидропневмоавтоматика:** Учебное пособие / Сост. В. Н. Гудинов, Н.Г. Скабкин, И.А. Семенова – Омск: СибАДИ, 2012. – 92 с.

Настоящее учебное пособие составлено применительно к учебным программам дисциплин «Гидроавтоматика», «Гидравлика и гидропневмопривод», «Гидравлические системы управления и средства гидропневмоавтоматики» для дорожно-строительных (транспортное направление) специальностей высших учебных заведений. Учебное пособие содержит общие сведения о пневматических приводах машин-автоматов и элементах пневматических систем управления и предназначены для студентов очной и заочной форм обучения по направлениям 190100 «Наземные транспортные системы», «Наземные транспортно-технологические комплексы», 220300 «Автоматизированные технологии и производства», 190200 «Транспортные машины и транспортно-технологические комплексы», 220300 «Автоматизированные технологии и производства».

Ил. 61. Табл. 4. Библиогр.: 18

© В.Н.Гудинов, Н.Г. Скабкин, И.А.Семенова 2012

© Издательство СибАДИ, 2012

# 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ УСТРОЙСТВАХ ГИДРОПНЕВМОАВТОМАТИКИ

## 1.1. Области применения, достоинства и недостатки устройств ГПА

**Пневмосистемы** нашли широкое применение в тех отраслях промышленности, которые относятся к взрывопожароопасным и в которых невысокие требования к быстродействию обработки сигналов (химическая, газовая, металлургическая, деревообрабатывающая); современные пневмосистемы позволяют автоматизировать процесс любой сложности. Традиционными областями применения пневмосистем в машиностроении являются производства, характеризующиеся повышенной запыленностью, влажностью, температурой, вибрациями (так в литейном производстве они занимают 66 %, в сварочном – 70 %, в кузнечно-прессовом – 40 %, в деревообрабатывающем – 15 %).

### **Достоинства:**

1. Относительное быстродействие исполнительных органов (например: пневмодвигатели углового движения допускают до 100 000 об/мин и не требуют специальных защитных устройств от перегрузок).
2. Долговечность элементов пневмоавтоматики, особенно струйных элементов, которые имеют практически неограниченный ресурс работы (10–15 лет при круглосуточной работе), а элементы мембранной техники выдерживают до 50 млн надежных срабатываний.
3. Низкая стоимость.
4. Отсутствие надобности в индивидуальном источнике питания.
5. Неограниченный запас рабочего тела (воздуха).
6. Отсутствие сложных защитных устройств от перегрузки.
7. Работоспособность элементов в условиях высокой вибрации, температуры, запыленности и т. д. Неподверженность радиационным воздействиям.
8. Высокая ремонтоспособность.
9. Элементы пневмо- и гидросистем хорошо komponуются друг с другом посредством преобразователей.
10. Отсутствие трубопроводов возврата, т. к. выхлоп производится в атмосферу.

### **Недостатки:**

1. Малая величина рабочего давления:  $P < 6 \text{ кг/см}^2$  (0,6 МПа).
2. Недостаточная плавность перемещения рабочих органов, особенно при малых скоростях и на больших расстояниях. Для устранения этого недостатка применяют пневмогидравлические приводы.

3. Конденсация водяных паров вызывает загрязнение системы. Необходимы индивидуальные средства очистки воздуха.
4. Повышенный шум при работе пневмосистем. Необходимы глушители.
5. Низкий КПД пневмоприводов (менее 1 %).
6. Низкое быстродействие пневматических систем управления (передача сигнала со скоростью звука = 0,3 км/с).

**Гидросистемы** являются основными средствами автоматизации подъемно-транспортных, дорожных и строительных машин, сельскохозяйственной техники, станков и автоматических линий в машиностроении. Кроме того, широкое применение нашли всевозможные гидрорегуляторы в химической промышленности; для автоматизации различных энергетических процессов; с их помощью производится автоматическое регулирование работы турбин и двигателей внутреннего сгорания. В целом гидросистемы применяются главным образом там, где по каким-либо причинам нельзя применять электромеханические системы.

#### **Достоинства:**

1. Малые габариты и высокая весовая отдача (отношение веса к единице мощности для гидродвигателей  $\sim 1,2$  кг/кВт, для электродвигателей  $\sim 10$  кг/кВт, в авиации  $\sim 0,3$  кг/кВт). При сравнении гидро- и электромеханических устройств равной мощности, вес и объем гидросистем составляет 10–15 % от электромеханических систем.
2. Возможность бесступенчатого плавного регулирования скорости движения исполнительных органов в широком диапазоне (до 1000 реверсов/мин), они уступают только пневматическим приводам (до 1700 реверсов/мин)  
 $\{n_{\min} = 2-3 \text{ об/мин}\} \{n_{\max} = 3000 \text{ об/мин}\}$ . Точность реверсирования составляет  $\sim 0,01$  мм.
3. Простота конструкции, высокая надежность и долговечность. Гидроприводы работают до 20 000 часов под нагрузкой. В станках это составляет  $\sim (15-20)$  лет.
4. Самосмазываемость гидросистем.
5. Легкость автоматизации посредством нормализованных гидроузлов и типовых блоков.
6. Возможность создания больших рабочих усилий за счет высоких давлений:
  - в станках  $P = 50-70 \text{ кг/см}^2$  избыт. давления  $\{5-7 \text{ МПа}\}$ ;
  - в прессах  $P = 200-300 \text{ кг/см}^2$  избыт. давления  $\{20-30 \text{ МПа}\}$ .

#### **Недостатки:**

1. Потери давления на трение.

2. Обязательное наличие индивидуального источника гидроэнергии.
3. Из-за утечки рабочей жидкости требуют герметичности и точности изготовления подвижных деталей гидроаппаратуры, что ведет к ее удорожанию.
4. Изменение скорости движения рабочих органов при изменении температуры, вязкости и плотности рабочей жидкости (необходима поднастройка в процессе работы). Вследствие утечек и изменения скорости рабочих органов нельзя применять гидропривод в делительных устройствах и в других точных механизмах.
5. Образование воздушных подушек может вызывать вредные явления кавитации и гидроудара. Для борьбы с ними применяют различные демпферные устройства.
6. Сжатие и расширение трубопроводов может привести к нарушению работы системы и к ее разрушению.
7. Огнеопасность из-за применения в качестве рабочей жидкости минеральных масел.
8. Нагрев рабочего тела (необходимо охлаждение).

Области применения того или иного привода в системах автоматизации технологических процессов и производств определяется путем анализа достоинств и недостатков, присущих каждому из них.

## 1.2. Рабочие тела гидropневмоприводов

### *Свойства сжатого воздуха*

Рабочим телом в пневматических системах управления является сжатый воздух, представляющий собой механическую смесь азота, кислорода (по объему примерно 78 и 21 % соответственно) и других газов, содержащихся в небольшом количестве (аргон, углекислый газ и т. д.), а также водяного пара. Воздух, содержащий водяные пары, характеризуется абсолютной и относительной влажностью. На практике при термодинамических расчетах используют параметры сухого воздуха. Поправку на влажность вносят только при особых требованиях к точности.

Основными и наиболее распространенными параметрами, характеризующими состояние сжатого воздуха, являются давление, температура и удельный объем (или плотность).

**Давление**  $p$  представляет собой силу, действующую по нормали к поверхности тела и отнесенную к единице площади этой поверхности. Атмосферным давлением условно принято считать давление, которое уравнивается столбом ртути высотой 760 мм, что соответствует среднему давлению атмосферы на уровне моря. Давление, отсчитываемое от величины атмосферного давления, называют **избыточным** или **манометрическим**. Его измеряют манометрами и указывают в технических характеристиках

пневматических устройств. В теоретические зависимости всегда подставляют абсолютное давление, которое равно сумме избыточного и атмосферного (барометрического) давлений и является параметром состояния газа.

Параметром состояния газа является также абсолютная **температура**  $T$ , отсчет которой ведут от абсолютного нуля, лежащего на  $273^\circ$  ниже нуля по шкале Цельсия, т. е.  $T = t^\circ + 273^\circ$ , где  $t^\circ$  – температура в градусах Цельсия. Абсолютную температуру  $T$  измеряют в Кельвинах (К). Эта величина входит во все термо- и газодинамические зависимости. **Удельный объем** представляет собой объем, занимаемый единицей массы вещества ( $\text{м}^3/\text{кг}$ )  $v = V/m$ , где  $V$  и  $m$  – соответственно объем и масса газа. Величину, обратную удельному объему, называют **плотностью**  $\rho = 1/v = m/V$ .

Иногда используют понятие удельного веса, под которым понимают вес вещества в единице его объема  $\gamma = \rho g$ , где  $g$  – ускорение свободного падения. Параметры состояния газа  $p$ ,  $v$ ,  $T$  однозначно связаны между собой уравнением состояния, вид которого в общем случае зависит от свойств газа:  $F(p, \rho, T) = 0$ .

Основные требования к чистоте воздуха и к устройствам для его подготовки зависят в некоторой мере от диапазонов давлений питания, принятых в пневмоавтоматике. Таких диапазонов три. *Низкий диапазон* (0,0012–0,005 МПа) используют для питания струйных устройств, а также мембранных вычислительных приборов низкого давления. В этом диапазоне давлений питания резко уменьшается потребляемая мощность и расход воздуха в системе, что позволяет применить более компактные источники питания или продлить при фиксированной емкости время их работы. При подготовке воздуха для пневматических систем низкого давления необходимо позаботиться об очистке его от пыли, влаги и паров масла, которые могут вызвать засорение капилляров. Если воздух не содержит паров масла (например, при питании от вентилятора), то при больших проходных сечениях дросселей в системах подготовки воздуха не обязательно применять фильтры тонкой очистки. *Нормальный диапазон* (0,118–0,175 МПа) используют для питания мембранных управляющих и регулирующих приборов. *Высокий диапазон* (0,4–0,98 МПа) для питания поршневых и мембранных исполнительных устройств. При работе систем на нормальных и высоких давлениях быстрое расширение воздуха в момент истечения из сопл вызывает резкое его охлаждение и приводит к выделению влаги и к обмерзанию сопел.

### ***Свойства рабочих жидкостей***

В гидроприводе жидкость выполняет функции рабочего тела, поэтому ее называют **рабочей жидкостью**. С помощью рабочей жидкости энергия передается от источника (насоса) к исполнительным гидродвигателям. Кроме того, рабочая жидкость является смазочным материалом для многочисленных пар трения, охлаждающим агентом пар трения, средой, удаляющей из пар

трения продукты изнашивания и обеспечивающей при длительной эксплуатации защиту деталей от коррозии. Поэтому одной из функций жидкости является снижение трения и устранение износа элементов гидросистемы, изготовленных из различных конструкционных материалов. Не менее важной функцией, выполняемой рабочей жидкостью в гидросистеме, является отвод тепла от различных участков системы. Нагрев элементов гидропривода вызывается трением подвижных частей в гидромашинах и гидроаппаратах, потерями энергии на трение и вихреобразование при течении жидкости в трубопроводах, распределителях, дросселях и других элементах гидропривода. Для обеспечения защиты деталей элементов гидросистемы от коррозии при длительной эксплуатации машины рабочая жидкость не должна содержать воду, для чего в некоторые жидкости вводятся специальные присадки – ингибиторы коррозии. Исходя из основных функций, выполняемых рабочей жидкостью в гидроприводе, формулируются и требования к ней. Рабочая жидкость должна обладать хорошей смазывающей способностью, быть стабильной в процессе хранения и эксплуатации, иметь необходимые вязкостные свойства, быть совместимой с материалами гидросистемы, обеспечивать хороший теплоотвод, иметь высокий индекс вязкости (ИВ), высокий модуль объемной упругости и низкое давление насыщенных паров, минимальную вспениваемость и высокую стойкость к образованию водных эмульсий, предотвращать образование ржавчины. При выборе рабочей жидкости следует учитывать ее вязкость, температуру и давление, при которых будет эксплуатироваться гидросистема. Температура застывания рабочей жидкости должна быть на 15–20 °С ниже наименьшей температуры окружающей среды. Максимальная температура рабочей жидкости в гидросистеме не должна превышать 70–80 °С.

Наибольшее распространение в системах гидроприводов получили минеральные масла на нефтяной основе благодаря низкой стоимости, доступности применения в больших количествах, хорошей смазывающей способности и сравнительно большому сроку службы при высоких давлениях. Широко применяются такие масла, как: трансформаторное, веретенное АУ, индустриальное, турбинное, цилиндрическое, ВМГЗ, МГ-30, МГ-50Н и др. Большинство из этих масел предназначено для работы в узком диапазоне температур от –10 до +50 °С. Для работы в широком диапазоне температур, в том числе при низких температурах, применяют масла АГМ, МВП, ГМ-50И. В последнее время получило распространение минеральное масло АГМ-10, состоящее из легких фракций нефти, к которым для повышения вязкости добавляется специальный загуститель. Масло АГМ-10 применяется в диапазоне температур от –50 до +90 °С.

К основным свойствам применяемых в гидроприводах жидкостей относятся: плотность, вязкость, сжимаемость, смазывающая способность,



температура вспышки и застывания, вспениваемость, токсичность, электрические свойства.

**Плотность** жидкости  $\rho$  (в  $\text{м}^3/\text{кг}$ ) определяется как отношение массы  $m$  жидкости к ее объему  $V$ :  $\rho = m/V$ . Иногда в расчетах используется **удельный вес**

$\gamma = mg/V = \rho g$ , где  $g$  – ускорение свободного падения. Средняя плотность минеральных масел составляет  $900 \text{ кг/м}^3$ . С повышением температуры плотность минеральных масел понижается, а с увеличением давления увеличивается. Однако в рабочем диапазоне изменения давления от 0 до 30 МПа и температуры от  $-50$  до

$+130^\circ\text{C}$  плотность минеральных масел изменяется незначительно и в большинстве расчетов этим изменением можно пренебречь.

**Вязкость** характеризует способность слоев жидкости при их относительном движении с конечной скоростью сопротивляться скольжению или сдвигу вследствие внутреннего трения. Вязкость рабочих жидкостей оценивают коэффициентами абсолютной (динамической) вязкости  $\mu$  ( $\text{нс/м}^2$ ), кинематической вязкости  $\nu$  ( $\text{м}^2/\text{с}$ ) или относительной вязкости. Кинематическая и динамическая вязкости связаны между собой через плотность  $\rho$ :  $\nu = \mu/\rho$ .

### 1.3. Источники питания пневмо- и гидросистем

#### *Схемы подготовки сжатого воздуха*

Схема снабжения систем пневмоавтоматики сжатым воздухом показана на рисунке 1. Сжатие воздуха осуществляется поршневым компрессором 2. Обычно устанавливается два компрессора, один из которых является запасным. На входе в компрессор воздух очищается от пыли фильтром 1. Наилучшими фильтрами для этой цели считаются мокрые: масляные и водяные. Очистка от пыли предохраняет компрессор от преждевременного износа. Немаловажное значение имеет выбор места для забора атмосферного воздуха, направляемого в компрессор. Следует учитывать, что чем ниже температура всасываемого воздуха, тем меньше содержится в нем влаги и тем выше его плотность. Поэтому воздухозаборник лучше всего располагать в местах с наименьшей температурой. Такое место обычно выбирают снаружи здания, с северной стороны вдали от источников загрязнения воздуха.

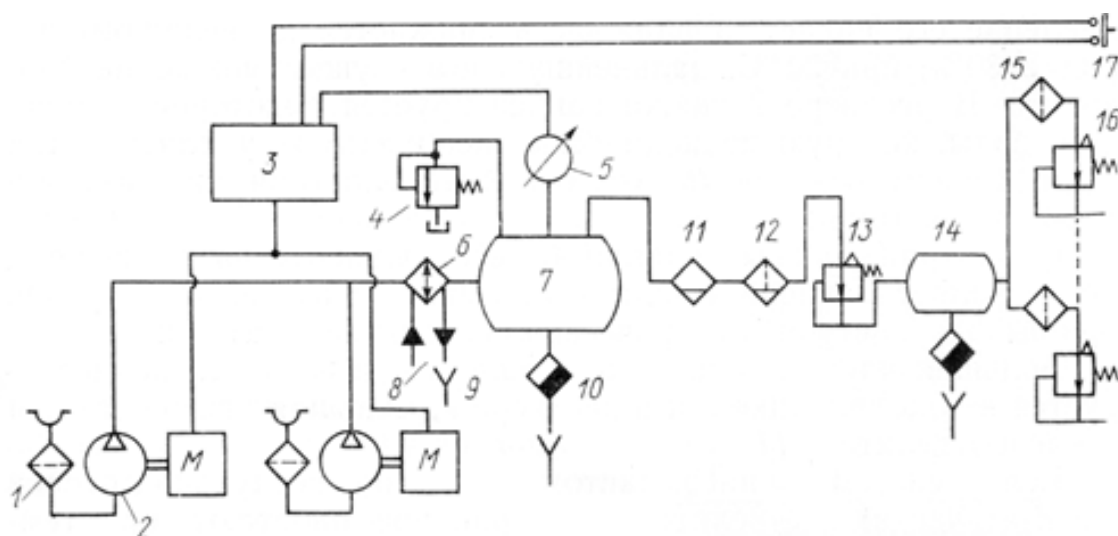


Рис. 1. Схема подготовки сжатого воздуха

Из компрессора воздух попадает в ресивер 7, предназначенный для аккумуляции запасов сжатого воздуха и сглаживания пульсаций. При наличии ресивера отпадает необходимость в непрерывной работе компрессора, что значительно удлиняет его срок службы. Когда компрессор оказывается отключенным, питание пневматических устройств осуществляется за счет накопленного в ресивере сжатого воздуха. Отключение компрессора при достижении верхнего установленного давления и включение его в работу при уменьшении давления до нижнего установленного предела осуществляется с помощью электрической системы автоматики 3, содержащей электрические реле и магнитные пускатели, причем дискретным датчиком давления служит контактный манометр 5. Электрическая система автоматически включается дистанционно с помощью кнопки 17. Прежде чем попасть в ресивер 7, воздух проходит через водяной холодильник 6, где оставляет 70–80 % влаги, и выходит оттуда со 100%-ной относительной влажностью. Вода в холодильник поступает из линии 8. Если системы пневмоавтоматики и аппаратура воздухоподготовки расположены в местах, где температура не падает ниже нуля, то, учитывая, что при поступлении к приборам воздух проходит через редукторы и давление его падает, а влажность снижается до величины порядка 30 %, при 20 °С, дальнейшую его осушку можно не проводить. В ресивере 7 также конденсируется некоторое количество воды, которую периодически необходимо удалять. Для этого служит вентиль 10, управляемый электрической автоматической системой. Предохранительный клапан 4, установленный на ресивере 7, не позволяет давлению подняться выше допустимого уровня при выходе из строя электрической системы автоматики. Большая часть масла, содержащегося в воздухе, конденсируется в холодильнике 6 и в ресивере 7, меньшая часть остается в маслоотделителе 11. Если системы пневмоавтоматики и воздухоподготовки пневматических вычислительных приборов работают при

температурах ниже нуля, а также при необходимости обеспечить повышенную надежность этих устройств, проводят глубокую осушку воздуха, для чего применяют селикагелиевый двухступенчатый дегидратор 12. Давление в воздушной линии поддерживается постоянным с помощью регулятора 13. После регулятора давления при отсутствии дегидратора 12 воздух обычно направляют в ресивер 14, несколько меньшей емкости, чем ресивер 7. Оттуда воздух через распределительную гребенку поступает к фильтрам 15, редукторам 16, а затем к приборам. Воздух высокого давления для питания поршневых и мембранных исполнительных механизмов отбирается до фильтров 15. Для повышения степени очистки воздуха от пыли после редукторов 16 иногда включают дополнительные фильтры. Вода сбрасывается в канализационную систему 9 из холодильника 6. В последнее время для питания пневматических приборов, работающих при нормальном и высоком давлении, все чаще начинают использовать специальные автоматические установки, которые полностью осуществляют весь рабочий цикл подготовки воздуха: его сжатие, очистку от пыли и масла, осушку, а также поддерживают давление в заданных пределах.

### ***Организация питания пневмоники от сети высокого давления***

Для питания устройств, построенных на элементах струйной техники (пневмоники), может быть использован эжектор. На рисунке 2 представлена схема организации питания с применением эжектора, который состоит из корпуса 5, сопла питания 4, приемного сопла 6 и фильтра 10. Как известно, диаметр питающего сопла должен быть меньше диаметра приемного сопла. Воздух из линии высокого давления проходит через маслоотделитель 1, фильтр 2 и направляется к редуктору давления 3, который предназначен для настройки и поддержания постоянного давления перед питающим соплом 4. Выходя из сопла 4 и попадая в приемное сопло 6, струя создает разрежение внутри корпуса 5. Выходя из сопла 4 и попадая в приемное сопло 6, струя создает разрежение внутри корпуса 5.

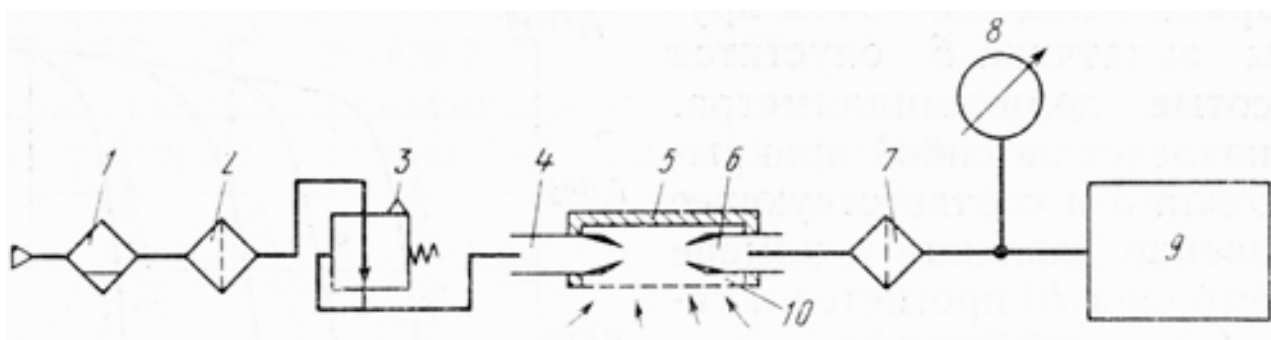


Рис. 2. Схема питания струйного устройства от сети высокого давления

Таким образом, применять эжектор в данном случае выгодно, так как при расширении воздуха высокого давления к нему добавляется прошедший через фильтр 10 атмосферный воздух и общий расход воздуха значительно возрастает. После эжектора перед подачей в струйное устройство 9 воздух подвергают вторичной очистке от пыли с помощью фильтра 7 из ткани ФПП. Манометр низкого давления 8 служит для контроля давления, поступающего к струйному устройству, а также для настройки редуктора 3.

### **Станции гидропривода**

Насосные установки, предназначенные для приводов гидрофицированных механизмов, и гидравлическая аппаратура, управляющая работой этих механизмов, монтируются, как правило, на станциях гидропривода, выполняемых в виде отдельных гидроагрегатов. Основные технические характеристики станций гидропривода типа Г48-9 приведены в таблице 1.

Таблица 1

Основные технические характеристики станций гидропривода типа Г48-9 конструкции ЭНИМСА

Параметры	Типоразмеры станций гидропривода				
	Г48-92	Г48-93	Г48-94	Г48-95	Г48-96*
Емкость гидробака, л	60	100	160	250	320
Наибольшая производительность насоса, л/мин:					
одинарного	35	50	70	100	100
сдвоенного	12/25	25/35	35/70	100/35	100/35
Наибольшая мощность электродвигателя, кВт					
при $n = 100 \text{ мин}^{-1}$	2,2	4,0	7,5	13,0	13,0
при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$	3,0	5,5	10,0	17,0	17,0
Наибольшее количество отводимого тепла, кДж/ч:					
без системы охлаждения (при перепаде температур масла и окружающего воздуха 25 °С)	1600	2100	2900	4000	4700
с системой воздушного охлаждения (при расходе масла через теплообменник, соответствующем	6600	12000	16500	17000	18000

наибольшей производительности насоса)					
Габаритные размеры станций в плане (длина × ширина), мм	710×530	800×640	1000×750	1250×850	1250×790
* Две насосные установки; у остальных станций по одной.					

### **Тепловой расчет гидросистем**

Ограничение нагрева масла в гидроприводе при использовании нерегулируемых насосов может быть достигнуто: рациональным построением гидросхем станков, предусматривающим выбор насосов минимально необходимой производительности с обеспечением их разгрузки без давления на бак при перерывах в работе гидропривода; выбором достаточных объемов масла в гидробаках, причем конструкции последних должны предусматривать максимально интенсивную циркуляцию нагретого масла вдоль поверхностей бака, а также максимально возможное отдаление всасывающих труб, сливающих масло из предохранительных клапанов; введением принудительного охлаждения гидробаков с помощью теплообменников. В гидроприводах с насосами постоянной производительности *основным источником выделения тепла* является масло, сливаемое с высоким давлением в бак через предохранительные клапаны, в дроссельных щелях которых кинетическая энергия струи преобразуется в тепловую энергию. Дополнительными источниками тепла, нагревающими корпус насоса, а следовательно, и масло, проходящее через насос, служат внутренние утечки в насосе, характеризующиеся его обменным КПД  $\eta_0$ , и потери трения в насосе, характеризующиеся его механическим КПД  $\eta_{мех}$ . У насосов, погруженных в масло, все потери в насосе, определяемые  $\eta_{общ} = \eta_0 \eta_{мех}$ , идут на нагрев масла в гидробаке. Таким образом, при условии слива всего объема масла, нагреваемого насосом, через предохранительный клапан, количество выделяемого тепла определяется *приводной мощностью насоса*:

$$Q = 3600 N_{прив} t = 5,9 \frac{pqt}{\eta_{общ}},$$

где  $Q$  – количество тепла, выделяемое в гидросистеме за 1 ч, кДж;  $N_{прив}$  – приводная мощность насоса, кВт;  $t$  – время работы гидропривода, ч;  $p$  – давление в гидросистеме, кгс/см<sup>2</sup>;  $q$  – производительность насоса, л/мин, при давлении  $p$ . При поступлении всего нагреваемого насосом масла в цилиндры количество выделяемого тепла определяется разностью приводной и эффективной мощности насоса:

$$Q = 5,9 pqt \left( \frac{1}{\eta_{общ}} - 1 \right).$$

### Определение максимально необходимой емкости гидробаков

Тепловая энергия, выделяющаяся в процессе работы гидропривода, идет на нагрев гидробака с маслом, а также рассеивается в окружающее пространство путем теплопередачи от поверхности бака, гидроцилиндров и трубопроводов (в станках с периодическими циклами теплоотдача через гидроцилиндры и трубопроводы незначительна и может не учитываться).

При достижении установившейся температуры в гидробаке все выделяемое тепло рассеивается в окружающее пространство.

Уравнение теплового баланса для гидробаков может быть написано так:

$$Q = (Cm + C_1 m_1) dT + KF dt \left( \frac{dT}{2} + T_1 - T_0 \right),$$

где  $Q$  – количество тепла, выделяемое в гидросистеме в единицу времени;  
 $dT$  – приращение температуры за время  $dt$ , °С;  $C$  – теплоемкость масла;  
 $m$  – масса масла;  $C_1$  – теплоемкость металла;  $m_1$  – расчетная масса гидробака;  
 $F$  – расчетная площадь поверхности гидробака;  $K$  – коэффициент теплопередачи от бака к окружающему воздуху;  $T_1$  – температура масла к началу рассматриваемого бесконечно малого промежутка времени в °С;  $T_0$  – температура окружающего воздуха, °С.

Из предыдущего уравнения при условии непрерывной работы гидропривода в течение  $t$  ч можно получить зависимость для определения температура масла  $T$ :

$$T = T_0 + (T_{нач} - T_0) e^{\frac{-KF}{Cm + C_1 m_1} t} + \frac{Q}{KF} \left( 1 - e^{\frac{-KF}{Cm + C_1 m_1} t} \right),$$

где  $T_{нач}$  – начальная температура масла.

Для практических расчетов можно рекомендовать следующие значения параметров:  $Q$  – количество тепла, выделяемое в гидросистеме за 1 ч;  $C$  – теплоемкость масла;  $C = 1,88$  кДж/кг · град;  $m = \nu \rho$  ( $\nu$  – объем масла в гидробаке, л;  $\rho = 0,9$  кг/л – плотность масла);  $F$  – расчетная площадь поверхности гидробака, м<sup>2</sup>.

Количество тепла, которое может быть передано от нагретого масла окружающему воздуху, прямо пропорционально площади поверхности гидробака. Однако условия теплопередачи для боковых стенок, основания и крышки гидробака неодинаковы вследствие различия в их температурах и расположении. Поэтому и введено используемое в последующих расчетах понятие расчетной площади поверхности гидробака, определяемой следующим образом: предполагается, что масло залито до уровня, составляющего 0,8 высоты гидробака; площадь  $F'$  поверхности гидробака, непосредственно соприкасающейся с маслом, в том числе и площадь основания учитывается

полностью; площадь  $F''$  остальной поверхности гидробака, непосредственно не соприкасающейся с маслом и поэтому имеющей более низкую температуру, учитывается с уменьшением в два раза:

$$F = F' + \frac{F''}{2}.$$

Так как в расчете удобнее оперировать объемом масла в гидробаке  $V$ , то выразим  $F$  через  $V$ :

$$F = \sqrt[3]{V^2} \alpha,$$

где  $\alpha$  – коэффициент, зависящий от отношения сторон гидробака.

При отношении сторон гидробака в пределах от 1:1:1 до 1:2:3 значения  $\alpha = 0,060$ – $0,069$ . Принимая для расчета среднее значение  $\alpha = 0,064$ , получаем формулу для определения расчетной площади поверхности гидробака в окончательном виде

$$F = 0,064 \sqrt[3]{V^2}.$$

Коэффициент теплопередачи от бака к окружающему воздуху  $K$  определяется по формуле

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплопередачи соприкосновением от масла к стенке гидробака;  $\delta$  – толщина стенки гидробака, м;  $\lambda = 160$ – $200$  кДж/(м·ч·град) – коэффициент теплопроводности (для чугуна и стали), который зависит от материала и температуры стенки;  $\alpha_2$  – коэффициент теплопередачи соприкосновением от стенки гидробака к воздуху.

Значения  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  меняются в широких пределах в зависимости от сорта и характеристик масла, характера и скорости движения масла и воздуха, величины и формы поверхности стенки, температур масла, стенки и воздуха. Проведенные испытания показали, что для практических расчетов при принятой методике определения расчетной площади поверхности гидробака следует принимать  $K = 63$  кДж/(м<sup>2</sup> · ч · град) при отсутствии интенсивной местной циркуляции воздуха;  $C_1 = 0,50$  кДж/(кг · град) для литых чугунных баков;  $C_2 = 0,46$  кДж/(кг · град) для сварных стальных баков.

Расчетная масса гидробака определится из выражения

$$m_1 = F \delta \rho_1,$$

где  $F$  – расчетная площадь поверхности гидробака, м<sup>2</sup>;  $\delta$  – толщина стенок гидробака, мм;  $\rho_1$  – плотность металла, кг/дм<sup>3</sup> (для литых чугунных баков  $\rho_1 = 7,0$  кг/дм<sup>3</sup>; для стальных сварных баков  $\rho_1 = 7,8$  кг/дм<sup>3</sup>).

Установившуюся температуру масла можно определить по формуле, полученной

из уравнения  $T = T_0 + (T_{нач} - T_0)e^{\frac{-KF}{Cm+C_1m_1}t} + \frac{Q}{KF} \left( 1 - e^{\frac{-KF}{Cm+C_1m_1}t} \right)$  при подстановке

$t \rightarrow \infty$  и вышеуказанных значений параметров:

$$T = T_0 + \frac{Q}{KF} = T_0 + \frac{Q}{47\sqrt[3]{V^2}}.$$

Как показали проведенные расчеты и испытания, для многих действующих гидросистем расхождение между максимальной температурой масла, подсчитанной по формуле

$$T = T_0 + (T_{нач} - T_0)e^{\frac{-KF}{Cm+C_1m_1}t} + \frac{Q}{KF} \left( 1 - e^{\frac{-KF}{Cm+C_1m_1}t} \right) \text{ при}$$

$t = 11$  ч, и установившейся температурой, подсчитанной по формуле

$$T = T_0 + \frac{Q}{KF} = T_0 + \frac{Q}{47\sqrt[3]{V^2}}, \text{ не превышает } 5-10 \%, \text{ поэтому практически все}$$

расчеты можно вести по этой формуле. При этом предполагается, что разность наибольшей и наименьшей температур воздуха в цехе в течение дня не превышает  $4-6^\circ\text{C}$ . Из этой формулы можно найти требуемый объем масла в гидробаке в литрах:

$$V = \sqrt{\left( \frac{Q}{4(T - T_0)} \right)^3} = \sqrt{\left( \frac{Q}{4\Delta T} \right)^3}.$$

При ограничении максимально допустимой температуры масла в гидробаке в пределах  $50^\circ\text{C}$  максимально допустимая температура нагревания масла составляет  $\Delta T = 25^\circ\text{C}$  (принимая температуру окружающего воздуха в цехах  $25^\circ\text{C}$ ). При подстановке этого значения  $\Delta T$  в предыдущую формулу получаем

$$V = \sqrt{\left( \frac{Q}{100} \right)^3}.$$

По этой формуле можно в зависимости от количества тепла, выделяемого в гидросистеме за 1 ч, определить необходимый объем масла в гидробаке, изолированном от узлов станка.

Для гидробаков, встроенных непосредственно в основания станков или машин, значения емкости, найденные указанным выше методом, могут быть уменьшены на 10–30 % в зависимости от формы и расположения гидробака и ввиду того, что в теплопередаче участвует большая масса металла.

#### 1.4. Уплотнения и трубопроводы



Надежность работы, потери энергии и другие эксплуатационные характеристики пневмоустройств в значительной мере зависят от качества применяемых в них уплотнительных устройств. Уплотнительные устройства обеспечивают герметичность пневмоустройств. Под герметичностью пневмоустройств понимают непроницаемость сжатого воздуха через соединения деталей, находящихся в состоянии движения или покоя относительно друг друга. В зависимости от требований уплотнительные устройства должны обеспечивать полную герметизацию пневмоустройств или значительно уменьшать утечку сжатого воздуха. Как правило, утечка сжатого воздуха не допускается в неподвижных соединениях деталей пневмоустройств и ряда ответственных уплотнительных соединений подвижных деталей, где утечка может привести к аварии или несчастным случаям. Для большинства уплотнительных устройств, разделяющих полости пневмоустройств, находящихся под разным давлением, а также для уплотнительных устройств подвижных соединений допускается незначительная утечка сжатого воздуха. Герметичность пневматических устройств обеспечивается устранением зазора или созданием малого зазора между поверхностями соединяемых деталей. По характеру уплотняемых соединений уплотнительные устройства подразделяют на следующие виды: для соединений неподвижных деталей; для соединений деталей, имеющих относительное возвратно-поступательное движение; для соединений деталей, имеющих относительное вращательное движение.

### ***Герметизация неподвижных соединений***

Герметизация неподвижных соединений пневматических устройств обеспечивается: неразборных – сваркой, пайкой, склеиванием, заливкой эпоксидными смолами, герметиками и красками, развальцовкой; разборных – кольцами и манжетами, прокладками, лентой ФУМ, набивками. Разборные неподвижные соединения пневматических устройств чаще всего уплотняют резиновыми кольцами круглого сечения по ГОСТ 9833-73 или резиновыми и синтетическими прокладками. Набивки и металлические прокладки, как правило, применяют для пневматических устройств, работающих при высоких давлениях, в широком диапазоне температур или при агрессивном воздействии окружающей среды. Ленту ФУМ применяют для уплотнения резьбовых соединений. В ряде случаев неподвижные соединения пневмоустройств рекомендуется уплотнять манжетами. Так, если имеется опасность раскрытия стыка сопрягаемых поверхностей в значительных пределах, кольца круглого сечения не обеспечивают надежной герметизации соединений. В этом случае применяют уплотнения манжетного типа. На рисунке 3 приведены конструкция манжеты П-образного сечения и рекомендации по ее установке. Ширину канавки в деталях (рис. 3) рекомендуется выполнять на 0,3–0,5 мм меньше ширины  $b$  манжеты.

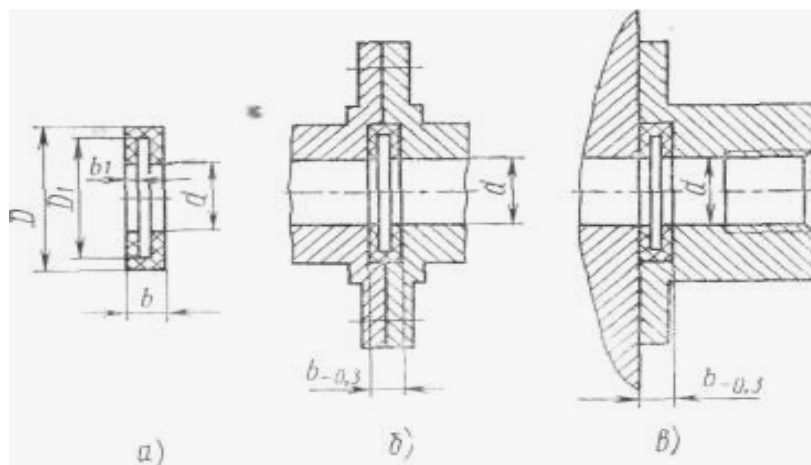


Рис. 3. Конструкция и способы установки уплотнительных манжет П-образного сечения:

- а) уплотнительная манжета П-образного сечения; б) конструктивная схема установки манжеты во фланцевом соединении; в) конструктивная схема установки манжеты для пневмоустройств стыкового исполнения

*Прокладки.* Герметичность соединения при применении прокладок обеспечивается заполнением поверхностей сопрягаемых деталей легко деформируемым прокладочным материалом. При этом контактное давление в соединении должно превышать давление уплотняемой среды. В качестве прокладок используют различные эластичные материалы. Материал прокладок выбирают с учетом давления и температуры уплотняемой среды. Конструктивные схемы применения прокладок приведены на рисунке 4.

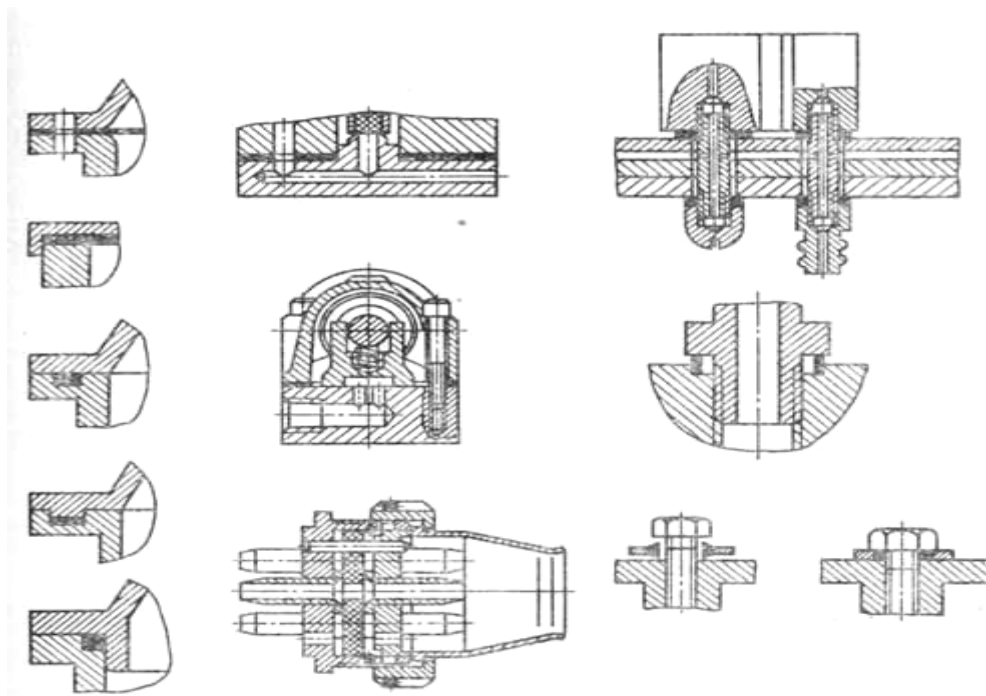


Рис. 4. Конструктивные схемы применения прокладок в пневмоустройствах

### **Уплотнительные устройства для соединений с возвратно-поступательным движением**

Для герметизации соединений деталей пневматических устройств, имеющих относительное возвратно-поступательное движение (поршней, штоков, золотников, толкателей, клапанов), используют контактные и щелевые уплотнительные устройства и устройства с гибкими разделителями. Контактные уплотнительные устройства подразделяют на следующие основные типы: кольцевые, манжетные и сальниковые.

*Герметизация кольцами.* Уплотнения этого типа обеспечивают наименьший размер уплотнительного узла. В зависимости от профиля поперечного сечения различают следующие разновидности уплотнительных колец: круглые, прямоугольные и Х-образные (рис. 5). Материалом для изготовления колец служат резиновые смеси, металлы, комбинации из резины с пластмассами.

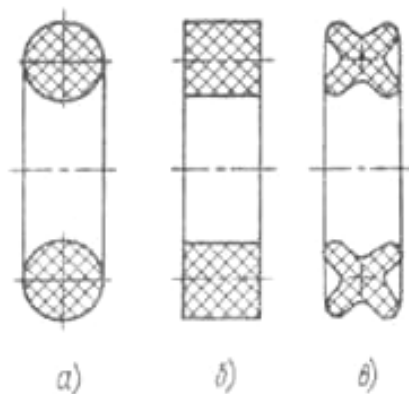


Рис. 5. Разновидности уплотнительных колец: а) круглые; б) прямоугольные; в) Х-образные

*Герметизация манжетными уплотнениями.* В уплотнениях манжетного типа первоначальная (при малом давлении) герметизация обеспечивается контактной поверхностью за счет ее деформации при сборке уплотнительного узла. При повышении давления рабочей среды в уплотняемом узле контактное давление и площадь контакта увеличиваются (рис. 6).

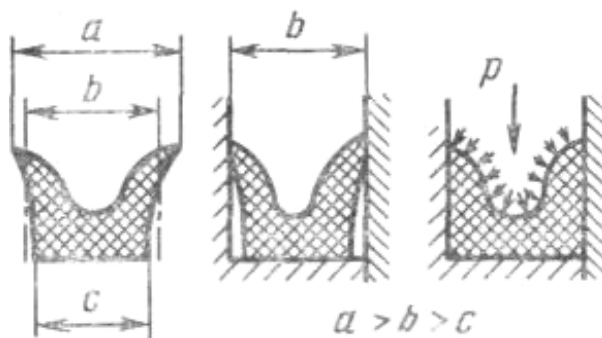


Рис. 6. Схема, поясняющая действие манжетных уплотнений U-образного профиля:  
а) манжета до монтажа; б) манжета при монтаже; в) манжета под давлением

Манжетные уплотнения получили наиболее широкое применение в пневматических устройствах вследствие их высокой долговечности и герметичности, а также менее жестких требований к точности и качеству обработки уплотняемых поверхностей по сравнению с резиновыми кольцами. К недостаткам манжетных уплотнений относятся их относительная сложность изготовления и большой размер уплотнительного узла.

*Сальниковые уплотнения*, предназначенные для герметизации рабочей среды в соединениях с возвратно-поступательным движением, изготавливают с ручным регулированием усилия затяжки набивки уплотнения (рис. 7, а) и автоматическим при помощи пружины (рис. 7, б, в). К недостаткам сальниковых уплотнений без пружин относятся: большие потери на трение и сложность обеспечения надежной герметичности из-за трудности контроля усилия затяжки; необходимость частой подтяжки в процессе работы; малый срок службы. Установка пружины в сальниковом уплотнении позволяет частично устранить указанные недостатки. Пружина может быть смонтирована как со стороны давления, так и с противоположной стороны (рис. 7). Сальниковые уплотнения с пружиной, установленной со стороны набивки, противоположной давлению, рекомендуется применять при рабочем давлении до 1,0 МПа, а с пружиной со стороны давления – свыше 1,0 МПа.

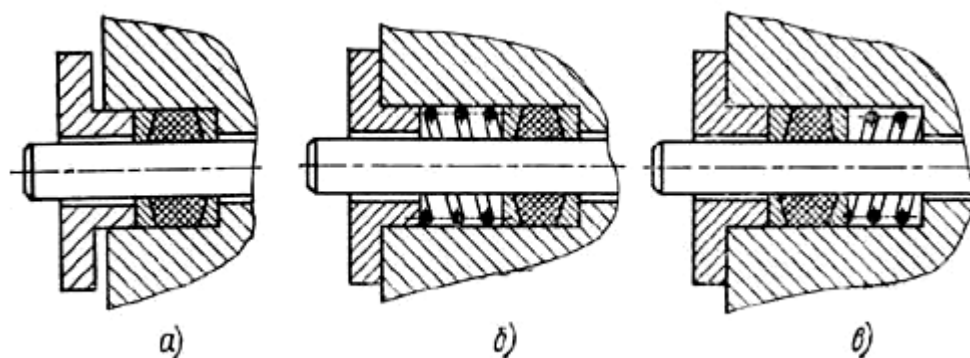


Рис. 7. Конструктивные схемы сальниковых уплотнений:  
а) с ручной затяжкой набивки; б) с подтяжкой набивки пружиной со стороны, противоположной давлению; в) с подтяжкой набивки пружиной со стороны давления

*Уплотнения щелевого типа* (за счет малых зазоров) в основном применяют для герметизации золотниковых пар пневмораспределителей. На рисунке 8,а приведена конструктивная схема уплотнения этого типа для пневмораспределителей с плоским золотником, а на рисунке 8,б – с круглым (цилиндрическим) золотником. Щелевые уплотнения не обеспечивают полной герметичности. Обеспечение приемлемой для практики герметичности достигается высокой точностью и малой шероховатостью обработки сопрягаемых золотниковых пар. Для плоских золотников неплоскостность

поверхности – не более 0,005 мм (только вогнутость), шероховатость поверхности  $Ra = 0,16$  мкм. Для цилиндрических золотников необходимо обеспечить диаметральный зазор между золотником и корпусом (втулкой) в пределах 0,002–0,006 мм при шероховатости поверхности  $Ra = 0,08$  мкм.

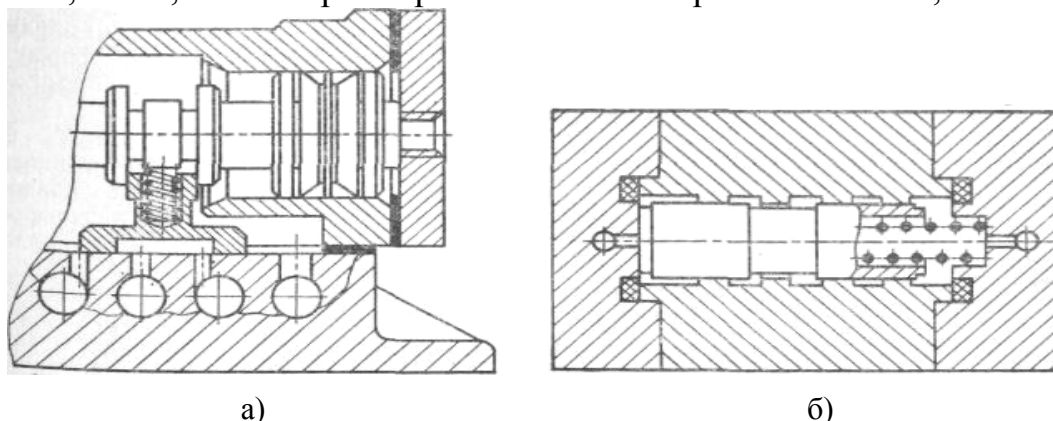


Рис. 8. Конструктивная схема щелевого уплотнения:  
а) с плоским золотником; б) с круглым золотником

*Герметизация гибкими разделителями.* Гибкие разделители применяют при необходимости создания высокой герметичности. Эти разделители могут быть мембранного или сильфонного типов. Материалом для изготовления гибких разделителей служат резины, синтетические материалы и металлы.  
*Мембраны.* В пневматических устройствах нашли применение мембраны плоского (рис. 9, а), плоского с гофрами (рис. 9, б) и фигурного (рис. 9, в) типов.

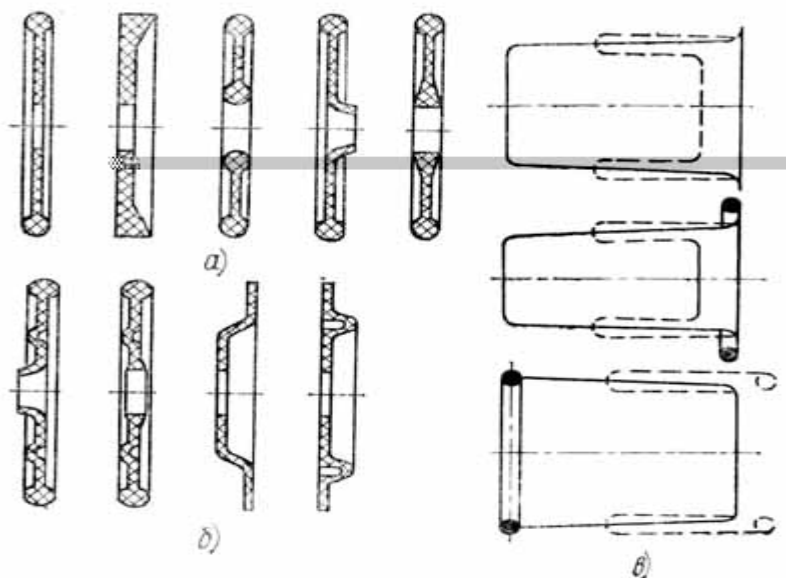


Рис. 9. Мембраны: а) плоские; б) плоские с гофром; в) фигурные

Диапазон применяемости мембран в устройствах: плоских без гофра – для цилиндров диаметром 10–630 мм (при толщине мембран 0,2–10 мм); плоских с гофром – для цилиндров диаметром 16–500 мм (при толщине мембран 0,2–6 мм и высоте изгиба поперечного сечения 1,5–90 мм), фигурных мембран – для

цилиндров диаметром 25–200 мм (при толщине мембран 0,2–1 мм и высоте 10–150 мм). Максимальный ход мембран обычно рекомендуется принимать: плоских без гофра – не более 7–15 % диаметра заделки мембраны; плоских с гофром – до 20–25 % диаметра заделки мембраны, но не более двойной высоты гофра; фигурных мембран – на 20–25 % меньше удвоенной высоты мембраны. Тканевую прослойку мембран выполняют из нейлона, дакрона, тефлона, стекловолокна и хлопчатобумажных тканей, пропитанных акриловой или силиконовой резиной, бутилкаучуком.

Металлические мембраны изготавливают из тонких (0,1–0,5 мм) листов специальных сортов коррозионно-стойкой стали и бронзы. Металлические мембраны применяют для устройств, работающих при низкой и высокой температурах или агрессивном воздействии окружающей среды.

*Сильфоны.* В пневматических системах сильфоны нашли применение как силовой элемент ряда приборов (манометров, датчиков, регуляторов); уплотнительное устройство штоков и толкателей: сальник для гибкого соединения труб. Сильфоны, как и мембраны, обеспечивают высокую герметичность, однако величина осевого перемещения их незначительна. Сильфоны изготавливают из томпака, латуни, фосфористой и бериллиевой бронзы, антикоррозионных сортов стали, резины и синтетических материалов.

### ***Уплотнительные устройства для вращающихся соединений***

Герметизацию вращающихся соединений пневматических устройств обеспечивают контактными и бесконтактными уплотнительными устройствами.

К контактным устройствам относятся: радиальные кольцевые, манжетные, сальниковые и торцовые уплотнения. К бесконтактным – щелевые, лабиринтные и некоторые типы других специальных уплотнений. В пневматических устройствах общепромышленного применения наибольшее распространение получили контактные уплотнительные устройства. Бесконтактные уплотнительные устройства нашли применение в компрессорах, пневматических приводах и специальных пневматических устройствах. В бесконтактных уплотнительных устройствах в пневматических устройствах нашли применение уплотнения щелевого и лабиринтного типов. Уплотнения щелевого типа не обеспечивают полной герметичности. Величина утечек через уплотнение зависит от давления рабочей среды, геометрических размеров щели и режима истечения воздуха. С целью снижения утечек зазор в сопрягаемых деталях стараются делать возможно меньшим, а длину щелевого зазора большей. В уплотнениях лабиринтного типа рабочая среда герметизируется за счет дросселирования ее при движении через последовательно расположенные сужения. Как и щелевые уплотнения, они не обеспечивают полной герметичности. По виду движения потока рабочей среды в лабиринтном уплотнении их разделяют на уплотнения с односторонним расположением

гребней (рис. 10, а), в которых движение потока прямолинейное, и с двусторонним (рис. 10, б) – с поворотом потока на  $180^\circ$ .

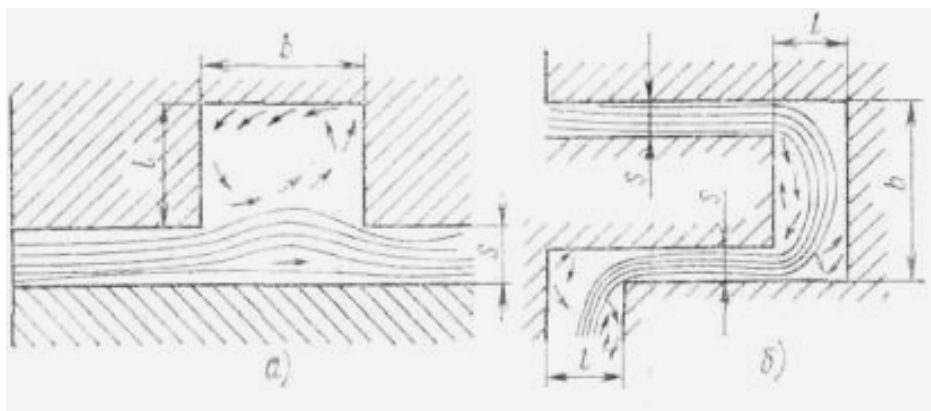


Рис. 10. Разновидности лабиринтного уплотнения с расположением гребней:  
а) односторонним; б) двусторонним

## Трубопроводы

Выбор типа материала трубопровода зависит от рабочего давления, температуры и агрессивности окружающей и рабочей сред, вида соединений труб, условий гибки и монтажа, массы и стоимости труб. Трубопроводы могут быть гибкими и жесткими. Необходимость в применении гибких трубопроводов возникает в тех случаях, когда нужно подвести сжатый воздух к пневматическим устройствам, закрепленным на узлах и механизмах, имеющих относительное перемещение, или поочередно к различным потребителям от одного источника. Гибкие трубопроводы удобнее для монтажа, особенно в труднодоступных местах. В качестве жестких трубопроводов применяют обычно металлические трубы. Трубы из меди, медных сплавов, латуни и алюминиевых сплавов отличаются высокой гибкостью, удобны для применения на коротких участках со сложными изгибами и при необходимости подгонки в процессе монтажа. Эти преимущества в наибольшей степени проявляются при небольших диаметрах, поэтому такие трубы применяют большей частью до диаметров 20–25 мм. Трубы из цветных металлов не требуют специальных покрытий против коррозии, однако стоимость их достаточно высока. Стальные трубы применяют обычно для больших диаметров. В качестве гибких трубопроводов применяют резинотканевые рукава, трубки из синтетических материалов (полиэтилена, полихлорвинила и др.), пневматические кабели, содержащие определенное число синтетических трубок. Преимуществом гибких трубопроводов из синтетических материалов является их высокая стойкость против коррозии, небольшая стоимость, малая масса и удобство монтажа.

### Расчет пневматических трубопроводов

Размер трубопроводов в определенной мере определяет качественные характеристики пневматических систем, особенно в части непроизводительных потерь (потерь давления), быстродействия и т. п. Трубопроводы следует рассчитывать в такой последовательности: а) определить ориентировочную величину внутреннего размера трубопровода по заданному расходу; б) определить потери давления по длине трубы и потери давления на местных сопротивлениях; в) суммарные потери давления сравнить с допустимыми, при значительном расхождении соответственно изменить диаметр трубы и сделать перерасчет (выбранный диаметр трубопровода корректируют по сортаменту); г) рассчитать (проверить) на прочность. Внутренний диаметр трубопровода определяют по формуле:

$$d = \sqrt{\frac{4Q \rho_0}{\pi \omega \rho}},$$

где  $Q$  – расход воздуха;  $\omega$  – скорость воздуха;  $\rho_0$ ,  $\rho$  – плотность воздуха соответственно при нормальном атмосферном давлении и при давлении в трубопроводе. Оптимальная скорость движения воздуха в трубопроводах зависит от многих факторов, в том числе от их размеров и назначения. В магистральных трубопроводах в зависимости от их протяженности, рабочего давления и расхода воздуха скорость воздуха рекомендуется принимать от 6 до 12 м/с. Для предприятий с относительно малой протяженностью магистральных трубопроводов (до 300 м) при давлении до 0,6–0,7 МПа скорость воздуха допускается принимать выше 10–15 м/с. Величина потерь давления в магистральных трубопроводах при прохождении сжатого воздуха от компрессора до потребителя не должна превышать 5–10 % рабочего давления. Для подводящих трубопроводов, соединяющих элементы пневмопривода, рекомендуемые максимальные скорости движения воздуха составляют 16–40 м/с. Меньшие значения скорости принимают при более высоких рабочих давлениях. Уменьшение скорости воздуха при тех же величинах расходов может привести к увеличению проходных сечений трубопроводов, пневмоаппаратуры и устройств и неоправданному увеличению размеров и массы всей системы. Приближенно потери давления в жестких трубопроводах и в гибких трубах, работающих под давлением, определяют по формуле:  $\Delta p = \sum \Delta p_T + \sum \Delta p_M$ . где  $\Delta p_T$  – потери давления на прямых участках трубопроводов и в местных сопротивлениях

При выборе труб по прочностным характеристикам следует исходить не только из величины передаваемого давления, но и из возможности механического повреждения труб, условий гибки, конструкции соединений и т. п. В основном применяют трубы, для которых отношение наружного диаметра трубы  $D$  к толщине стенки  $\delta$  менее 16. В этом случае прочность прямых отрезков трубопроводов, нагруженных внутренним статическим давлением, может быть определена следующим образом. Минимальное разрушающее давление в трубе:



$$p_p = \frac{\sigma_B \left( \frac{d}{\delta} + 1 \right)}{\frac{1}{2} \left( \frac{d}{\delta} \right)^2 + \frac{d}{\delta} + 1}$$

где  $d$  – внутренний диаметр трубопровода;  $\sigma_B$  – временное сопротивление разрыву.

Рабочее давление:

$$p_{paб} = p_p / n_{II},$$

где  $p_p$  – минимальное разрушающее давление;  $n_{II}$  – запас прочности. Запас прочности выбирают в зависимости от назначения трубопровода (обычно в пределах 3–6). Для тонкостенных труб ( $D/\delta \geq 16$ ) минимальное разрушающее давление:

$$p_p = \frac{2\delta\sigma_B}{d}.$$

## 2. ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ

### 2.1. Исполнительные механизмы пневмо- и гидроприводов


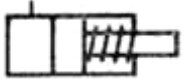
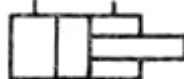
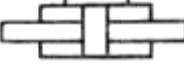
#### *Пневмодвигатели*

В пневмодвигателях энергия сжатого воздуха преобразуется в энергию движения выходного звена. Они предназначены для приведения в движение рабочих органов машин, выполнения различных вспомогательных операций и т. п. Различают пневмодвигатели с поступательным движением выходного звена; поворотные с ограниченным углом поворота выходного звена; пневмодвигатели с неограниченным вращательным движением выходного звена (пневмомоторы). Основные типы пневмодвигателей, их назначение и области применения приведены в таблице 2.

Таблица 2

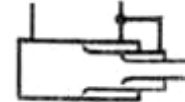
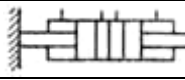

Основные типы пневмодвигателей

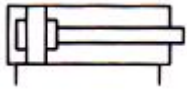
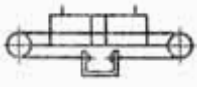
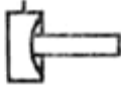
Двигатели	Схема двигателя	Область применения
Пневмодвигатели с поступательным движением выходного звена		

Поршневые (пневмоцилиндры) одностороннего действия		Подъемники и механизмы, в которых движение в одну из сторон производится под действием внешних сил или собственного веса. Величина перемещений до $(8-10) D$ и усилий до 30 кН
Одностороннего действия с пружинным		Зажимные, фиксирующие, переключающие и другие устройства. Величина перемещений до $(0,8-1,5) D$ и усилий 0,04–
Двустороннего действия с односторонним штоком		транспортирующие, погрузочно-разгрузочные, зажимные и другие устройства. Величина перемещений до $(8-10) D$ и усилий до 45 кН
Двустороннего действия с двусторонним штоком		Устройства с требованиями равенства развиваемых усилий в обе стороны или управления конечными выключателями с нерабочей стороны штока. Величина перемещений до $(8-10) D$ и усилий до 30

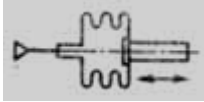


кН


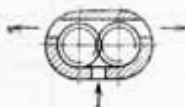
Продолжение табл. 2

Сдвоенные (одно- или двустороннего действия)		Зажимные устройства с ограничением радиального размера цилиндров. Величина перемещений до $(0,8-1,5) D$ и усилий 60 кН
Телескопические (одно- или двустороннего действия)		Устройства со значительной величиной перемещения рабочего органа при ограниченном осевом размере цилиндра в исходном положении
Многопозиционные пневмоцилиндры		
Двухпоршневые		Устройства позиционирования, переключения передач, приводы промышленных роботов. Обеспечивают несколько фиксированных положений рабочего органа
Однопоршневые с отверстиями в гильзе		
Многопоршневые		
Специальные		
Пневмоцилиндры со встроенным ресивером		Прошивочные, штамповочные, маркировочные, чеканочные и другие устройства. Обеспечивают высокую скорость в одном или обоих направлениях

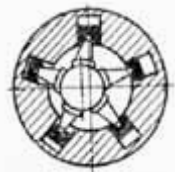
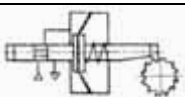
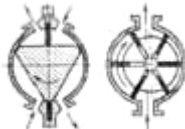
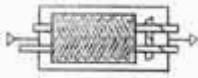
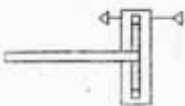
С торможением в конце хода (регулируемое и нерегулируемое)		Обеспечивают плавное торможение в конце хода штока
Пневмоцилиндры с гибким штоком		Транспортирующие устройства со значительными перемещениями и требованиями к минимальному размеру цилиндра. Величина перемещений до $20 D$ и усилий до 45 кН. Трудно обеспечить уплотнения гибкого штока.
С гибкими элементами		
Мембранные (одно- или и двустороннего действия)		Устройства зажимные, фиксирующие и другие с ограниченной величиной перемещения $0,1 D_M$ для плоских мембран и $0,25 D_M$ для мембран с гофром. Величина усилий до 30 кН

Продолжение табл. 2

Сильфонные		В датчиках и специальных устройствах с небольшой величиной хода и усилий
Камерные		Для зажима деталей в нескольких точках. Обеспечивают постоянное усилие зажима при изменении размера деталей
Шланговые		Транспортирующие устройства со значительной величиной перемещения (до 10 м и более, при небольших перемещаемых массах)
Поворотные (угловые) пневмодвигатели		
Двухпозиционные поршневые		Автоматические манипуляторы и загрузочные устройства; угол поворота обычно до $360^\circ$ , крутящий момент до 20 кН·м

Шиберные		Угол поворота до 300°; крутящий момент до 500 Н·м
Многопозиционные (поршневые и пластинчатые)		Устройства позиционирования станков и манипуляторов при небольших углах поворота
<b>Пневмомоторы</b>		
Шестеренные		Приводы транспортеров, лебедок, комбайнов, сверлильных машин в угольной и горнорудной промышленности
Аксиально-поршневые		Приводы ручного инструмента, сверлильных головок и других устройств

Окончание табл. 2

Радиально-поршневые		Приводы лебедок, конвейеров и других устройств во взрывоопасных помещениях, а также сверлильных машин с относительно высоким крутящим моментом
Мембранные		Приводы трубопроводной арматуры клапанного типа
Пластинчатые		Ручной инструмент, сверлильные и резьбонарезные головки, гайковерты и другие устройства
Винтовые		Приводы конвейеров, транспортеров и других машин
Турбинные		Приводы шлифовальных головок
Примечание: Усилие и крутящий момент указаны при рабочем давлении 0,63 МПа; $D$ – диаметр поршня цилиндра; $D_M$ – диаметр мембраны.		

### Поршневые двигатели (пнеумоцилиндры)

В пневмоцилиндрах происходит преобразование потенциальной энергии сжатого воздуха в механическую энергию поршня. В пневмоцилиндрах одностороннего действия давление сжатого воздуха действует на поршень только в одном направлении, в другую сторону поршень со штоком перемещается под действием внешних сил (рис. 11, а) или пружины (рис. 11, б). Такие пневмоцилиндры с пружинным возвратом обычно используют для выполнения небольших перемещений  $(0,8-1,5) D$ , так как встроенная пружина, сжимаясь, значительно снижает усилие, развиваемое поршнем.

В пневмоцилиндрах двустороннего действия перемещение поршня со штоком под действием сжатого воздуха происходит в двух противоположных направлениях. Пневмоцилиндры этого типа нашли наибольшее применение в промышленности. В зависимости от предъявляемых требований их различают как по конструктивным параметрам, так и по схемам соединения с пневматической системой и атмосферой. На пневмоцилиндры двустороннего действия без торможения (рис. 12, а) и с торможением (рис. 12, б) диаметром 25–400 мм разработан и утвержден ГОСТ 15608-70. Стандарт предусматривает изготовление пневмоцилиндров со следующими видами крепления: на удлиненных стяжках, на лапах, на переднем и заднем фланцах, на проушине и на цапфах. Стандартом также предусмотрено исполнение штоков с внутренней и наружной резьбой на конце и отверстий для подвода воздуха с метрической и конической резьбой.

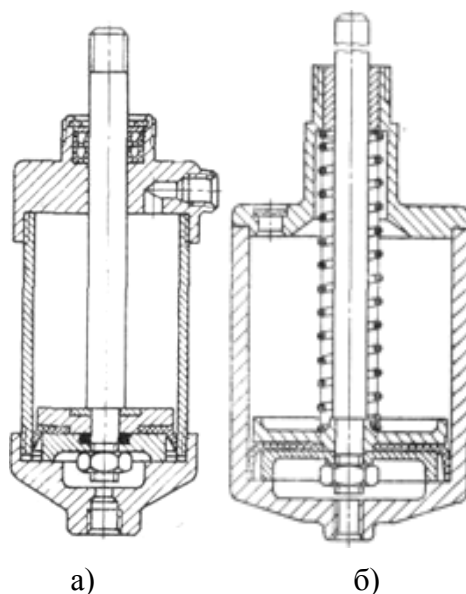


Рис. 11. Пневмоцилиндр одностороннего действия:  
а) без пружины; б) с пружинным возвратом

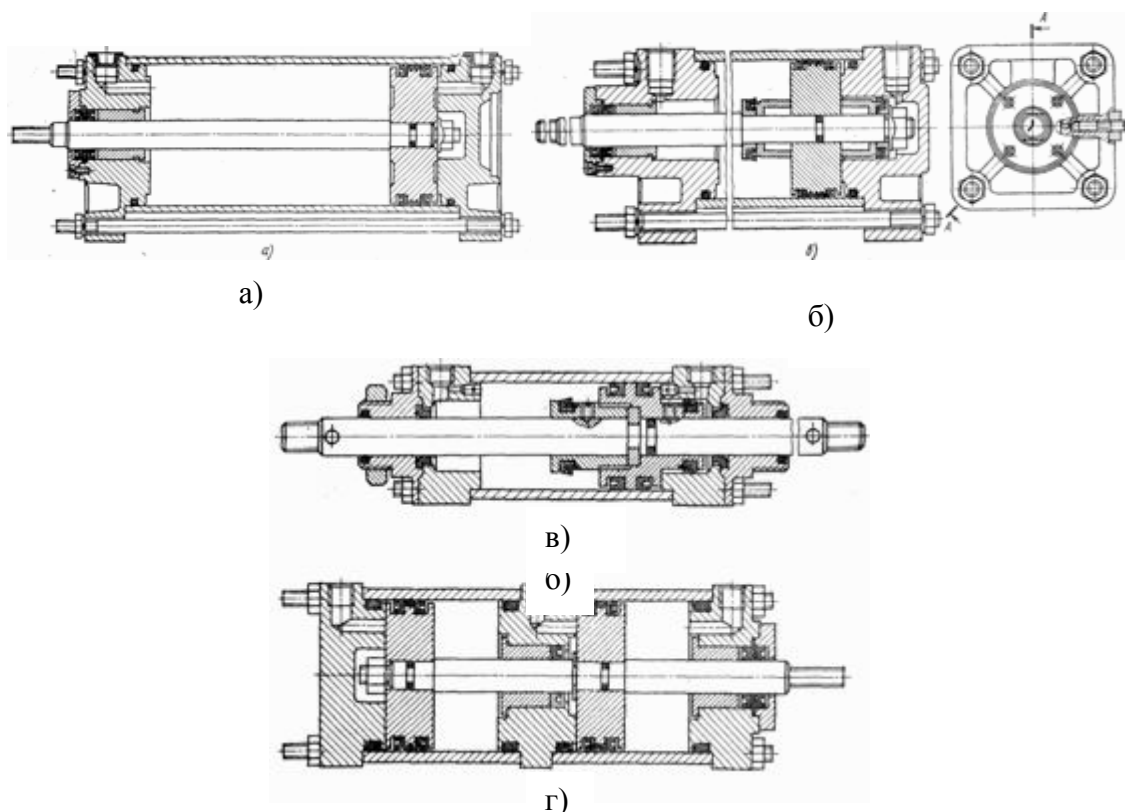


Рис. 12. Пневмоцилиндры двухстороннего действия: а) без торможения;  
 б) с торможением; в) с двусторонним штоком; г) сдвоенный пневмоцилиндр

Основные параметры пневмоцилиндров приведены в ГОСТ 15608-70. Теоретическое усилие на штоке определено как произведение избыточного давления на площадь поршня (толкающее) или на разность площадей поршня и штока (тянущее). Конструкция поршневого пневмоцилиндра с двусторонним штоком приведена на рисунке 12, в. Вращающиеся пневмоцилиндры применяют в качестве силового привода патронов, оправок и других приспособлений, осуществляющих зажим штучных заготовок и пруткового материала на токарных, токарно-револьверных и других станках. Эти пневмоцилиндры подразделяют на следующие типы: одностороннего действия, двустороннего действия и сдвоенные. В зависимости от исполнения штока вращающиеся цилиндры бывают со сплошным или полым штоком.

**Поршневые позиционеры.** Пневмоцилиндры можно использовать в качестве позиционеров, если не требуется высокая точность отработки положения (позиции) и если число позиций невелико. На рисунке 13, а, б, в показаны схемы соединения двух пневмоцилиндров для получения трех (I, II, III) и четырех (I, II, III, IV) фиксированных положений, причем четыре позиции получают соединением двух пневмоцилиндров с различной длиной хода (рис. 13, в). Конструкция трехпозиционного пневмоцилиндра, в котором могут быть использованы нормализованные детали цилиндров по ГОСТ 15608-70, показана на рисунке 13, г. Шток цилиндра 1 закреплен, а шток цилиндра 2 является исполнительным. При подаче сжатого воздуха в бесштоковую полость цилиндра 1, исполнительный шток перемещается вместе с корпусом цилиндра

1, а при подаче сжатого воздуха в бесштоковую полость цилиндра 2 исполнительный шток перемещается в следующую позицию. Таким образом обеспечиваются три фиксированных положения исполнительного штока. Несколько иная конструкция позиционера (рис. 13, д), представляющего собой трехпозиционный пневмоцилиндр. Здесь среднее положение штока обеспечивается при подаче сжатого воздуха в оба воздухоподводящих отверстия 1 и 2, при соединении подводного отверстия 1 с атмосферой шток втягивается, а при соединении отверстия 2 с атмосферой и отверстия 1 с источником давления шток выдвигается.

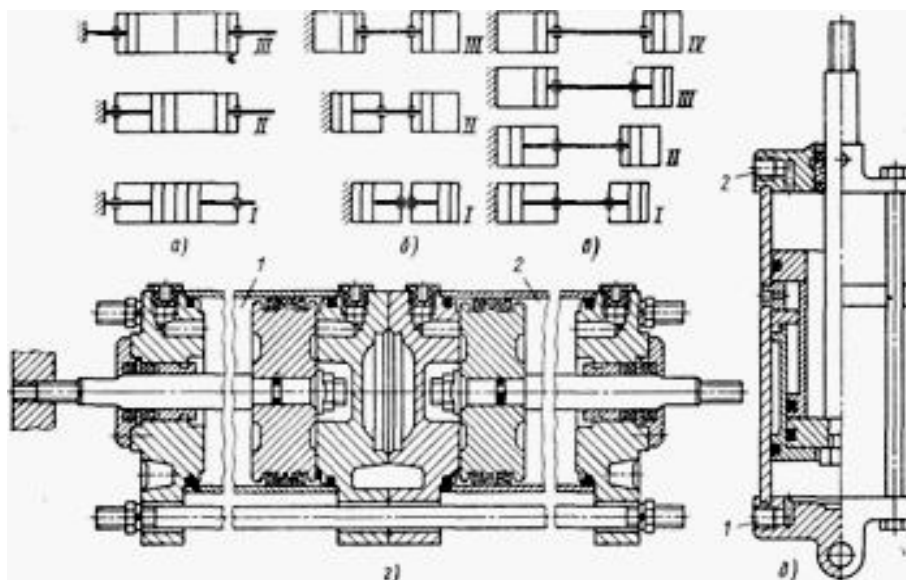


Рис. 13. Поршневые позиционеры

### Мембранные пневмодвигатели

Мембранные пневмодвигатели применяют в зажимных, фиксирующих, переключающих, тормозных, прессующих устройствах станков, прессов, сварочных и других машин, в приводах арматуры с тяжелыми условиями работы, обусловленными загрязненностью окружающей среды, низким качеством очистки сжатого воздуха от механических частиц и влаги. Преимущества мембранных цилиндров – малая трудоемкость при изготовлении, высокая герметичность рабочей полости, отсутствие необходимости в подаче распыленного масла и низкие эксплуатационные расходы; недостатки – малая величина хода, непостоянство усилия по ходу, относительно низкая долговечность мембран. Мембранные двигатели применяют преимущественно одностороннего действия с пружинным возвратом и без него, реже двустороннего действия. Мембраны могут быть эластичные (из резины, резинотканевых и синтетических материалов) и металлические (из специальных сортов стали, бронзы и латуни толщиной листа 0,2–1,5 мм). В пневмоприводах станков, прессов и других машин применяют, как правило, эластичные мембраны, которые в зависимости от формы

поперечного сечения разделяют на плоские и фигурные. Плоские мембраны при работе на поверхности не имеют изгибов сечения, достигающих  $180^\circ$ , а фигурные имеют, что дает им возможность сворачиваться при ходе штока с поверхности опорного диска на внутреннюю цилиндрическую поверхность камеры, при этом обеспечивается относительно больший ход с высоким механическим кпд. Конструкции мембранных цилиндров с плоской и фигурной мембраной приведены на рисунке 14.

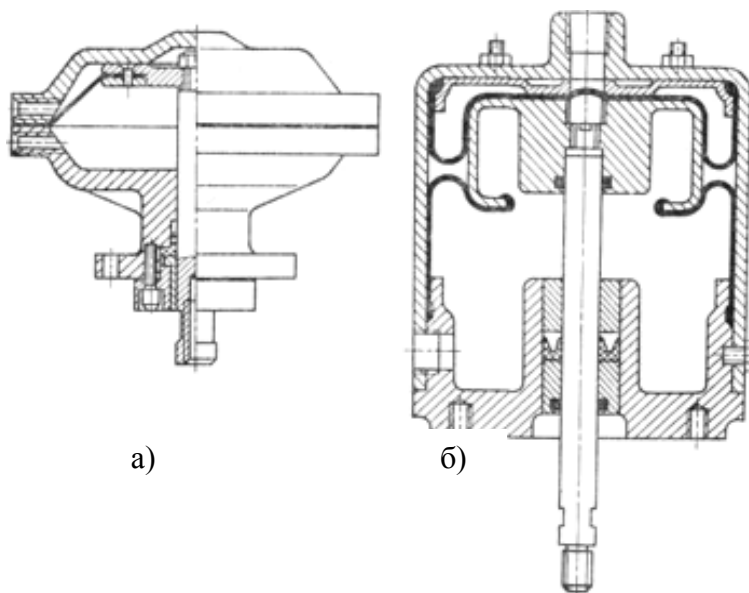


Рис. 14. Мембранные пневмодвигатели одностороннего действия с плоской мембраной (а) и двустороннего действия с фигурной мембраной (б)

Диаметр мембраны (в месте заделки) определяют по следующим формулам:

$$\text{- при толкающем усилии } D_M = 1,95 \sqrt{\frac{P + 0,785 p_M D_{ш}^2}{(1 + \beta_1 + \beta_1^2) p_M}};$$

$$\text{- при тянущем усилии } D_M = 1,95 \sqrt{\frac{P}{(1 + \beta_1 + \beta_1^2) p_M}},$$

где  $P$  – заданная сила сопротивления на штоке;  $p_M$  – избыточное магистральное давление;  $D_{ш}$  – диаметр штока ( $P$  и  $D_{ш}$  определяют так же, как для поршневых цилиндров);  $\beta_1 = D_0 / D_M$  – коэффициент;  $D_0$  – диаметр опорного диска;  $D_M$  – диаметр мембраны в месте заделки. Коэффициент  $\beta_1$  обычно принимают в пределах 0,6–0,8. При меньших значениях  $\beta_1$  усилие, развиваемое мембранным цилиндром, более равномерно в пределах хода штока, но эффективная площадь мембраны и развиваемое усилие на штоке уменьшаются. Не рекомендуется выбирать  $\beta_1 > 0,8$ , так как это приводит к



уменьшению хода штока и увеличению нелинейности статической характеристики мембраны.

Толщина плоских резиновых мембран без гофра:

$$\delta = 0,95 \frac{p_M D_M (1 - \beta_1^2)}{[\tau_{CP}]},$$

где  $[\tau_{CP}]$  – допускаемое напряжение на срез. Для листовой резины с прочностью на разрыв 5 МПа при использовании ее с одной тканевой прокладкой можно принимать значения  $[\tau_{CP}]$  в зависимости от толщины резиновых мембран, приведенные ниже:

$\delta$ , мм	2,7	5,0	7,0
$[\tau_{CP}]$ , МПа	3,0	2,4	2,1

Величину хода штока определяют в зависимости от допустимого прогиба плоской мембраны. Чрезмерное увеличение прогиба приводит к снижению усилия, снимаемого со штока вследствие потерь давления на растяжение, и снижению долговечности мембраны. В таблице 3 даны рекомендуемые значения максимального хода штока мембранных цилиндров с плоскими мембранами в зависимости от избыточного магистрального давления.

Для плоских штампованных мембран с гофром максимальное значение прогиба рекомендуется принимать не более  $(0,20-0,25) D_M$ .

Таблица 3

Максимальный ход штока двигателей с плоскими мембранами

Мембранный двигатель	Ход штока при максимальном давлении			
	0,4	0,5	0,6	0,8
Одностороннего действия	$0,08 D_M$	$0,10 D_M$	$0,12 D_M$	$0,15 D_M$
Двустороннего действия	$0,06 D_M$	$0,08 D_M$	$0,10 D_M$	$0,12 D_M$

### Поворотные пневмодвигатели

Поворотные пневмодвигатели предназначены для поворота на ограниченный угол рабочих органов автоматизируемых объектов. В зависимости от конструкции рабочей камеры их подразделяют на поршневые и пластинчатые. По количеству фиксированных положений выходного вала они могут быть двух- или многопозиционными.

*Поршневые поворотные пневмодвигатели.* В отечественной и зарубежной промышленности нашли применение поршневые пневмодвигатели с передаточными механизмами следующих типов: реечными, рычажными, винтовыми и цепными. На рисунке 15 представлена конструкция двухпозиционного поршневого поворотного двигателя типа ПДП, который состоит из двух пневмоцилиндров с рейкой 1 на штоке, находящейся в зацеплении с зубчатым колесом 2, установленным в блоке 3. Поворотное движение колеса 2 осуществляется при подаче сжатого воздуха в поршневые полости. Наличие демпфирующих устройств исключает удары поршней о крышки цилиндров. В многопозиционном поворотном двигателе (рис. 16) зубчато-реечная передача 1 приводится в движение многопозиционными цилиндрами 2 и 3, при этом обеспечивается поворот вала на заданный угол.

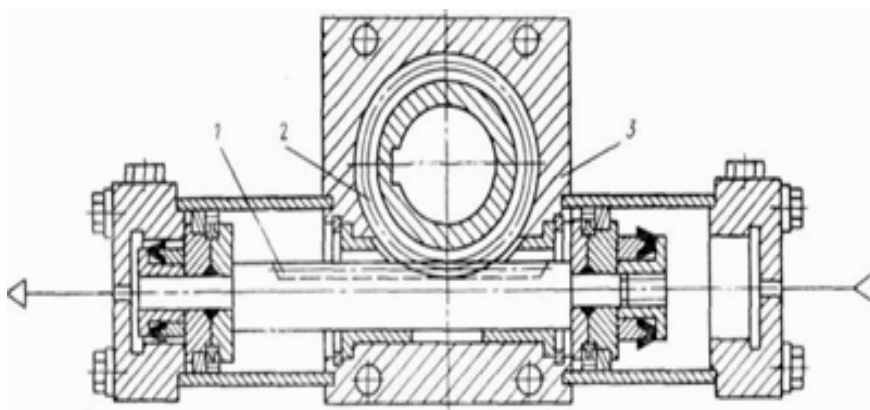


Рис. 15. Двухпозиционный поворотный пневмодвигатель типа ПДП

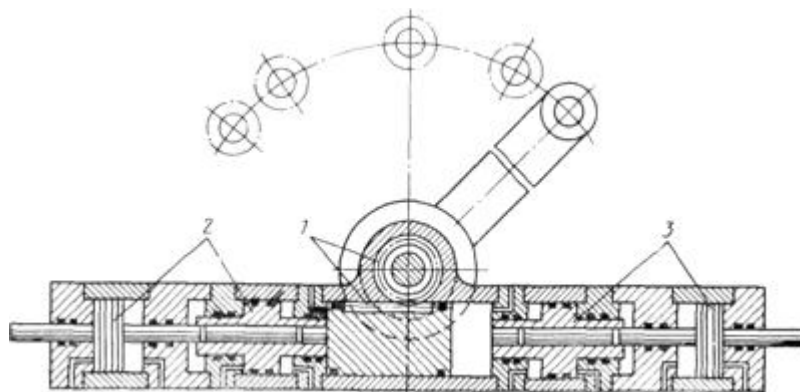


Рис. 16. Многопозиционный поворотный пневмодвигатель

Пневмодвигатели с передаточным механизмом рычажного типа по конструкции аналогичны двигателям с реечным механизмом, но реечное зацепление в них заменено поворотным рычагом, что делает пневмодвигатели этого типа проще и дешевле. Однако пневмодвигатели последнего типа не допускают углов поворота выходного вала свыше 90–100°.

На рисунке 17 приведена конструкция пневмодвигателя с *рычажным механизмом*, предназначенного для дистанционного управления запорными и регулирующими механизмами. Он состоит из закрытого крышками 1 и 4

корпуса 6 с запрессованными гильзами 5, в которых перемещается поршень 7. Головки поршня уплотнены резиновыми манжетами 8. При подаче сжатого воздуха в рабочие камеры поршень приводит в движение рычаг 3, который вращает выходной вал 2.

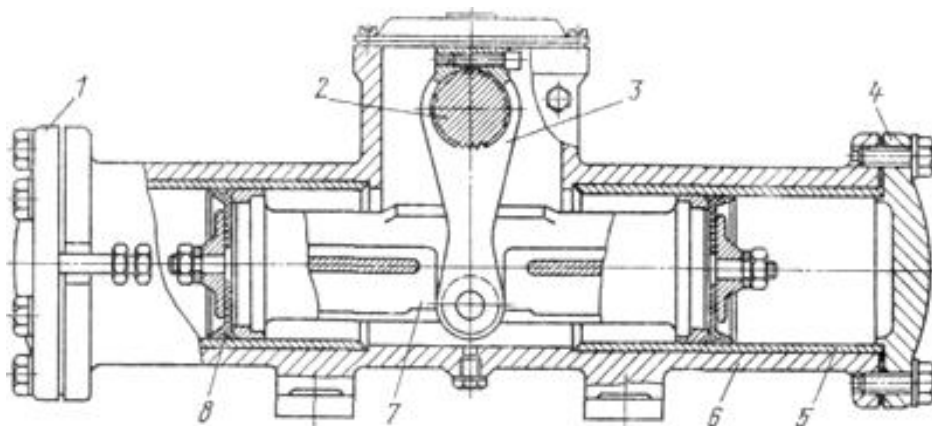


Рис. 17. Поршнерычажный поворотный пневмодвигатель

*Шиберные поворотные пневмодвигатели.* На рисунке 18 схематично представлен поворотный двигатель с одной пластиной. Вал, выполненный заодно с пластиной, установлен на двух опорах в крышках. Между крышками находится корпус, выполненный в виде кольца. В корпусе между крышками расположена неподвижная перегородка, ограничивающая поворот лопасти, а следовательно, и выходного вала двигателя. В зазорах по контуру пластины выполнены специальные уплотнения.

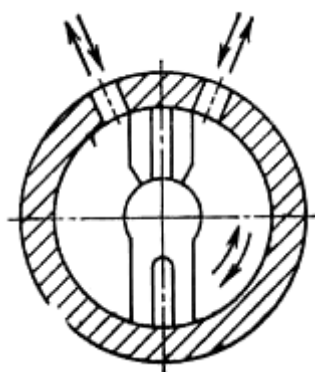


Рис. 18. Схема пластинчатого поворотного двигателя с одной пластиной

## Пневмомоторы

Пневмомоторы предназначены для преобразования энергии сжатого воздуха в непрерывное вращательное движение выходного вала. По виду рабочего элемента моторы подразделяют на шестеренные, пластинчатые, поршневые, мембранные, винтовые и турбинные. В зависимости от возможности получения вращения выходного вала в обе стороны или в одну моторы соответственно разделяют на реверсивные и нереверсивные.

*Шестеренные моторы.* По способу зацепления зубьев шестеренные моторы подразделяются на моторы с наружным зацеплением, с внутренним зацеплением и промежуточным серповидным элементом, с внутренним зацеплением без промежуточного элемента. Моторы последних двух типов встречаются крайне редко. В шестеренном моторе (рис. 19) сжатый воздух с давлением  $p_1$  поступает через входной канал  $A$  к зубчатым колесам. Зубья колес, касаясь друг друга в точке  $b$ , не дают воздуху пройти в полость канала  $B$ . Давление сжатого воздуха воздействует на зубья колес, которые имеют два неуравновешенных участка  $ab$  и  $de$ , равные участку  $bc$ . На этих участках возникают неуравновешенные силы, равные произведению давления сжатого воздуха на площадь неуравновешенных участков зубьев. Эти силы создают крутящие моменты, вращающие колеса в направлениях, показанных стрелками. Отработанный воздух во впадинах между зубьями выходит в полость выхлопного канала  $B$  с давлением  $p_2$ . Поскольку площадь участков  $ab$  и  $bc$  постоянно меняется, крутящий момент, развиваемый мотором, является пульсирующим. ~~Моторы с~~ *Моторы с* наружным зацеплением изготавливают с прямыми, косыми и шевронными зубьями. Моторы с прямыми и косыми зубьями работают без расширения сжатого воздуха и без обратного сжатия. Их реверсируют изменением направления подачи сжатого воздуха или механическим путем. *Пластинчатые (ротационные) моторы* работают с частичным расширением сжатого воздуха и частичным обратным сжатием.

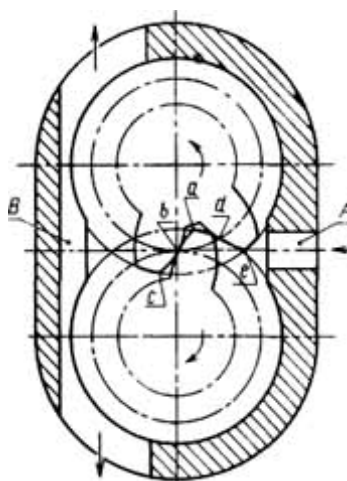


Рис. 19. Схема шестеренного пневмомотора

На рисунке 20 показана схема самой распространенной конструкции пластинчатого мотора. Он состоит из эксцентрично расположенных статора 1 и ротора 2. В продольных пазах ротора перемещается несколько пластин 3. Статор с торцов закрывается крышками, в которых имеются отверстия для подвода и выхлопа воздуха. Участок  $BB'$  является впускным, а участок  $CC'$  – выхлопным. При движении пластины  $a$  от точки  $A$  по направлению к впускному отверстию она преодолевает сопротивление сжатого воздуха. Как только пластина  $a$  пройдет кромку  $B$ , давление по обе ее стороны уравнивается

и сохраняется до тех пор, пока она не пройдет кромку  $B'$ . Тогда давление сжатого воздуха на пластину с рабочей стороны (со стороны впускного отверстия) начинает превышать давление с другой стороны, и усилие, возникшее вследствие разности давлений, создает крутящий момент, направленный по часовой стрелке.

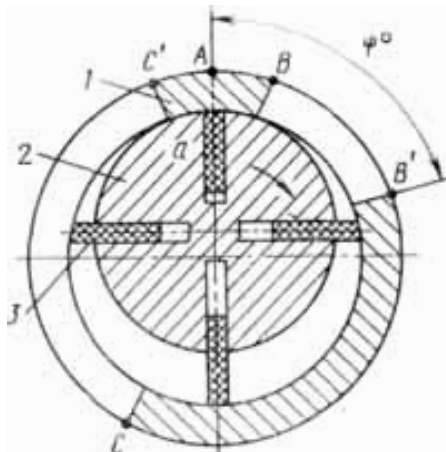


Рис. 20. Схема пластинчатого пневмомотора

Пластинчатые моторы обладают рядом достоинств по сравнению с другими типами моторов: высокой энергоемкостью (при одинаковой мощности пластинчатые моторы имеют меньшую массу и меньшие размеры), простотой конструкции, плавностью крутящего момента. Недостатки пластинчатых моторов: значительные утечки; повышенное трение, в связи с этим быстрый износ пластин; сильный шум и большой расход смазочного материала. Указанные качества четко определили область применения пластинчатых моторов: они выгодны лишь там, где крайне ограничены размеры и масса. Поэтому наиболее широко их используют для привода ручного пневматического инструмента: сверлильных машин, ключей, гайковертов, щеток напильников, ножниц и др. Моторы применяют как с редуктором, так и без него, в зависимости от того, какая нужна выходная скорость инструмента. Пластинчатые моторы используют также для привода пневматических талей и других механизмов.

Поршневые моторы подразделяют на радиально-поршневые с поршнями, движущимися перпендикулярно оси выходного вала, и аксиально-поршневые с поршнями, движущимися параллельно оси выходного вала. Наибольшее распространение получили радиально-поршневые моторы. Обычная схема радиально-поршневого мотора (рис. 21) представляет собой кривошипно-шатунный механизм с поршнем 2, движущимся в рабочем цилиндре 1, шатуном 3 и коленчатым валом 4, являющимся выходным звеном. В рабочий цилиндр сжатый воздух подается распределительным золотниковым механизмом 8, который приводится в движение от выходного вала через шестерни 5, 6 и шатун 7. Сжатый воздух через золотник поступает в цилиндр и перемещает поршень вниз. Распределитель выполнен таким образом, что примерно на 5/8 длины полного хода поршня полость цилиндра разобщается с впускным

каналом. После «отсечки» поршень перемещается вследствие расширения замкнутого объема воздуха. При обратном ходе поршня золотник сообщает рабочую полость с атмосферой. В момент, когда поршень находится на некотором расстоянии от конца хода, золотник перекрывает выходной канал и при дальнейшем движении поршня происходит сжатие оставшегося воздуха. Таким образом, поршневой мотор работает с частичным расширением сжатого воздуха и с частичным обратным сжатием. Поршневой мотор можно изготовить с переменной степенью наполнения, что позволяет регулировать величину крутящего момента. Это достигается изменением фазы распределения (подачи сжатого воздуха) в рабочую камеру. В поршневых моторах применяют распределители двух типов – золотниковые и осевые (крановые). Поршневые моторы, как правило, изготавливают многоцилиндровыми. По способу расположения цилиндров они подразделяются: на звездообразные – с расположением цилиндров по радиусам в одной плоскости; рядные – с расположением цилиндров параллельно друг другу; V-образные – с расположением цилиндров под углом друг к другу. Получили также распространение моторы с поршнями двустороннего действия, в которых сжатый воздух подводится к обеим сторонам поршня. Одноцилиндровый мотор двустороннего действия можно рассматривать как двухцилиндровый мотор одностороннего действия, у которого совмещены оба цилиндра и поршни.

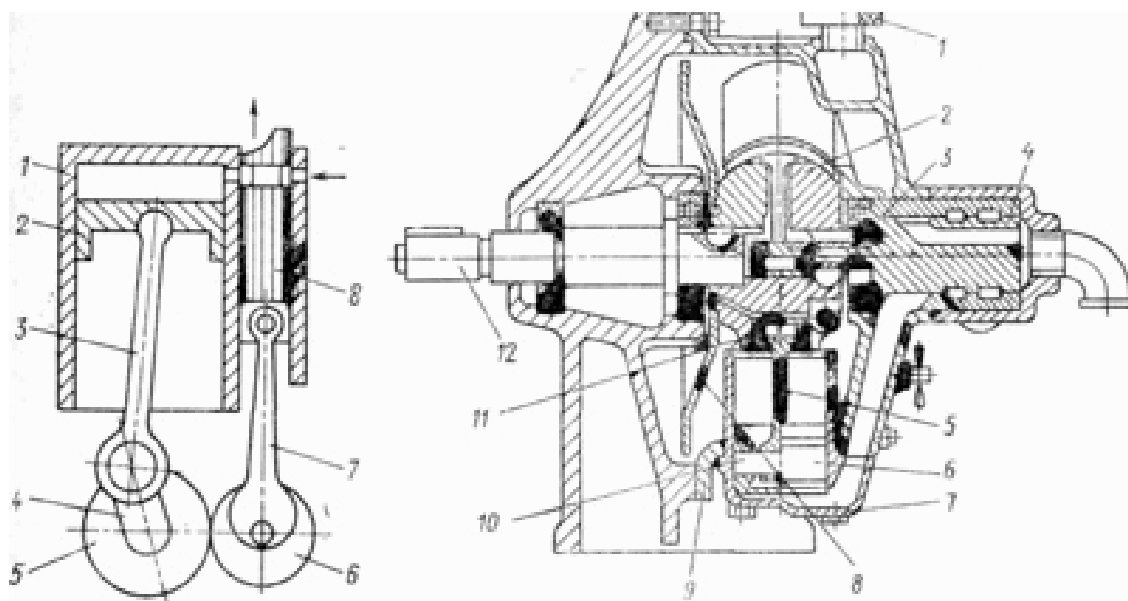


Рис. 21. Схема радиально-поршневого мотора

Типичная конструкция *аксиально-поршневого мотора* с одноступенчатым редуктором представлена на рисунке 22. В расточках блока цилиндров 2 помещены поршни 3, связанные шатунами 4 с наклонной шайбой 5. Распределительная ось выполнена за одно целое с крышкой 1, имеющей отверстия подвода и отвода воздуха. Сжатый воздух по одному из каналов А подводится в рабочие цилиндры. Усилие от давления сжатого воздуха на

поршни через шатун передается на наклонную шайбу 5. Тангенциальная составляющая этого усилия заставляет шайбу и блок поворачиваться, при этом вращается вал 8, который связан фланцем с блоком цилиндров и силовым карданом 9 с наклонной шайбой. Отработанный воздух из рабочих камер выходит через второй канал *А* в распределительной оси, а также через канал *Б* в блоке цилиндров. На конце вала 8 нарезаны зубья, находящиеся в зацеплении с зубчатыми колесами 6 планетарного редуктора. Водило 7 редуктора является выходным валом пневмомотора.

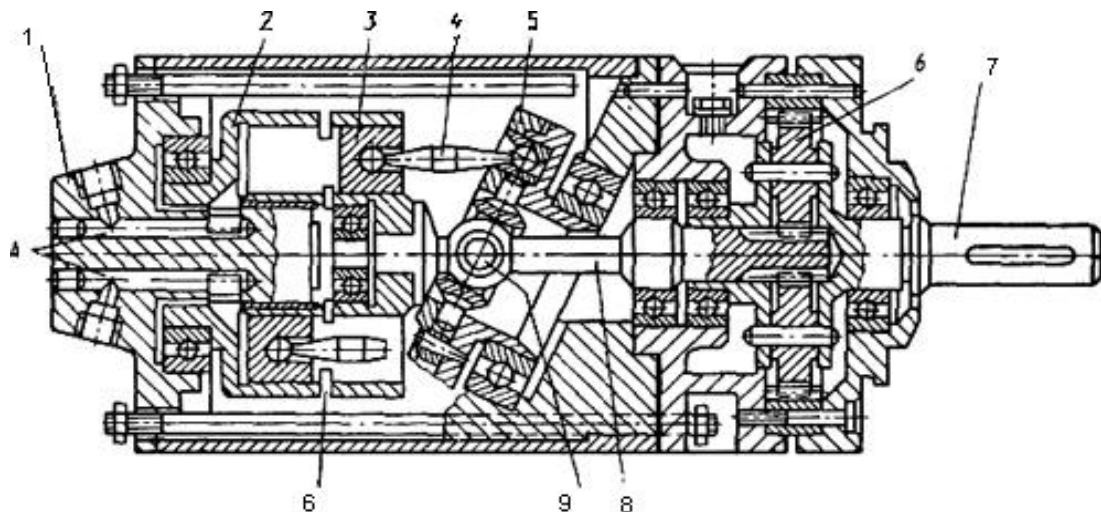


Рис. 22. Аксиально-поршневой мотор с одноступенчатым редуктором

Поршневые моторы по сравнению с другими типами моторов обладают рядом достоинств: имеют малую утечку воздуха, легко реверсируются изменением направления потока сжатого воздуха, допускают перегрузку, позволяют изменять степень наполнения. Поршневые моторы применяют для привода машин, лебедок, конвейеров во взрывоопасных цехах и участках, а также для привода сверлильных машин.

### **Гидродвигатели**

Объемные гидродвигатели преобразовывают энергию потока рабочей жидкости в энергию движения выходных звеньев. В зависимости от вида движения выходного звена различают гидродвигатели с возвратно-поступательным движением (гидроцилиндры); с неограниченным вращательным движением (гидромоторы); с ограниченным поворотным движением (с поворотом на угол, не превышающий  $360^\circ$ ; поворотные гидродвигатели: шибберные, поршневые и мембранные). Требования к гидродвигателям исполнительных устройств промышленных роботов изложены в ГОСТ 26058-85. **Гидроцилиндры.** Гидроцилиндры (рис. 23) применяют наиболее часто в качестве гидродвигателей, так как их изготовление доступно и на неспециализированных предприятиях. Рабочим звеном гидроцилиндра могут быть поршень 2 (рис. 23, а, б, г), плунжер 2 (рис. 23, в, ж), мембрана 5 (рис. 23, д), сильфон 6 (рис. 23, е), соединенные со штоком 3 и размещенные в корпусе 1.

Поршневые и плунжерные гидроцилиндры применяют обычно в силовых приводах, сильфонные и мембранные - во вспомогательных устройствах и системах управления. Принцип работы гидроцилиндров заключается в следующем. При подаче жидкости под давлением в рабочую полость *A* цилиндра поршень 2 (или плунжер 2) со штоком 3 перемещается (на рисунке – вправо). При этом рабочая жидкость вытесняется из противоположной полости *B* цилиндра (рис. 23, б, г) или сжимается пружина 4 (рис. 23, а). При подводе рабочей жидкости в полость *B* поршень (рис. 23, б, г) со штоком перемещается влево. По направлению действия рабочей среды различают гидроцилиндры двустороннего действия, у которых движение выходного звена (например, штока) под действием рабочей жидкости возможно в двух противоположных направлениях (рис. 23, б, г, д) и гидроцилиндры одностороннего действия, у которых движение выходного звена под действием рабочей жидкости возможно только в одном направлении, причем возврат может быть осуществлен под действием пружины, силы тяжести или звена механизма (рис. 23, а, в, е, ж). По характеру хода выходного звена цилиндры бывают одноступенчатые, у которых ход выходного звена (штока) равен ходу рабочего звена (поршня), и телескопические (рис. 23, ж), у которых полный ход выходного звена 3 равен сумме ходов всех рабочих звеньев 2. Конструкция телескопического цилиндра представляет собой корпус 1, в котором перемещаются один относительно другого несколько концентрично расположенных поршней 2 и 3. Основными параметрами цилиндров являются номинальное давление  $P$  (МПа); диаметр поршня  $D$  (мм); диаметр штока  $d$  (мм); ход поршня  $L$  (мм).

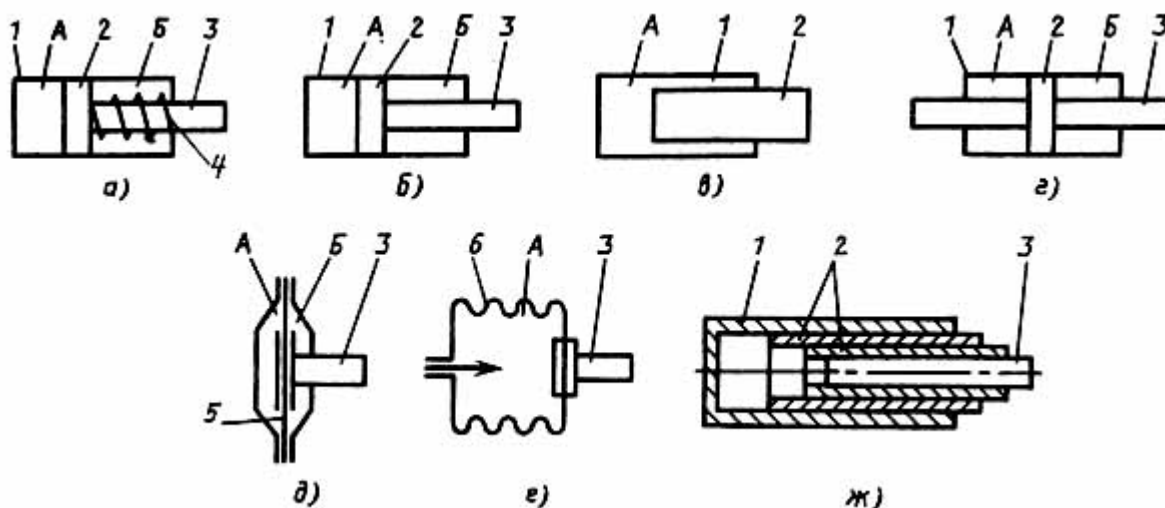


Рис. 23. Схемы гидроцилиндров:

а) поршневого с односторонним штоком одностороннего действия; б) поршневого с односторонним штоком двустороннего действия; в) плунжерного; г) поршневого с двусторонним штоком двустороннего действия; д) мембранного с односторонним штоком двустороннего действия; е) сильфонного; ж) телескопического



На рисунке 24 представлена конструкция гидроцилиндра типа ГЦП, применяемого в автоматических линиях. Он состоит из гильзы 17 с приваренной к ней крышкой 18, пустотелого штока 13, на одном конце которого гайкой 16 закреплен поршень 15, на другом установлена муфта 8, закрепленная гайкой 7. В сквозной крышке 12, закрепленной в гильзе с помощью стопорного кольца 9, размещен уплотнительный узел штока с грязесъемником 10 и направляющей втулкой 11. Для уплотнения подвижных поршня и штока применены манжеты 14 и 5 (ГОСТ 14896-84), для уплотнения неподвижных штоковой крышки и муфты - резиновые круглые кольца 6, 4 и 2 (ГОСТ 9833-73). Клапан 3, ввернутый в гильзу, служит для выпуска воздуха из поршневой полости. Из штоковой полости воздух выпускается через внутреннюю полость штока 13. Гидроцилиндры выпускают на номинальное давление 6,3 МПа с диаметром поршней 32, 40, 50, 63, 80, 100 и 125 мм. Крепят гидроцилиндры закладными кольцами по посадочным местам гильзы, а шток соединяют с исполнительным органом двумя гайками 7 со стопорной шайбой. Грязесъемник 10 и манжету 15 крепят стопорными кольцами 6 и 3. Выпускают поршневые гидроцилиндры типа ЦРГ, предназначенные для линейных перемещений механизмов промышленных роботов. Гидроцилиндры работают при давлении до 16 МПа и скорости поршня до 1,5 м/с; при этом диаметр поршня 25–56 мм, ход поршня 100–800 мм.

$$F = F_{II} + F_{TP1} + F_{TP2} + F_{ПР},$$

где  $F_{II}$  – сила инерции;  $F_{TP1}$  – сила трения в рабочих органах в момент трогания;  $F_{TP2}$  – сила трения в уплотнениях поршня и штока в момент трогания;  $F_{ПР}$  – сила противодействия, зависящая от сопротивления сливу жидкости из нерабочей полости цилиндра.

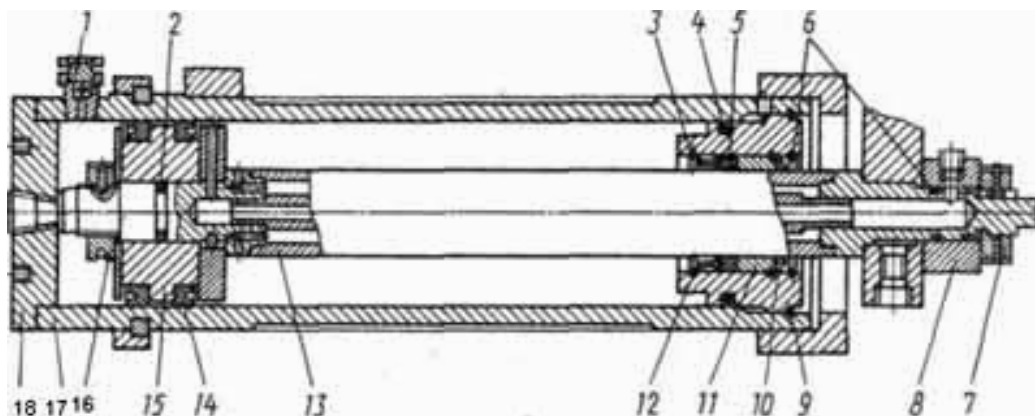


Рис. 24. Гидроцилиндр типа ГЦП

К гидроцилиндрам предъявляются следующие требования (ГОСТ 16514-87; СТ СЭВ 5832-86): поршни и плунжеры должны под действием статического усилия плавно перемещаться по всей длине хода; не допускаются боковые

нагрузки на штоки, так как это приводит к ускоренному изнашиванию уплотнений, поршней и рабочей поверхности цилиндра; не допускаются утечки рабочей жидкости через неподвижные уплотнения; на подвижных соединениях допускается наличие масляной пленки без каплеобразования; внутренние утечки не должны превышать норм по техническим условиям; во избежание загрязнения внутренних полостей необходимо применять грязесъемники в местах выхода штоков.

**Гидромоторы.** Хотя насосы, имеющие бесклапанное распределение потока жидкости, могут быть обратимыми, т. е. работать в качестве гидродвигателей, однако из-за ряда конструктивных особенностей, как правило, это не делается, за исключением насосов-моторов, разработанных специально для этой цели. В качестве гидромоторов в основном применяют радиально-поршневые и аксиально-поршневые машины, реже пластинчатые и шестеренные. Основные параметры гидромоторов такие же, как и насосов. Кроме того, весьма существенным является выходной крутящий момент  $M_{кр}$ . Рабочий цикл гидромоторов состоит из процессов нагнетания жидкости под давлением в полости  $A$  и одновременного вытеснения ее из полостей  $B$  в отводящие гидролинии. При изменении направления подводимого потока жидкости изменяется направление вращения вала гидромотора. Частота вращения при этом пропорциональна расходу жидкости  $Q$ :

$$n = Q / V_0,$$

где  $V_0$  – рабочий объем гидромотора.

По крутящему моменту и частоте вращения вала гидромоторы можно условно разделить на две группы: высокооборотные низкомоментные (в основном шестеренные, пластинчатые, аксиально-поршневые); низкооборотные высокомоментные (в основном радиально-поршневые и аксиально-поршневые). Главными свойствами гидромоторов, позволяющими применять их в приводе механизмов промышленных роботов, являются высокие динамические качества, характеризующиеся скоростями разгона и торможения; жесткость характеристик под нагрузкой; широкий диапазон частот вращения. ~~Настройка~~ гидромоторы наиболее просты по конструкции и надежны, могут работать при высоких (до 2400 об/мин) частотах вращения, не требуют высокой степени очистки жидкости. Однако они имеют невысокие КПД и диапазон частоты вращения, большие пусковые моменты.

*Пластинчатые* гидромоторы применяют в приводах с небольшим диапазоном частоты вращения. Имея небольшие массу и габаритные размеры, малый момент инерции, они тем не менее редко используются из-за малых крутящих моментов, высокой минимальной частоты вращения и низкого КПД.

К высокооборотным низкомоментным гидромоторам относится *аксиально-поршневой* с наклонным диском и неподвижным распределительным диском гидромотор типа Г15-2 (рис. 25). Мотор состоит из блока цилиндров 2 с

поршнями 3, барабана 4, в котором расположены контактирующие с подшипником 8 наклонного диска толкатели 5. В барабане расположены пружины 9, прижимающие блок 2 к распределительному диску 1, в котором имеются серповидные окна 13, разделенные перегородками 14. Подшипник 8 размещен в переднем корпусе 6, блок цилиндров и барабан - в полости среднего корпуса 11. Жидкость подводится к блоку по одному серповидному пазу, отводится от него в гидробак по другому.

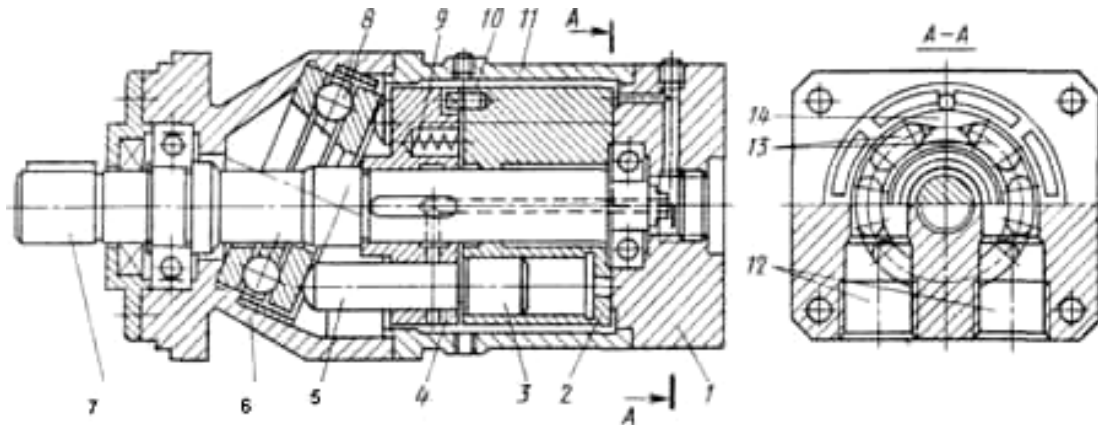


Рис. 25. Низкомоментный аксиально-поршневой гидромотор с наклонным диском

Радиальные нагрузки на толкатели воспринимаются барабаном, закрепленным на валу. Поршням 3, размещенным в блоке, передаются только осевые и гидростатические нагрузки. При работе жидкость, поступающая через серповидный паз от напорной гидролинии к окнам 13 на торце блока, действует на поршни, которые вместе с толкателями выдвигаются к подшипнику. При этом возникают тангенциальные (боковые) силы, которые действуют на толкатели, поворачивая барабан вместе с валом, а также блок 2, который захватывается барабаном через поводок 10. Частота вращения вала 7 гидромотора определяется расходом рабочей жидкости, а направление вращения зависит от того, какое из отверстий 12 соединено с напорной гидролинией. Высокимоментные низкооборотные гидромоторы для приводов роботов представляют наибольший интерес. Их преимуществом является возможность непосредственного соединения с рабочими органами машин без промежуточных передач. Радиально-поршневые гидромоторы типа МРФ и МР отличаются компактностью, устойчиво работают при низких частотах вращения. В корпусе 6 гидромотора типа МРФ (рис. 26) размещаются в два ряда цилиндропоршневые группы 4. Каждый ряд содержит по семь поршней, которые шатунами 3 опираются на подшипники качения 5, установленные на эксцентриках вала 1, который насажен на подшипниках 14 в крышке 2. Кольца 12 и 13 охватывают башмаки шатунов, обеспечивая их постоянный контакт с подшипниками 5. Каждый шатун соединен с поршнем сферической головкой. Возле каждого цилиндра расположен распределитель 8, который распределяет жидкость, перемещаясь от кулачков 9 и 10.

Через концентричный канал *A* жидкость подводится от напорной гидролинии, через канал *B* отводится в сливную гидролинию. При работе жидкость через канал *A*, распределитель 8 и канал 7 или 11 поступает к рабочим камерам цилиндров и воздействует на поршни. Поршни, оказывая давление через шатуны на подшипники 5, создают крутящий момент на валу. Вторая группа поршней в это время вытесняет жидкость из цилиндров в канал *B*, связанный со сливной линией.

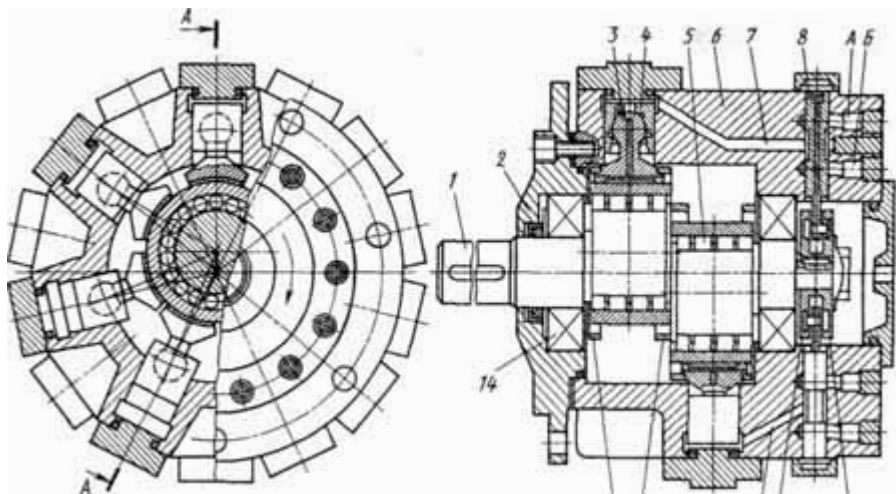


Рис. 26. Высокомоментный радиально-поршневой гидромотор

**Поворотные (угловые) гидродвигатели.** Поворотный гидродвигатель имеет выходное звено с ограниченным поворотным движением, т. е. выходной вал не может совершить полного оборота вокруг своей оси (рис. 27).

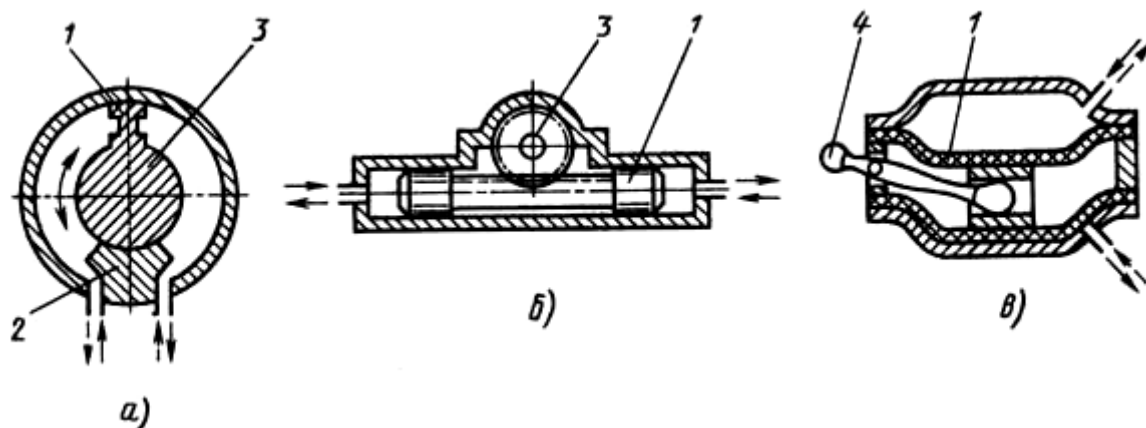


Рис. 27. Схемы поворотных гидродвигателей: а) шиберного; б) поршневого; в) мембранного

*Шиберный поворотный* гидродвигатель (рис. 27, а) имеет рабочее звено 1 в виде шибера, связанного с выходным валом, движение которого ограничено разделителем-упором 2. У поршневого поворотного гидродвигателя (рис. 27, б)

рабочие звенья 1 выполнены в виде поршней, перемещение которых затем преобразуется в поворот выходного вала 3 с помощью зубчатой передачи или рычага. Мембранный поворотный гидродвигатель (рис. 27, в) имеет рабочие звенья 1, выполненные в виде мембран, перемещение которых преобразуется в поворотное движение выходного звена в виде рычага 4. Из поворотных двигателей шибберные и мембранные применяются сравнительно редко, поршневые – наиболее распространены.

## 2.2. Аппаратура управления

К аппаратуре управления относятся распределительные, контрольно-регулирующие и направляющие устройства гидропневмоавтоматики.

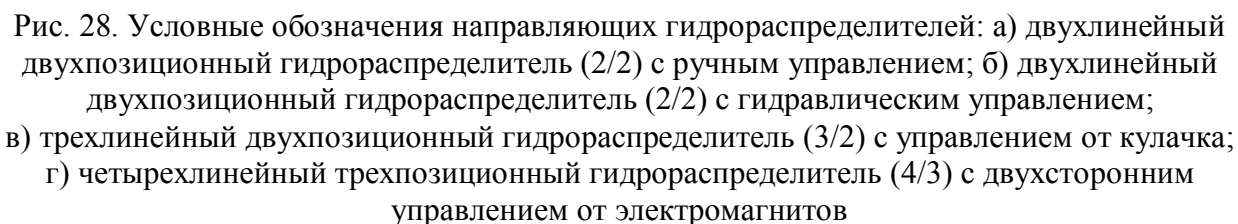
**Распределитель** – это аппарат (устройство), предназначенный для изменения направления потока рабочего тела (сжатого воздуха или жидкости) в двух или более линиях (каналах) в зависимости от внешнего управляющего воздействия.

**Гидрораспределители** бывают направляющими (позиционными) и дросселирующими (пропорциональными или следящими).

**Направляющим гидрораспределителем** называется гидроаппарат, предназначенный для пуска, остановки или изменения направления потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях в зависимости от наличия внешнего управляющего воздействия. Гидрораспределители делятся:

- по конструкции запорно-регулирующего элемента – на золотниковые (с цилиндрическим или плоским золотником), крановые и клапанные;
- по числу внешних гидролиний – на двухлинейные, трехлинейные, четырехлинейные и т. д.;
- по числу фиксированных или характерных позиций запорно-регулирующего элемента – на двухпозиционные, трехпозиционные и т. д.;
- по виду управления – с ручным, механическим, электрическим, гидравлическим и другими видами управления;
- по числу запорно-регулирующих элементов – на одноступенчатые, двухступенчатые и т. д.

В условном обозначении гидрораспределителя (примеры см. на рис. 28) указывают следующие элементы: позиции запорно-регулирующего элемента; внешние линии связи, подводимые к распределителю; проходы (каналы) и элементы управления (ГОСТ 2.871-68). Число позиций изображают соответствующим числом квадратов (прямоугольников). Проходы изображают прямыми линиями со стрелками, показывающими направление потоков рабочей жидкости в каждой позиции, а места соединений проходов выделяют точками; закрытый проход изображают тупиковой линией с поперечной черточкой. Внешние линии связи подводят только к исходной позиции. Виды управления распределителями указывают соответствующими знаками, примыкающими к торцам обозначения распределителя.



*Золотниковые дросселирующие гидрораспределители.* В отличие от направляющего гидрораспределителя, запорно-регулирующий элемент дросселирующего гидрораспределителя может занимать, кроме характерных, бесконечное множество промежуточных рабочих положений, образуя

дросселирующие проходные сечения для потока рабочей жидкости. Обычно площадь рабочего проходного сечения находится в прямо пропорциональной зависимости от величины управляющего сигнала.

*Струйный гидрораспределитель.* Примером струйного гидрораспределителя является гидрораспределитель типа «струйная трубка», принципиальная схема которого представлена на рисунке 29,а. К струйной трубке 1, имеющей возможность поворачиваться на некоторый угол, подводится поток жидкости. В сливной полости размещена плата 4 с приемными окнами, к которым подключены гидролинии 2 и 3, связанные с гидродвигателем. В струйной трубке энергия давления потока жидкости преобразуется в кинетическую энергию струи, которая затем при попадании жидкости в расширяющееся приемное окно платы 4, расположенное напротив струйной трубки, преобразуется опять в энергию давления. При повороте струйной трубки происходит перераспределение энергии жидкости между приемными окнами. В них возникает некоторый перепад давления, который и обеспечивает движение ведомого звена гидродвигателя. Чем больше угол поворота струйной трубки, тем больше перепад давления и тем больше скорость движения ведомого звена гидродвигателя.

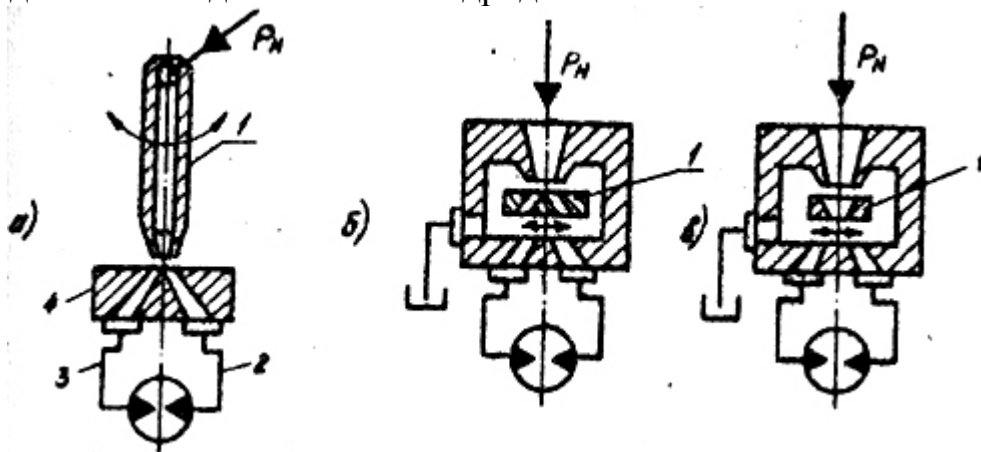


Рис. 29. Струйный гидрораспределитель типа «струйная трубка»:  
а) принципиальная схема; б) и в) примеры схем гидрораспределителей  
с механическим отклонением струи

К достоинствам гидрораспределителя «струйная трубка» относятся малая чувствительность к загрязнению рабочей жидкости и незначительное влияние вязкости на его характеристики. К недостаткам относятся: конструктивная и технологическая сложность подвода жидкости к поворачивающейся струйной трубке и возможность возникновения вибрации последней при некоторых значениях давления питания. Разновидностью гидрораспределителя со струйной трубкой являются распределители с механическим отклонением струи. Их схемы представлены на рисунке 29,б и в. На рисунке 29,б деление струи между приемными окнами осуществляется с помощью подвижного клина 1, который образуется поверхностями двух цилиндрических отверстий в подвижном элементе, просверленных под углом друг к другу. Получило

широкое распространение отклонение струи с помощью подвижного сходящегося насадка 1 (рис. 29,в). Эта конструкции упрощает и даже решает ряд вопросов, связанных с регулировкой гидрораспределителя.

*Гидрораспределитель типа «сопло-заслонка».* В гидрораспределителе типа «сопло-заслонка» распределение жидкости основано на принципах построения гидравлических делителей давления, в которых используются регулируемые и настраиваемые гидродроссели. На практике широкое распространение получили одно- и двухдроссельные (по числу регулируемых гидродросселей) гидрораспределители типа «сопло-заслонка». Схема простейшего однодроссельного гидрораспределителя «сопло-заслонка» приведена на рисунке 30,а. Гидрораспределитель состоит из постоянного гидродросселя 1, сопла 2 и заслонки 3. Поток жидкости с постоянным давлением подводится к гидродросселю 1. Гидролиния, соединяющая постоянный гидродроссель 1 и сопло 2, образует междроссельную камеру. К ней подключена гидролиния 4, связывающая гидрораспределитель с рабочей полостью гидроцилиндра. При уменьшении расстояния между соплом и заслонкой за счет поворота заслонки (увеличения сопротивления регулируемого гидродросселя «сопло-заслонка» потоку жидкости) давление  $p$  в междроссельной камере увеличивается. Под действием силы от этого давления поршень гидроцилиндра 5 смещается вправо, преодолевая сопротивление пружины. При увеличении расстояния между соплом и заслонкой давление  $p$  в междроссельной камере уменьшается. Поршень гидроцилиндра 5 при этом под действием пружины будет двигаться влево до тех пор, пока сила пружины не уравнивается силой давления жидкости и левой полости гидроцилиндра.

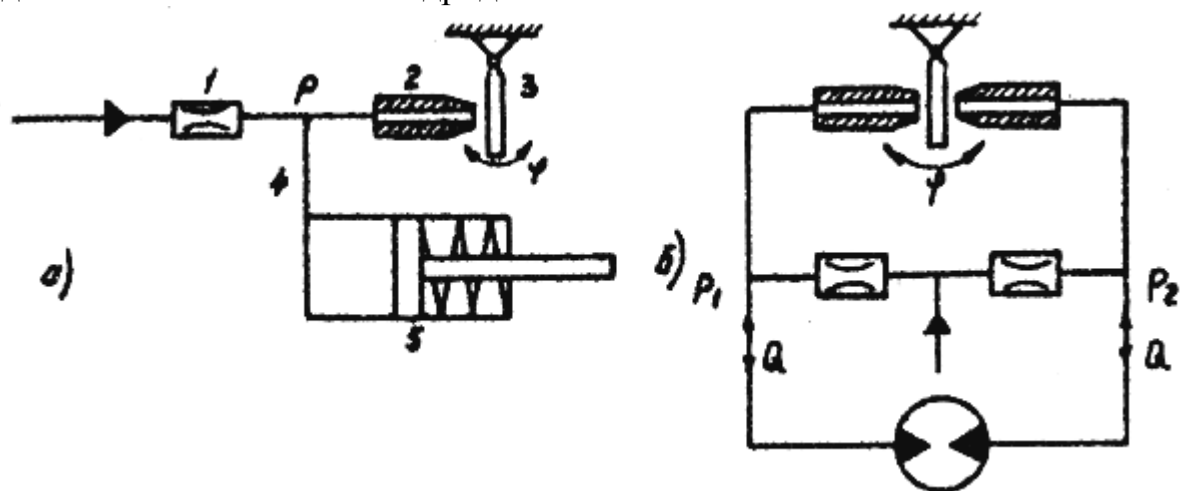


Рис. 30. Гидрораспределители типа «сопло-заслонка»:  
а) однодроссельный; б) двухдроссельный

Принципиальная схема двухдроссельного гидрораспределителя типа «сопло-заслонка» приведена на рисунке 30,б. Этот гидрораспределитель представляет собой гидравлический мостик, состоящий из двух регулируемых гидродросселей «сопло-заслонка» и двух постоянных (балансных) дросселей. В диагональ гидравлического мостика включена нагрузка (гидродвигатель).



Поток жидкости с постоянным давлением подводится к точке между двумя постоянными гидродросселями. При смещении заслонки от нейтрального положения, например влево, давление  $p_1$  увеличивается, а давление  $p_2$  уменьшается. Под действием возникающего перепада давлений выходное звено гидродвигателя движется со скоростью, пропорциональной смещению заслонки. При смещении заслонки вправо возникает перепад давления противоположного знака и выходное звено гидродвигателя движется в противоположную сторону.

## Пневмораспределители

Пневмораспределители предназначены для изменения направления или пуска и останова потоков сжатого воздуха в двух или более внешних пневмолиниях в зависимости от внешнего управляющего воздействия. Под внешними пневмолиниями понимают воздухопроводы и каналы для течения воздуха

(в том числе и отверстия для связи с атмосферой), соединяемые в определенных сочетаниях при различных положениях распределительного органа. Число внешних линий определяет линейность распределителя. Применяют в основном двух-, трех-, четырех- и пятилинейные распределители. Распределители для специальных целей, а также крановые применяют и с большим числом линий. По числу фиксированных положений распределительного органа различают двух-, трех- и многопозиционные распределители. Последний тип (за исключением крановых пневмораспределителей) применяют с односторонним и двусторонним управлением (трехпозиционные – только двустороннее). Под односторонним понимают такой вид управления, при котором для переключения распределительного элемента управляющее воздействие прикладывается только к одному чувствительному элементу и в одном направлении, а возврат в исходное положение происходит после снятия управляющего воздействия под действием сил механической или пневматической пружины. При двустороннем управлении, чтобы распределительный элемент привести в заданное состояние, необходимо управляющее воздействие приложить к соответствующему чувствительному элементу (если их два) или изменить направление действия. На рисунке 31 приведена схема пятилинейного двухпозиционного распределителя с односторонним управлением. Управляющее отверстие обозначается двумя цифрами. Вторая цифра указывает отверстие, которое будет соединено с отверстием 1 при подаче единичного сигнала к управляющему отверстию.

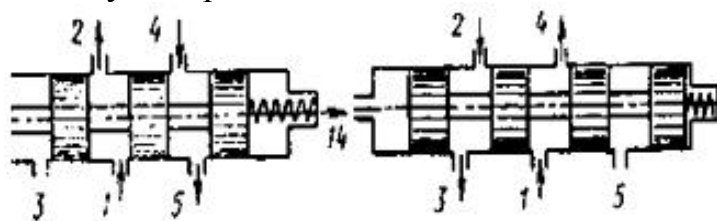


Рис. 31. Схема пятилинейного двухпозиционного распределителя с односторонним управлением

### 2.3. Регулирующие устройства ГПА

**Гидродроссель** – это регулирующий гидроаппарат, предназначенный для получения заданной величины расхода при данной величине перепада давления в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости. Гидродроссель представляет собой местное гидравлическое сопротивление, которое также может использоваться для снижения давления в отводимом потоке рабочей жидкости при данном расходе. Важной особенностью гидродросселя является то, что проходное сечение в нем не изменяется под действием потока рабочей жидкости. Применение гидродросселей в качестве регулирующих элементов объемных гидроприводов требует от них двух качеств:

- возможность получения характеристики гидродросселя желаемого вида;
- сохранение стабильности характеристики гидродросселя во время эксплуатации.

Линейность характеристики *линейного гидродросселя* на практике обеспечивается за счет наличия в его конструкции протяженного канала малого проходного сечения, внутри которого получают ламинарный режим течения жидкости.

В качестве примера на рисунке 32 приведена конструктивная схема линейного регулируемого гидродросселя, в котором дросселирующим каналом является винтовая линия прямоугольного сечения, нарезанная на поверхности цилиндрического плунжера 1, образующего прецизионную пару с поверхностью гильзы 2.

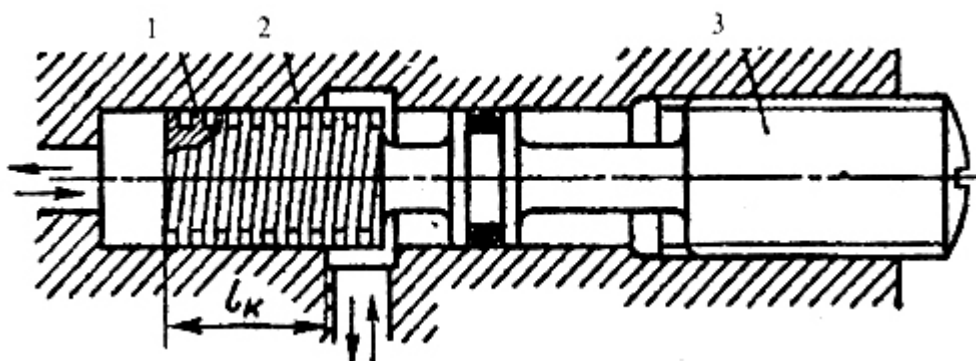


Рис. 32 Линейный регулируемый дроссель

Регулирование гидродросселя осуществляется изменением рабочей длины  $L_k$  дросселирующего канала за счет вращения винтовой головки 3. Основным недостатком линейных гидродросселей является нестабильность их характеристики, а именно: зависимость крутизны их характеристики от температуры рабочей жидкости (от ее вязкости). Из-за этой температурной

нестабильности характеристики линейные гидродроссели в системах автоматического управления объемными гидроприводами (системах гидроавтоматики) практически не встречаются.

*Регулируемым* называется гидродроссель, в котором площадь его проходного сечения можно изменять путем воздействия на его запорно-регулирующий элемент извне. К регулируемым относятся крановые, золотниковые, клапанные (игольчатые) гидродроссели, гидродроссель типа «сопло-заслонка» и др. Рассмотрим конструктивные особенности этих гидродросселей. У *кранового гидродросселя* (рис. 33, а) запорно-регулирующий элемент 2 (пробка) совершает поворотное движение в корпусе 1 вокруг оси нормальной плоскости рисунка, изменяя при этом площадь проходного сечения гидродросселя. Недостатком такой конструкции является увеличение необходимого момента управления пробкой при значительном рабочем давлении питания, поэтому крановые гидродроссели рекомендуется использовать в низконапорных гидросистемах.

У *золотникового гидродросселя* (рис. 33, б и в) запорно-регулирующий элемент 1 (золотник) совершает осевое перемещение в корпусе 2, меняя при этом площадь проходного сечения гидродросселя за счет изменения величины  $x$ .

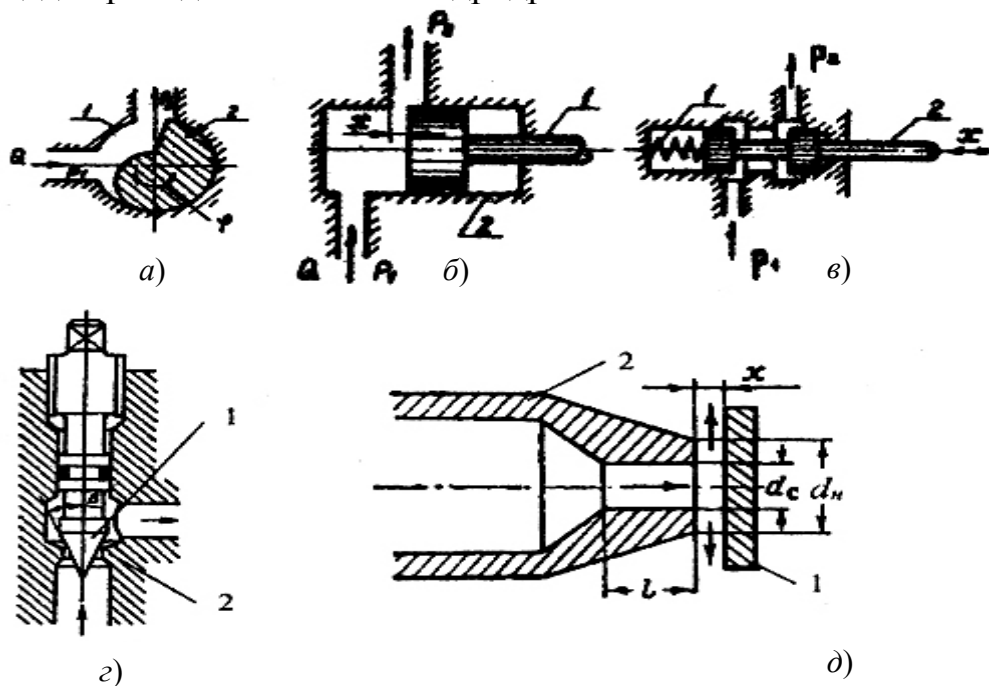


Рис. 33. Регулируемые квадратичные гидродроссели: а) крановый; б) и в) золотниковые; г) клапанный или игольчатый; д) «сопло-заслонка»

Существенным недостатком золотникового гидродросселя, изображенного на рисунке 33, б, является зависимость усилия управления запорно-регулирующим элементом от рабочего давления питания. Конструкция золотникового гидродросселя, приведенная на рисунке 33, в, лишена этого недостатка. Действительно, жидкость под давлением поступает между двумя поясками золотника, силы давления, возникающие при этом, действуют на

золотник в осевом направлении и взаимно уравниваются. Усиление управления в этом случае должно преодолевать только силы трения между золотником и гильзой (корпусом), возникающие при перемещении золотника. Торцевые полости в корпусе такого гидродросселя, как правило, сообщаются с гидробаком дренажными гидролиниями. В клапанном, или игольчатом, гидродросселе (рис. 33, г) изменение площади проходного сечения происходит за счет перемещения запорки регулирующего элемента 1 относительно седла 2, приближаясь или удаляясь от него. Недостатком этого гидродросселя является зависимость усилия, необходимого для управления его запорно-регулирующим элементом, от рабочего давления питания. В гидродросселе типа «сопло-заслонка» (рис. 33, д) запорно-регулирующий элемент 1 (плоская заслонка) перемещается вдоль оси сопла 2, приближаясь или отдаляясь от него. Следствием этого является изменение расстояния  $x$  заслонки от торца сопла, а значит, изменение сопротивления потоку жидкости, вытекающему из сопла. Следует обратить внимание на то, что в этом гидродросселе усилие, необходимое для управления заслонкой, пропорционально величине потерь давления на гидродросселе. Эта особенность может использоваться при проектировании систем автоматического управления объемным гидроприводом.

**Гидроклапан** – это гидроаппарат, в котором величина открытия рабочего проходного сечения (положение запорно-регулирующего элемента) изменяется от воздействия потока рабочей жидкости, проходящего через гидроаппарат. Существуют как регулирующие, так и направляющие гидроклапаны.

К *регулирующим гидроклапанам* относятся гидроклапаны давления (напорные и редукционные), а также гидроклапаны разности и соотношения давлений.

*Гидроклапаном давления* называется регулирующий гидроклапан, предназначенный для регулирования давления в потоке рабочей жидкости. По характеру воздействия потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент клапана различают гидроклапаны давления прямого и непрямого действия. В гидроклапанах прямого действия проходное сечение изменяется в результате непосредственного воздействия контролируемого потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент клапана. Гидроклапаны непрямого действия представляют собой совокупность, как правило, двух клапанов: основного и вспомогательного, причем величина открытия рабочего проходного сечения основного клапана изменяется в результате воздействия потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент вспомогательного клапана.

*Напорным гидроклапаном* называется гидроклапан давления, предназначенный для ограничения давления в подводимом потоке рабочей жидкости. *Переливной* – это напорный гидроклапан, предназначенный для поддержания заданного уровня давления на входе в клапан с заданной точностью путем непрерывного слива части потока рабочей жидкости. Из этого определения следует, что переливные клапаны работают постоянно в

неустановившемся режиме, поэтому в них для исключения ударов запорно-регулирующего элемента о седло, как правило, используются золотниковые запорно-регулирующие элементы. Возможность использования в конструкции переливного клапана золотникового запорно-регулирующего элемента обусловлена также и отсутствием жестких требований к их герметичности. Основным требованием, предъявляемым к переливному гидроклапану, является поддержание заданного уровня контролируемого давления с заданной точностью в рабочем диапазоне изменения величины расхода жидкости, сливающейся через клапан.

*Редукционным* называется регулирующий гидроклапан, предназначенный для поддержания в отводимом потоке постоянного давления  $p_2$ , меньшего, чем давление  $p_1$  в подводимом потоке. Он чаще всего применяется в гидросистемах, где от одного насоса работают несколько потребителей, требующие разные уровни давлений питания.

*Гидроклапан разности (перепада) давлений* – это гидроклапан давления, предназначенный для поддержания заданной разности давлений в производимом и отводимом потоках рабочей жидкости или в одном из этих потоков и постороннем потоке.

*Гидроклапан соотношения давлений* – это гидроклапан давления, предназначенный для поддержания заданного соотношения давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости или в одном из этих потоков и постороннем потоке.

*Редукционные пневмоклапаны.* Применяемые в пневмоприводах редукционные пневмоклапаны (регуляторы давления) различают по следующим основным признакам: по типу нагрузочного элемента (пружина, давление – с управлением от вспомогательного регулятора); по степени разгруженности редуцирующего клапана (со сбалансированной и несбалансированной площадью клапана); по возможности сброса избыточного выходного давления воздуха (с клапаном сброса и без клапана сброса); по виду уплотнения редуцирующего клапана по седлу (с эластичным уплотнением, с металлическими уплотняющими поверхностями); по типу чувствительного элемента (мембранные и поршневые). Схемы редукционных пневмоклапанов основных типов приведены на рисунке 34.

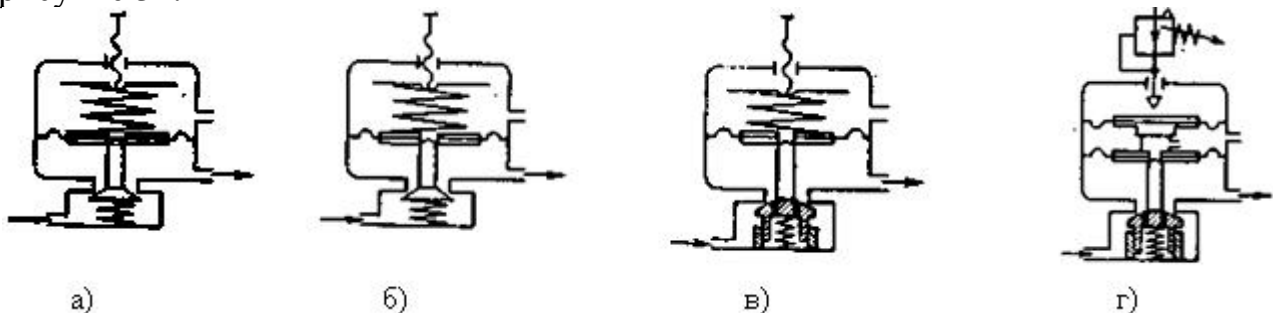


Рис. 34. Схемы редукционных пневмоклапанов

При выборе типа редукционного клапана следует учитывать давление воздуха в сети, необходимый диапазон регулирования выходного давления воздуха и его допустимые колебания; диапазон изменения расхода воздуха; возможность превышения давления воздуха сверх заданного и необходимость перенастройки с большего давления на меньшее путем сброса сжатого воздуха через редукционный пневмоклапан; необходимость дистанционного управления. Наибольшее применение получили редукционные пневмоклапаны с пружинным нагрузочным элементом.

Показателями точности редукционных пневмоклапанов являются изменение выходного давления при изменении входного давления сжатого воздуха (регулирующая характеристика) и изменение выходного давления при изменении расхода воздуха через пневмоклапан (расходная характеристика).

*Предохранительным гидроклапаном* называется напорный гидроклапан, предназначенный для предохранения элементов гидросистемы от давления, превышающего допустимое. Предохранительные гидроклапаны используются во всех объемных гидроприводах и устанавливаются, как правило, в непосредственной близости у насоса, а также в местах, где по условиям работы гидросистемы возможно возникновение опасных по величине давлений. Как правило, для предохранительного гидроклапана характерен эпизодический режим работы. Основными требованиями, предъявляемыми к предохранительному гидроклапану, являются:

- герметичность сопряжения седло-клапан в закрытом положении;
- стабильность давления срабатывания клапана (надежность).

*Предохранительные пневмоклапаны.* Превышение давления в пневмосети выше допустимого может нарушить нормальную работу пневмоприводов и систем управления или привести к аварии. Обычно пневмосеть предприятий предохраняют путем установки необходимых устройств на компрессорных станциях, однако в ряде случаев это требуется и на отдельных участках сети. Устройство, открывающееся для сброса сжатого воздуха в атмосферу при превышении установленного давления воздуха и закрывающееся при восстановлении его до величины, близкой к заданной, называется *предохранительным клапаном*. Принцип действия клапана основан на уравнивании усилием пружины (или весом груза) давления воздуха, действующего на запорно-чувствительный элемент. Применяемые в пневмосистемах предохранительные клапаны различают по следующим основным признакам: по виду нагрузочного элемента (пружинного или грузового типа); по исполнению запорно-чувствительного элемента (с шариковым, коническим, плоским, мембранным элементом); по характеру управления открытием клапана для сброса избыточного давления воздуха (клапаны прямого действия, в которых запорный элемент выполняет также роль чувствительного элемента, и клапаны с сервоуправлением, в которых основной клапан открывается по сигналу от вспомогательного клапана, воспринимающего давление в пневмосистеме).

## Реле давления

Реле давления предназначены для выдачи электрического командного сигнала при достижении в пневматической или гидравлической системе заданного давления (или разности давлений). Различают реле давления измерительного и дифференциального типов. Первое реагирует на избыточное давление (разность между изменяющимся давлением в системе и атмосферным), второе – на разность между давлениями в двух частях системы (например, в штоковой и поршневой полостях пневмоцилиндра). Контролируемое давление, или разность давлений, воспринимается чувствительным элементом (поршнем, мембраной, сильфоном, трубкой Бурдона). Настройка реле давления на заданное значение контролируемого параметра осуществляется изменением усилия нагрузочного элемента, обычно винтовой пружины. Когда контролируемый параметр достигнет заданного значения, перемещение чувствительного элемента достигнет значения, необходимого для замыкания или размыкания электрического контактного устройства. Электрические контактные устройства могут быть прямого или мгновенного действия. Контакты прямого действия при медленном нагружении чувствительного элемента подвергаются сильному дугообразованию, что приводит к их быстрому износу. Реле давления с контактами прямого действия применяются в качестве реле аварийного сигнала в устройствах типа с сильфонным, мембранным, и поршневым чувствительными элементами.

Реле давления измерительного типа применяют, как правило, для выключения машины в случае падения давления в воздушной сети ниже допустимого уровня. Применять реле давления измерительного типа для обеспечения работы исполнительных механизмов в определенной последовательности не рекомендуется.

Реле, в которых отсутствует возможность регулирования величины давления, при котором происходит переключение электрического контактного устройства, принято называть *пневмоэлектропреобразователями*. Конструктивно пневмоэлектропреобразователи аналогичны реле давления с настраиваемым значением контролируемого давления, однако отсутствие устройства для регулирования усилия нагрузочного элемента позволяет значительно упростить конструкцию и уменьшить размер.

## 2.4. Вспомогательные устройства гидро- и пневмоприводов

### Кондиционеры рабочей жидкости

Кондиционерами рабочей жидкости называются устройства, предназначенные для получения необходимых качественных показателей и состояния рабочей жидкости. В машиностроительных гидравлических приводах применяются два вида кондиционеров: теплообменники и отделители твердых частиц.

**Охлаждение рабочей жидкости.** В процессе работы гидропривода рабочая жидкость нагревается, так как непроизводительная мощность, т. е. разность между расходуемой приводным двигателем гидропривода мощностью и полезной мощностью, превращается в тепло. В гидросистемах небольшой мощности при достаточно больших объемах бака процесс охлаждения рабочей жидкости осуществляется за счет теплового излучения и конвекционного переноса тепла окружающим воздухом. Улучшения теплоотдачи можно достигнуть увеличением поверхности гидробака, или за счет увеличения его объема, или за счет выполнения на его внешней поверхности специальных ребер. В последнем случае обеспечивается выигрыш в весе. Увеличению теплоотдачи способствует также принудительный обдув бака специальным вентилятором. Еще более эффективным охлаждение будет, если на охлаждаемую поверхность разбрызгивать воду, так как вода при испарении поглощает много тепла. Одним из способов охлаждения рабочей жидкости гидросистемы является установка в ее гидробаке змеевика, по которому пропускается какая-либо охлаждающая жидкость, например вода. В гидросистемах мощностью, превышающей 10–15 кВт, охлаждение рабочей жидкости обычно осуществляется с помощью специальных теплообменников, вынесенных за пределы бака. Эти теплообменники принято называть *радиаторами*. На транспортных и различных самоходных машинах для охлаждения рабочей жидкости гидросистем применяются воздушные радиаторы. Схема воздушного радиатора приведена на рисунке 35, а. Он выполняется в виде змеевика из трубы 2, к которой привариваются ребра 1. Нагретая жидкость, проходя через трубу 2, отдает тепло ребрам 1, через которые проходит поток воздуха. Благодаря большой поверхности ребер радиатора и принудительному обдуву их воздухом обеспечивается интенсивная теплоотдача. Охлажденная рабочая жидкость поступает в гидробак. В стационарных установках обычно для охлаждения рабочей жидкости применяются водяные радиаторы, в которых переносчиком тепла служит вода. Схема водяного радиатора приведена на рисунке 35, б. В его корпусе 5 размещается змеевик в виде трубы 2 или пучок труб. Холодная вода, или охлаждающая жидкость, поступает в радиатор через штуцер 4 и, проходя по лабиринту, образованному перегородками 3, забирает тепло у рабочей жидкости, проходящей по трубе 2, и выходит из радиатора через штуцер. Для увеличения теплоотдачи и большего понижения температуры рабочей жидкости движение охлаждающей жидкости должно быть направлено навстречу движению рабочей жидкости гидросистемы. В этом случае на всем пути между охлаждаемой и охлаждающей жидкостями будет обеспечена достаточно большая разность температур. Радиаторы охлаждения обычно врезаются в сливную гидролинию гидропривода. Однако такой способ подключения имеет недостатки, обусловленные увеличением давления на сливе, особенно в моменты пуска гидропривода в холодных условиях.



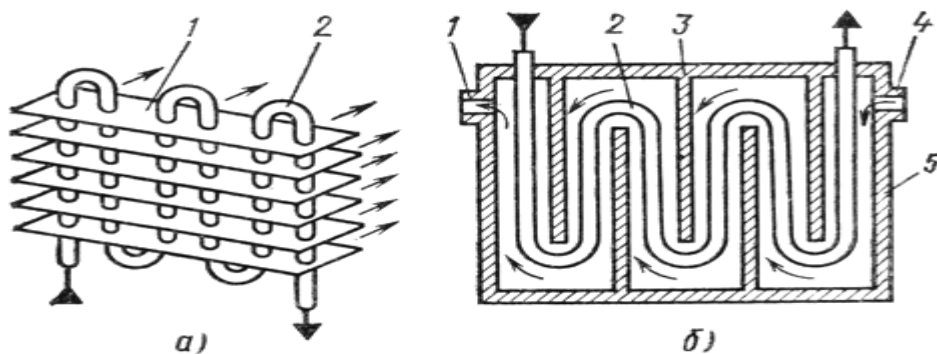


Рис. 35. Схемы радиаторов для охлаждения рабочей жидкости гидросистем

Для исключения указанных недостатков радиаторы охлаждения снабжаются дополнительным насосом, который осуществляет принудительную циркуляцию через него рабочей жидкости, забираемой непосредственно из гидробака и возвращаемой в него после охлаждения. Для более точного поддержания температуры в гидробаке устанавливаются датчики температуры, которые позволяют регулировать расход охлаждаемой жидкости. В некоторых случаях требуется не охлаждение, а нагрев рабочей жидкости, например в испытательных стендах для проверки работы гидропривода при повышенных температурах. В этом случае устанавливаются различные нагреватели рабочей жидкости, в основном электрические.

На принципиальных схемах охладители и нагреватели обозначаются условно, как показано на рисунке 36, а – г. Общее обозначение охладителя показано на рисунке 36, а, нагревателя – на рисунке 36, б. Условное обозначение устройства, сочетающего в себе охладитель и нагреватель, показано на рисунке 36, в. На рисунке 36, г показано условное изображение охладителя с испарителем.

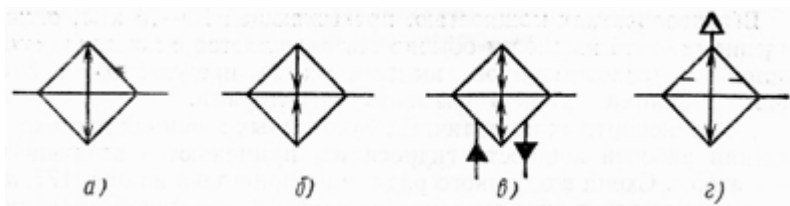


Рис. 36. Условное изображение охладителей и нагревателей рабочей жидкости

**Фильтры** – это устройства для отделения от рабочей жидкости твердых загрязняющих примесей. Загрязнения в жидкости могут появиться извне, в результате износа деталей гидромашин и гидроаппаратов, а также вследствие окисления как материалов, применяющихся для изготовления гидравлических устройств, так и компонентов самой жидкости. Отделители твердых частиц характеризуются качеством (тонкостью) фильтрации, под которым понимают способность задерживать (отделять) в рабочей жидкости частицы соответствующих размеров. По качеству фильтрации отделители твердых частиц бывают грубой очистки, задерживающие частицы с условным

диаметром до 100 мкм; нормальной очистки – до 10 мкм; тонкой очистки – до 5 мкм и особо тонкой очистки – 1 мкм.

Одной из самых распространенных причин отказа гидросистем является попадание механических частиц или каких-либо других загрязнений в элементы, имеющие малые проходные сечения, или в зазоры трущихся пар. Для очистки от твердых и вязких загрязняющих примесей, попадающих в гидросистему из окружающей среды, образующихся в результате износа деталей гидроаппаратов и гидромашин, в результате старения и разрушения рабочей жидкости, а также для защиты от частиц технологического характера, попадающих в гидросистему в процессе обработки деталей и сборки, применяются фильтры. Действия фильтры делят на *щелевые*, в которых очистка жидкости происходит при ее прохождении через щели в фильтрующем элементе, *сетчатые*, в которых жидкость очищается, проходя через ячейку сетки фильтрующего элемента, и *пористые*, в которых жидкость очищается, проходя через поры фильтрующего элемента. Щелевые фильтрующие элементы представляют собой или набор пластин, между зазорами которых проходит очищаемая жидкость, или поверхность из проволоки, намотанной на стакан с винтообразными канавками на его образующих – выступах, определяющими шаг намотки и величину щелей между витками. *Сетчатые* фильтрующие элементы представляют собой конструкции из сетки различных способов плетения металлической проволоки или текстильных материалов. К фильтрующим элементам *пористых* фильтров относятся керамика и металлокерамика, а также различные нетканые материалы из волокон бумаги, текстиля, а также искусственных волокон, линейные. К *местным* относят фильтры, встраиваемые в отдельные элементы гидроагрегатов для защиты их от попадания загрязнений, как, например, фильтры у сопл. *Линейные* фильтры выполняются обычно в отдельном корпусе и устанавливаются в какой-либо гидрوليнии всасывающей, напорной, сливной и т. д.

Основными показателями, характеризующими фильтры, являются тонкость очистки, пропускная способность, грязеемкость и миграция материала. *Тонкость очистки* характеризуется максимальным размером частиц, которые пропускает фильтр. *Пропускная способность* фильтра характеризуется величиной расхода, который может пропускать фильтр при заданном перепаде давления и вязкости рабочей жидкости. *Грязеемкость* фильтров характеризуется максимальным количеством или весом загрязнений, удерживаемых фильтроэлементом без разрушения и закупоривания его ячеек. *Миграция материала* характеризуется выделением частиц материала, из которого изготовлен фильтроэлемент, проходящим через него потоком рабочей жидкости. Если основное обозначение фильтра приведено на рисунке 37, а. На рисунке 37, б приведено условное изображение схемы простейшего линейного фильтра. Он содержит два фильтроэлемента: фильтр тонкой очистки 1 и фильтр грубой очистки 3. При увеличении перепада давления на фильтроэлементе 1 за счет засорения его ячеек жидкость начинает проходить через перепускной

(предохранительный) клапан 2, который предохраняет фильтроэлемент фильтра тонкой очистки 1 от разрушения.

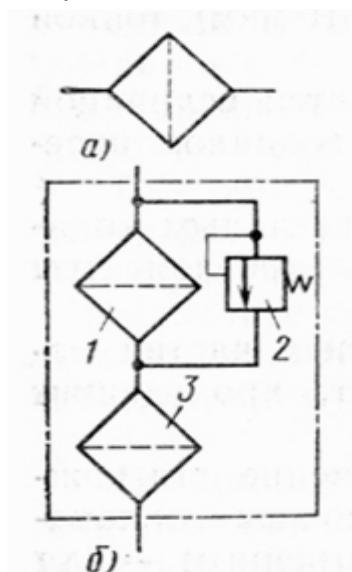


Рис. 37. Условное изображение фильтров

При выборе типа фильтра стремятся обычно, чтобы его тонкость очистки была соизмерима с зазорами трущихся пар или проходными сечениями отверстий, которые фильтр должен защищать от загрязнений.

### Гидробаки

*Гидробаком* называется гидроемкость, предназначенная для питания объемного гидропривода рабочей жидкостью. Наиболее простым баком является гидробак открытого типа, схема которого приведена на рисунке 38, а. В корпус 7 бака заливается через горловину 1 с сеткой рабочая жидкость. Ее уровень регистрируется с помощью уровнемера 5. Жидкость попадает в насос из бака через насадок 4, а отработанная жидкость из гидропривода попадает в бак через насадок 6. Перегородки 2 и 3 служат для успокоения жидкости, чтобы взвешенные механические частицы успели опуститься на дно, а пузырьки газа – всплыть на поверхность. Объем над свободной поверхностью жидкости сообщается с окружающим воздухом через сапун 3, содержащий фильтр для защиты внутреннего объема бака от попадания грязи из окружающей бак среды. Иногда для сбора ферромагнитных частиц, содержащихся в рабочей жидкости, внутри гидробака устанавливаются постоянные магниты. Для периодической очистки бака на его стенках иногда делаются крышки-люки.

Недостатком рассмотренной схемы бака является то, что над свободной поверхностью жидкости постоянно обновляется воздух, содержащий влагу. Это происходит из-за изменения объема жидкости, участвующей в работе гидропривода. Воздух входит в бак и выходит из него через сапун. Рабочая жидкость в результате работы гидропривода нагревается и имеет температуру выше, чем температура окружающей среды. Воздух над свободной

поверхностью также нагревается, а поскольку температура стенок бака, соприкасающихся с этим воздухом, ниже, то на стенках бака оседает конденсат воды, который, скапливаясь, образует крупные капли воды. Вода, попадая в рабочую жидкость, ухудшает ее свойства и приводит к уменьшению времени между моментами замены жидкости. Кроме того, фильтр сапуна не гарантирует исключения попадания грязи в гидробак.

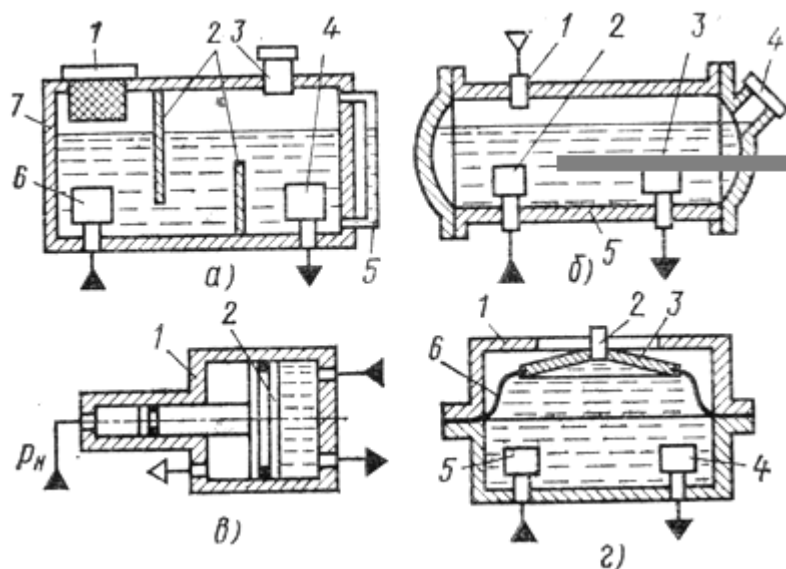


Рис. 38. Схемы гидробаков

Мелкие и тонкие волокнистые частицы все-таки проходят через него и скапливаются в гидросистеме. Указанных недостатков не имеет гидробак, схема которого приведена на рисунке 38, б. Он также содержит насадок 2, через который жидкость из гидросистемы попадает в бак, и насадок 3, через который жидкость поступает к насосу. Корпус 5 бака герметичен и закрывается крышкой 4, через которую бак перед работой заполняется рабочей жидкостью. Основной особенностью рассматриваемого гидробака является наличие избыточного давления над свободной поверхностью жидкости. Это давление обеспечивается за счет подачи инертного газа, например азота, через штуцер 1. При этом достигается изоляция рабочей жидкости от окружающего воздуха и облегчается работа насоса, если его конструкция требует обеспечения избыточного давления на входе во всасывающую гидролинию.

К недостаткам такого гидробака следует отнести необходимость заправки инертным газом и контакт рабочей жидкости с газом, находящимся под давлением ( $\sim 0,3$  МПа), в результате чего происходит более интенсивное растворение газа в рабочей жидкости со всеми вытекающими отсюда последствиями. Отсутствует контакт рабочей жидкости с газом и обеспечивается избыточное давление жидкости в гидробаке, схема которого приведена на рисунке 38, в. В его корпусе 1 цилиндрической формы размещен поршень 2, снабженный дополнительным плунжером, к торцу которого рабочая

жидкость из гидросистемы попадает под давлением  $p_n$ . Это давление создает избыточное давление в гидробаке, меньшее, чем давление  $p_n$ , на величину, пропорциональную отношению площади плунжера к площади поршня. К недостаткам такого бака следует отнести его относительную сложность из-за наличия поршня и плунжера с уплотнительными устройствами. Наиболее простым гидробаком, обеспечивающим герметизацию полости с рабочей жидкостью от окружающего воздуха и газа вообще, является гидробак с эластичным разделителем, схема которого приведена на рисунке 37, г. В его корпусе 1 размещена эластичная диафрагма 6, выполненная, например, из резины с жестким центром 3, имеющим форму конуса. Жидкость перед работой может заливаться или через специальный штуцер, или через насадок 5. Воздух из бака удаляется через штуцер 2. К насосу жидкость поступает через насадок 4. Благодаря отсутствию контакта рабочей жидкости с газом или воздухом значительно увеличивается срок ее службы, а также срок службы и надежность гидросистемы. Различают гидробаки, находящиеся под атмосферным и избыточным давлением. В связи с этим отличаются и их условные обозначения.

На рисунке 39, а показано условное изображение гидробаков, находящихся под атмосферным давлением. Таким образом изображаются гидробаки, приведенные на рисунке 39, а и б.

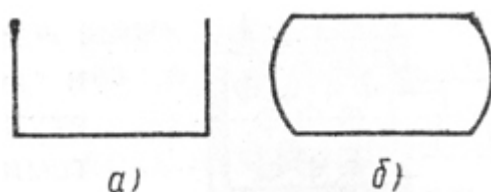


Рис. 39. Условные изображения гидробаков

## Гидроаккумуляторы

*Гидроаккумулятор* называется гидроемкость, предназначенная для накопления энергии рабочей жидкости, находящейся под давлением, с целью ее последующего использования. Гидроаккумуляторы накапливают энергию, поступающую от гидронасосов, в периоды уменьшения потребления расхода жидкости исполнительными устройствами и отдают ее в моменты наибольших расходов. Накопление энергии гидроаккумуляторами может происходить за счет сжатия или растяжения механических пружин, сжатия газа, подъема груза или деформации стенок сосуда. Этим обусловлено существование большого количества конструкций гидроаккумуляторов, которые предназначены для применения в конкретных случаях.

*Грузовые гидроаккумуляторы*, состоящие из гидроцилиндра и груза, имеют большую вместимость, но вместе с тем большие габариты и инерционность, т. е. малое быстродействие. Поэтому их применение целесообразно, например, в системах гидропитания вулканических прессов для уменьшения мощности приводящего двигателя насоса и для обеспечения длительной выдержки под давлением пресс-форм. Рабочее давление грузовых

выдержки под давлением пресс-форм. Рабочее давление грузовых гидроаккумуляторов определяется отношением массы груза и площади цилиндра.

*Пружинные гидроаккумуляторы* состоят из цилиндра с поршнем и пружины или группы пружин, которые обеспечивают необходимое усилие на поршне для поддержания рабочего давления. С увеличением давления сильно увеличиваются габариты такого гидроаккумулятора за счет увеличения размеров пружин, поэтому пружинные гидроаккумуляторы применяются в основном при низких рабочих давлениях (до 2 МПа). Основным достоинством пружинных гидроаккумуляторов является стабильность характеристик при изменении температуры в сочетании с относительной компактностью и сравнительно хорошим быстродействием. Наиболее широкое распространение в гидроприводах и системах гидроавтоматики получили пневмогидроаккумуляторы с диафрагменным разделителем сред (газа и рабочей жидкости).

### **Устройства подготовки сжатого воздуха**

Источником сжатого воздуха являются компрессорные установки. Они могут быть стационарными или передвижными и осуществлять централизованное питание нескольких различных по назначению потребителей сжатого воздуха или индивидуальное питание потребителя. Воздух, который попадает в воздухозаборник из окружающей среды, как правило, содержит пыль и водяные пары, вызывающие износ деталей компрессора и коррозию металла, поэтому перед компрессором устанавливают специальные пыле-~~Фильтры пневматические~~ **Фильтры пневматические**. Основные требования к фильтру – тонкость фильтрации и минимальное сопротивление потоку воздуха. Из компрессора нагретый в процессе сжатия воздух поступает в водяной охладитель, который обычно входит в конструкцию самого компрессора. Охлаждение воздуха приводит к конденсации паров воды, которые попадают в компрессор вместе с всасываемым воздухом, и паров масел, используемых в компрессоре для смазки трущихся поверхностей. В связи с этим после охладителя воздух пропускается через фильтр-влагоотделитель, который фильтрует воздух и одновременно осушает его.

Конструкция и работа фильтра-влагоотделителя подробно рассмотрена в лабораторной работе.

**Осушители.** Наибольшую сложность представляет удаление из потока воздуха компрессорного масла, которое содержится в воздухе в виде аэрозоля с частицами размером меньше микрона. Из-за малости этих частиц нельзя удалить их в устройстве центробежного действия, поэтому воздух из фильтра-влагоотделителя поступает в химический осушитель, в котором влага адсорбируется при прохождении воздуха через адсорбент, в качестве которого может использоваться активированный уголь, активная окись алюминия или силикагель.

**Ресивер.** После осушения воздух попадает в ресивер. Он выполняет несколько функций. Ресивер создает запас сжатого воздуха для использования в моменты максимального потребления, сглаживает пульсацию подачи воздуха, которая возникает при использовании компрессоров объемного типа, а также отделяет влагу, содержащуюся в потоке воздуха, которая выпадает в виде конденсата в процессе расширения воздуха при заполнении ресивера и при движении воздуха по нему. Для обеспечения нормальной работы ресивер снабжается манометром для контроля давления, предохранительным пневмоклапаном, ограничивающим верхний предел давления в нем, и конденсатоотводчиком. Конденсат собирается в нижней части ресивера и через конденсатоотводчик периодически вручную или автоматически сливается. Объем ресивера определяют в зависимости от производительности компрессора и цикличности потребления сжатого воздуха. При этом объем ресивера не должен быть меньше, чем половина объема свободного воздуха при атмосферном давлении и нормальной температуре, всасываемого компрессором за одну минуту. На рисунке 40 представлена конструктивная схема типового воздухохборника.

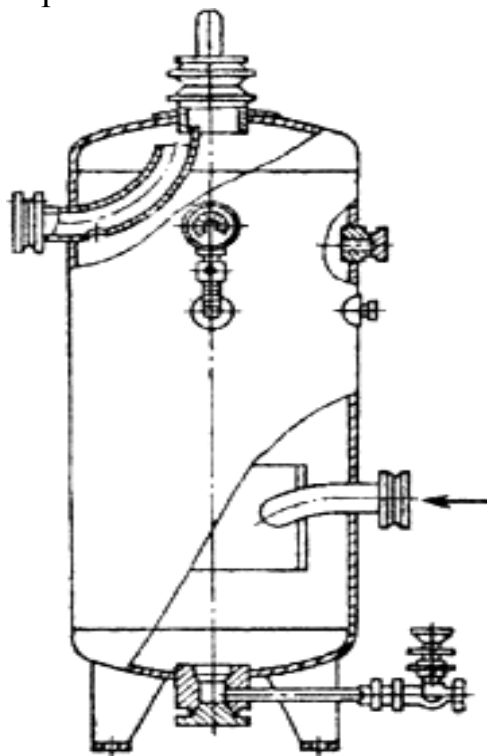


Рис. 40. Воздухохборник (ресивер)

**Маслораспылители.** Маслораспылитель обеспечивает смазку трущихся деталей пневмодвигателей за счет подачи в поток воздуха распыленного жидкого смазочного материала, обычно минеральных масел. В машиностроении наибольшее распространение получили маслораспылители эжекторного типа (рис. 41). В них подача масла в поток воздуха происходит за счет разности между величиной давления над жидкостью в емкости

маслораспылителя и давления в том месте потока воздуха, где в него вводится масло.

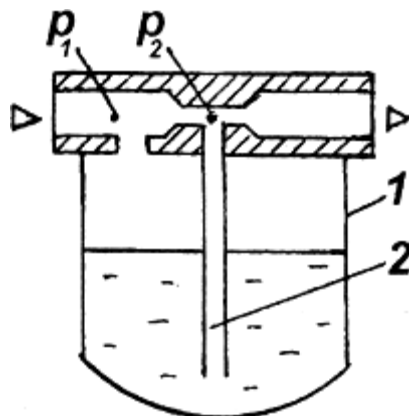


Рис. 41. Маслораспылители эжекторного типа

Согласно уравнению Бернулли, в потоке воздуха давление  $p_1 > p_2$ . За счет перепада давления  $\Delta p = p_1 - p_2$  масло из стакана 1 по трубке 2 поступает в поток воздуха, распыляется и вместе с потоком попадает в пневмодвигатели. Такой маслораспылитель централизованно обеспечивает смазкой либо все пневмодвигатели пневмосистемы, либо их группу.

## 2.5. Регулирование скорости движения исполнительных механизмов

### Схемы регулирования скорости и торможения выходного звена пневмодвигателей

При эксплуатации пневмоприводов наибольшую сложность представляет обеспечение заданной скорости перемещения и торможения выходного звена пневмодвигателя в крайних положениях, так как возникающие при работе пневмопривода удары могут привести к нарушению его нормального функционирования, снижению показателей надежности, шуму, вибрациям, а иногда и к разрушению привода или ведомых рабочих органов механизма. Рациональный способ и схему регулирования скорости и торможения выходного звена пневмодвигателя выбирают с учетом их эффективности и возможности реализации в конкретной ситуации. Наибольшее применение в практике получили схемы регулирования скорости и торможения выходного звена пневмодвигателя с использованием дросселей постоянного или переменного сечения. Торможение в конце перемещения наиболее просто обеспечивается использованием пневмоцилиндров с торможением (ГОСТ 15608-81). Конструкция этих цилиндров позволяет полностью или частично перекрыть выхлоп сжатого воздуха в конце хода, энергия сжатия которого поглощает кинетическую энергию перемещающихся частей. Интенсивность торможения настраивают с помощью дросселя, встроенного в крышку цилиндра. Схемы регулирования скорости выходного звена пневмодвигателей с



помощью установки в пневмолинии дросселей принято разделять на схемы: с дросселированием на напорной пневмолинии (на входе) и дросселированием на выхлопной пневмолинии (на выходе).

На приведенной на рисунке 42, а схеме регулирования скорости выходного звена пневмоцилиндра дроссель с обратным клапаном установлен на входе. При необходимости раздельного регулирования прямого и обратного хода этого пневмоцилиндра в линию встраивают еще один пневмодроссель с обратным клапаном (рис. 42, б). Скорость пневмоцилиндра двустороннего действия при прямом и обратном ходе регулируют с помощью дросселей с обратным клапаном в пневмолиниях между распределителем и рабочими полостями цилиндра (рис. 42, в) или выхлопных дросселей, ввернутых в распределитель (рис. 42, г). Регулирование скорости с использованием выхлопных дросселей более предпочтительно вследствие их простоты и меньшей стоимости. Однако при значительной длине линии подвода от распределителя к цилиндру применение выхлопных дросселей может оказаться неэффективным. Это объясняется тем, что объем полости, в которой происходит сжатие воздуха при перемещении поршня (выхлопной полости цилиндра и трубопроводе), оказывается настолько большим, что перемещение поршня не вызывает такого повышения давления, которое обеспечило бы эффективное регулирование.

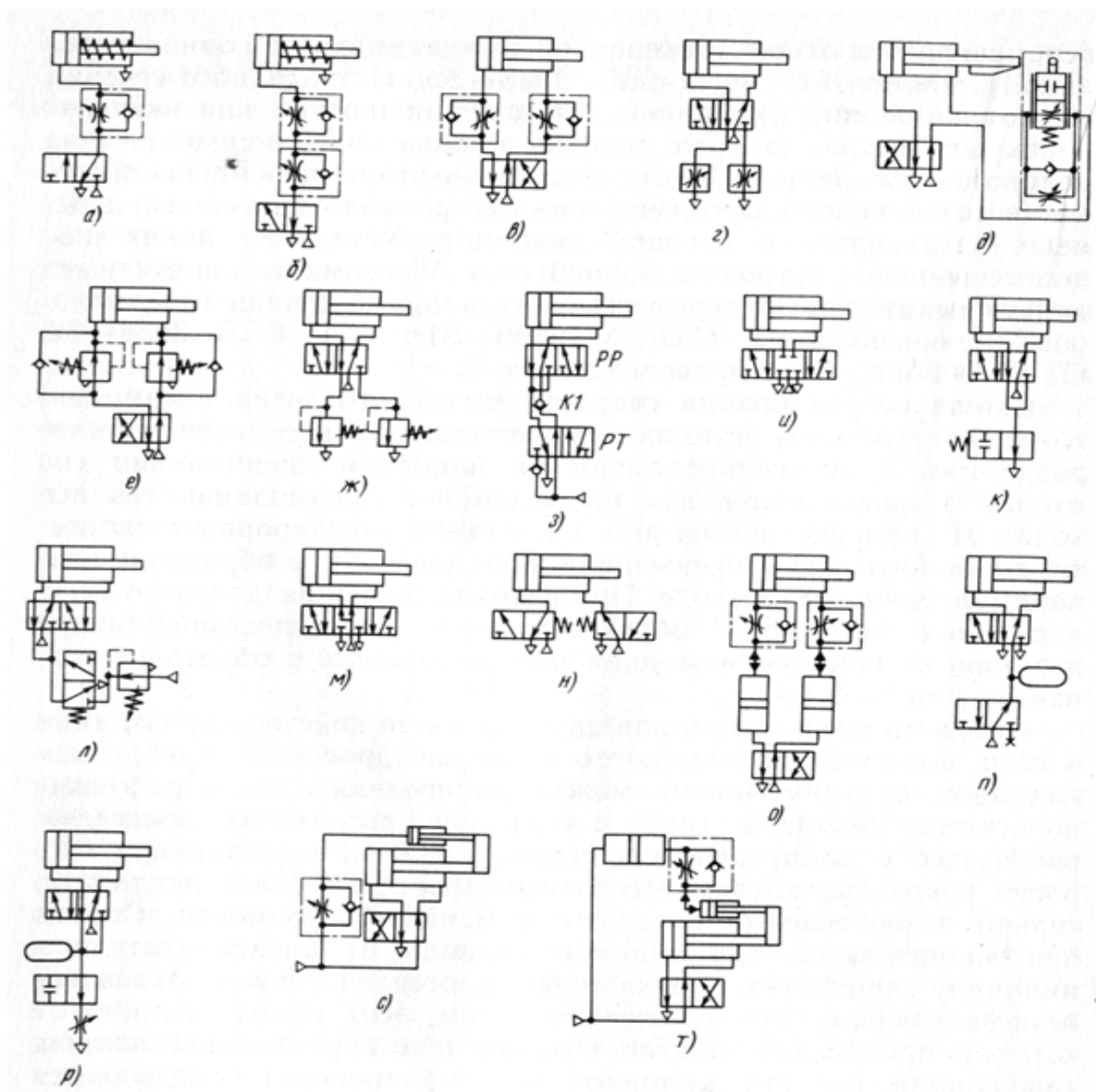


Рис. 42. Типовые схемы регулирования скорости и торможения  
выходного звена пневмодвигателя

Не рекомендуется применять выхлопные дроссели с распределителями с плоским золотником, так как при определенных соотношениях давления в рабочей и выхлопной полостях распределителя возможно нарушение функционирования распределительного элемента. Преимуществом схем регулирования скорости выходного звена пневмодвигателя с помощью дросселей является их простота и малая стоимость, но они не всегда эффективны. нормальной функционирования пневмоцилиндров скорость перемещения поршня в конце хода не должна превышать 0,05–0,3 м/с, поэтому такие схемы используют в пневмоприводах с невысокими требованиями к быстродействию, нагрузке или с малым перемещением. Кроме того, при скорости перемещения менее 0,05 м/с движение поршня неустойчиво и сопровождается рывками и остановками. Предпочтительно устанавливать

дроссель на выходе, что обеспечивает большую стабильность скорости перемещения.

Регулировать скорость можно на любой части перемещения выходного звена пневмодвигателя (рис. 42, д). В этой схеме на выхлопной линии устанавливают тормозной пневмодроссель типа П-ДТ, обеспечивающий заданный закон изменения скорости перемещения выходного звена при взаимодействии копира с роликом дресселя, что приводит к уменьшению проходного сечения выхлопной линии. Плавность торможения и его продолжительность зависят от профиля и длины копира, воздействующего на ролик. Преимуществом этой схемы является возможность обеспечения торможения выходного звена на любом участке его перемещения. Недостаток – необходимость размещения дополнительных устройств в зоне перемещения выходного звена или рабочего органа механизма.

Изменение скорости движения выходного звена пневмодвигателя можно обеспечить также с помощью редукционных и предохранительных пневмоклапанов. Известно много разновидностей этого способа, некоторые из них (см. рис. 42, е, ж) позволяют сократить количество энергии, потребляемой пневмодвигателем. К другим преимуществам относят легкость настройки и стабильность характеристик при изменении нагрузки. Недостатки – увеличение размеров, массы и стоимости привода, ограниченная область применения.

В последнее время в отечественной и зарубежной практике все большее применение находят схемы торможения пневмодвигателей со значительными инерционными нагрузками путем полного перекрытия выхлопной полости пневмодвигателя или подключения ее к линии питания на участке торможения. На рисунке 42, з представлена одна из рациональных схем этого способа, реализованная на двух пятилинейных распределителях, один из которых (РР) обеспечивает реверсирование цилиндра, а второй (РТ) – торможение. При торможении выхлопная полость цилиндра с помощью распределителя торможения РТ через обратный клапан К2 соединяется с линией питания, а рабочая полость цилиндра запирается обратным клапаном К1. Когда давление в тормозной полости достигнет давления в линии питания, клапан К2 открывается и воздух из тормозной полости поступает в пневмосеть. При достижении поршнем крайнего положения распределитель РТ переключается в исходное положение. Так как объем тормозной полости мал, давление в ней в конце хода сбрасывается очень быстро, что практически исключает возможность пневмоотскока. Схема обеспечивает: высокий тормозной эффект благодаря одновременному повышению давления в полости торможения и падению давления в рабочей полости; хорошие энергетические показатели привода благодаря частичной рекуперации сжатого воздуха (возвращения в сеть из тормозной полости); исключение повышения давления в тормозной полости выше допустимого значения; адаптивность системы торможения, так как сила торможения будет пропорциональна перемещению поршня после начала торможения.

Важным для эффективной работы схем этого типа является определение оптимального тормозного пути.

Схема торможения выходного звена пневмодвигателя путем перекрытия выхлопной и напорной линии подачи давления в рабочую полость на участке торможения с помощью трехпозиционного пятилинейного распределителя приведена на рисунке 42, и. Основным недостатком данной схемы является возможность неконтролируемого повышения давления в полости торможения и пневмоотскока из-за запаздывания переключения распределителя на сброс давления из полости торможения. Схема, реализованная на базе двухпозиционного пятилинейного и двухпозиционного двухлинейного распределителя, дана на рисунке 42, к. Перекрытие выхлопной линии по этой схеме обеспечивается двухлинейным распределителем. Недостаток тот же, что и у схемы, приведенной на рисунке 42, и.

Тормозить выходное звено пневмодвигателя можно путем подачи противодавления в выхлопную полость (рис. 42, л, м). В схеме, приведенной на рисунке 42, л, давление из пневмосети в тормозную полость подается через редукционный пневмоклапан, трехлинейный распределитель и распределитель реверса. Редукционный пневмоклапан позволяет настраивать интенсивность торможения. Противодавление в полости торможения пневмодвигателя при этом способе торможения не превышает давления сжатого воздуха в пневмосети, что исключает возможность аварии из-за увеличения давления выше допустимого. Однако при этом эффективность торможения снижается, особенно при низком давлении сжатого воздуха в пневмосети.

Схема, приведенная на рисунке 42, н, реализованная на двухпозиционных распределителях, дает возможность сбросить давление в рабочей полости на участке торможения, что повышает эффективность торможения. Однако при этом возрастают энергетические потери в пневмоприводе и возникает необходимость механически фиксировать выходное звено пневмодвигателя в крайнем положении и точно рассчитать момент повторной подачи сжатого воздуха в рабочую полость и сброса из полости торможения. Как и при способе торможения путем полного или частичного перекрытия выхлопа сжатого воздуха из нерабочей полости пневмодвигателя, применение схем с подачей сжатого воздуха в нерабочую полость требует точного расчета времени переключения распределителей с учетом ряда факторов, что представляет достаточную сложность.

Регулировать скорость выходного звена гидроцилиндра можно с помощью дросселей с обратным клапаном в гидролиниях между цилиндром и поршневыми пневмогидровытеснителями (рис. 42, о). При необходимости точного регулирования скорости в одном направлении и быстрого возврата ведомого звена цилиндра в исходное положение рекомендуется устанавливать один пневмогидровытеснитель и дроссель с обратным клапаном.

Регулировать скорость выходного звена пневмодвигателя можно подключая емкости (рис. 42, п, р). Схема с емкостью на входе (рис. 42, п) благодаря использованию двухпозиционного трехлинейного распределителя

позволяет реализовать три режима при перемещении выходного звена пневмодвигателя: без сброса в атмосферу, со сбросом в атмосферу, с отключением от линии без сброса в атмосферу (в последнем случае один из выходов распределителя должен быть заглушен). С точки зрения снижения энергетических потерь в пневмоприводе схемы без сброса воздуха из емкости на входе в атмосферу являются предпочтительными. На рисунке 42, р емкость на выходе через двухпозиционный пятилинейный распределитель сообщается с выхлопной полостью пневмоцилиндра. Установка двухлинейного распределителя и регулируемого дросселя на выхлопе в атмосферу позволяет значительно улучшить настройку на заданный режим скорости выходного звена пневмодвигателя. Для облегчения перенастройки при изменении режима работы пневмодвигателя рекомендуется применение емкостей с регулированием объема.

Схемы пневмоприводов с торможением выходного звена пневмодвигателя путем применения механических амортизаторов на практике используют редко, в основном для короткоходовых цилиндров малого размера, функционирующих без присоединенной массы (фиксаторов, упоров и др.). Жесткость характеристик механических амортизаторов, возможность отскока и низкая долговечность делают целесообразным их применение в сочетании с другими способами торможения (комбинированный способ), например в сочетании с дросселями в напорной или выхлопной линии пневмодвигателя. В этих схемах путем настройки дросселей добиваются минимально возможной скорости подхода ведомого звена к конечному положению, при которой механический амортизатор обеспечит остановку без отскока и повреждений.

Принцип действия пневматических амортизаторов аналогичен принципу перекрытия выхлопной полости пневмодвигателя на участке торможения. Существует много схем торможения с использованием пневматических амортизаторов, одна из них приведена на рисунке 42, с. Торможение выходного звена пневмодвигателя при его перемещении влево обеспечивается благодаря сжатию воздуха в полости пневматического амортизатора при нажатии упора, закрепленного на штоке цилиндра, на толкатель амортизатора. Регулирование интенсивности торможения достигают настройкой дросселя. Постоянная связь полости амортизатора с пневмосетью предохраняет пневмопривод от чрезмерного повышения давления в полости амортизатора и снижает энергопотери в системе. При необходимости торможения в обоих направлениях следует установить еще один пневмоамортизатор.

На рисунке 42, г дан один из вариантов схемы торможения с гидравлическим амортизатором. Аналогично схеме с пневматическим амортизатором торможение выходного звена пневмодвигателя осуществляется при воздействии упора на толкатель амортизатора. Как правило, конструкция гидравлического амортизатора выполнена так, что на тормозном участке проходное сечение гидравлического дросселя плавно уменьшается. Это позволяет значительно смягчить удар и получить характеристику жесткости,

близкую к характеристике сжимаемой пружины. Возврат гидравлического амортизатора в исходное положение обеспечивается вытеснением жидкости из пневмогидровытеснителя через обратный клапан.

Схемы с гидравлическими амортизаторами обычно применяют в пневмоприводах с большими скоростями перемещения и массой подвижных частей там, где использование других способов торможения выходного звена пневмодвигателя невозможно. Для улучшения динамических характеристик пневмопривода рекомендуется использовать гидравлические амортизаторы в сочетании со способами перекрытия выхлопной полости или подачи в выхлопную полость противодавления на участке торможения. Это позволяет исключить ударные нагрузки и снизить энергетические потери в пневмоприводе. Как уже отмечалось, в ряде случаев рациональным является сочетание нескольких способов торможения выходного звена пневмодвигателя. Иногда комбинированный способ торможения закладывается проектантом для обеспечения заданного закона торможения, но чаще всего к нему прибегают эксплуатационники тогда, когда изготовленный пневмопривод не удовлетворяет заданным требованиям к торможению. Наиболее часто на практике сочетают с гидроамортизатором: дроссели с регулированием давления; дроссели с емкостями; дроссели с механическими амортизаторами; перекрытие выхлопной полости или подачу сжатого воздуха в выхлопную полость.

### **Дроссельное регулирование гидроприводов**

При дроссельном регулировании скорости движения выходного звена гидропривода расход жидкости, поступающей в гидродвигатель, меняется за счет изменения гидравлического сопротивления гидролинии и отвода части потока жидкости в гидробак без совершения полезной работы. Этот способ регулирования применяется в гидроприводах поступательного, вращательного и поворотного движения небольшой мощности (до 3–5 кВт), наиболее широко

в гидроприводах поступательного движения. Его основные преимущества: возможность плавного изменения скорости; простота конструкции гидравлических устройств и невысокая стоимость; малые усилия, требуемые для перемещения запорно-регулирующих элементов гидравлических устройств. Однако гидроприводы с дроссельным регулированием имеют низкий КПД, обусловленный самим принципом дросселирования потока рабочей жидкости. В гидроприводах с дроссельным регулированием применяются преимущественно нерегулируемые насосы. По схеме работы гидроприводы с дроссельным регулированием можно разделить на две группы: с постоянным и переменным давлением. Для первых характерно наличие переливного клапана, который поддерживает в напорной гидролинии постоянное давление путем непрерывного слива рабочей жидкости в гидробак. У вторых давление в напорной гидролинии изменяется в зависимости от нагрузки гидродвигателя, а часть рабочей жидкости сливается в гидробак через дроссель. При дроссельном

регулировании применяются три схемы установки дросселей (рис. 43): а) на входе – перед гидродвигателем на напорной гидролинии; б) на выходе – на сливной гидролинии после гидродвигателя; в) на ответвлении – на гидролинии параллельно гидродвигателю. Первые две схемы (а, б) относятся к гидроприводам с постоянным давлением, а третья (в) – к гидроприводу с переменным давлением. В гидроприводе с дросселем на входе (рис. 43, а) скорость движения штока гидроцилиндра (выходного звена) регулируется следующим образом. Жидкость из гидробака *Б* нерегулируемым насосом *Н* подается по напорной гидролинии, через дроссель *ДР* и распределитель *Р* поступает в одну из полостей гидроцилиндра *Ц*, например в поршневую полость *А*. Под действием давления жидкости поршень со штоком перемещаются вправо, вытесняя жидкость из штоковой полости *ШШ* в сливную гидролинию и гидробак. Направление движения штока гидроцилиндра изменяется с помощью распределителя *Р*, а скорость – с помощью изменения расхода жидкости через дроссель *ДР*, зависящего от перепада давления на дросселе и площади рабочего проходного сечения дросселя.

Рис. 43. Схемы гидроприводов с дроссельным регулированием

Объемное регулирование скорости движения выходного звена гидропривода заключается в изменении рабочих объемов гидромашин и может осуществляться следующими тремя способами (рис. 44): а – изменением рабочего объема насоса (регулируемым насосом); б – изменением рабочего

объема гидромотора (регулируемым гидромотором); в – изменением рабочих объемов и насоса, и гидромотора (регулируемым насосом и гидромотором). Первый способ (а) является самым распространенным и реализуется как в гидроприводах вращательного действия, так и в гидроприводах поступательного и поворотного действия. Два других способа (б, в) используются только в гидроприводах вращательного действия. Объемное регулирование в гидроприводах с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости применяется реже, чем в гидроприводах с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости. Принцип действия гидропривода с регулируемым насосом (рис. 44, а) заключается в следующем. Основной насос  $H1$  подает рабочую жидкость по напорной гидролинии 1 в гидромотор  $M$ , вал которого под действием крутящего момента от сил давления жидкости вращается в определенном направлении. Из гидромотора рабочая жидкость по сливной гидролинии 2 снова поступает в насос. Давление в гидросистеме зависит от нагрузки гидромотора. Частоту вращения вала гидромотора регулируют, изменяя рабочий объем насоса, а направление его вращения изменяют благодаря реверсированию потока рабочей жидкости.

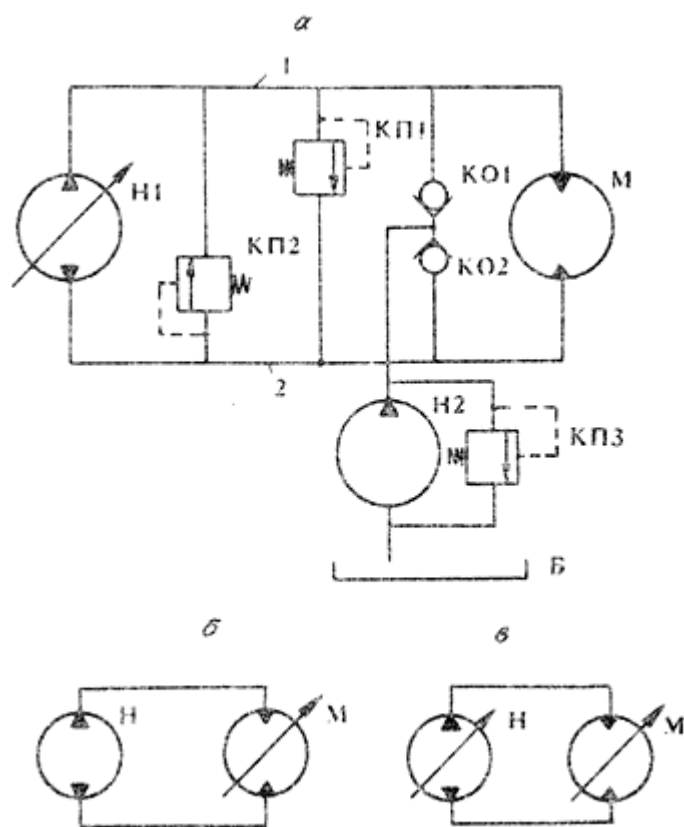


Рис. 44. Схемы гидроприводов с объемным регулированием

В результате реверсирования функции гидролиний меняются: гидролиния 2 становится напорной, а гидролиния 1 – сливной. Предохранительные клапаны  $KП1$  и  $KП2$  защищают гидросистему от перегрузок как при прямом направлении вращения, так и при реверсировании. При этом свои функции



выполняет клапан, соединенный с напорной гидролинией. Компенсация утечек рабочей жидкости обеспечивается дополнительной гидросистемой подпитки. В эту систему входит насос подпитки *H2*, переливной клапан *KПЗ*, поддерживающий постоянное давление подпитки 0,3–0,5 МПа, два обратных клапана *K01* и *K02*, включенных параллельно гидромотору. Подпитка всегда происходит в сторону сливной гидролинии, поэтому одновременно с подпиткой производится подпор рабочей жидкости в сливной гидролинии, что существенно улучшает условия работы насоса *H1* на всасывание. Упрощенные схемы объемного регулирования гидроприводов с регулируемым гидромотором и с регулируемым насосом и гидромотором показаны на рисунке 44, б, в.

### Тормозные устройства

Для торможения цикловых гидроприводов машин-автоматов, автоматических линий и промышленных роботов используются два основных типа тормозных устройств: 1) встроенные в гидроцилиндр (внутренние) тормозные устройства с механическим управлением «по пути», представляющие собой тормозной выступ (хвостовик), связанный с поршнем и перекрывающий сливное отверстие в крышке гидроцилиндра; 2) внешние (раздельные или автономные) тормозные устройства с механическим, электрическим, гидравлическим, пневматическим или комбинированным управлением. Схема *встроенного тормозного устройства* приведена на рисунке 45.

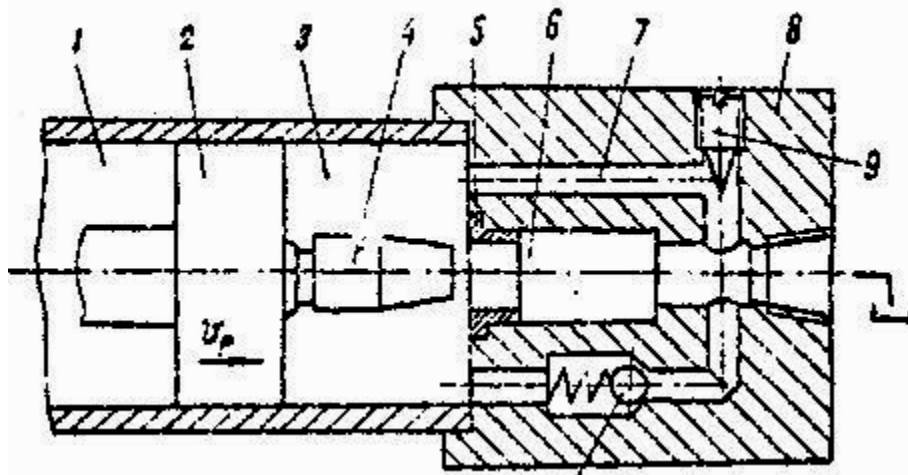


Рис. 45. Встроенное тормозное устройство

При подаче рабочей жидкости в штоковую полость гидроцилиндра поршень 2 движется вправо, а масло из полости 3 слива выходит через сливное отверстие 6 в крышке 8. Пока тормозной хвостовик 4 не вошел в отверстие калиброванной гильзы 5, жидкость свободно вытекает и поршень движется с установившейся скоростью. По мере приближения и захода хвостовика в отверстие гильзы проходное сечение сливного потока начинает уменьшаться, вследствие чего увеличивается сопротивление истечению и давление в

опорожняемой (тормозной) полости начинает возрастать, в результате возрастает сопротивление движению поршня и его скорость начинает уменьшаться. Закон изменения проходного сечения – профиль хвостовика – определяет закон изменения скорости. Для реализации заданного закона изменения скорости может потребоваться сложный профиль золотника. Однако часто при торможении рабочих органов с гидроприводами, движущимися с небольшой скоростью, применяют простые цилиндрические хвостовики с малой конической заборной частью. Такие хвостовики перекрывают сливной канал, а жидкость вытекает из полости 3 через канал 7 и встроенный дроссель 9 постоянного сечения. Обратный клапан 10 обеспечивает поступление жидкости в полость 3 при изменении направления подачи (движения). Встроенные тормозные устройства пригодны только для гидроцилиндров с фиксированным ходом, величина которого определяется крышками гидроцилиндра.

Для торможения выходного звена гидродвигателя с регулируемой величиной хода применяются внешние автономные тормозные устройства (тормозные золотники), также включенные в сливной линии и управляемые механически от кулачков-копиров на штоке (путевые дроссели) либо по сигналам путевых выключателей, как это показано на рисунке 46.

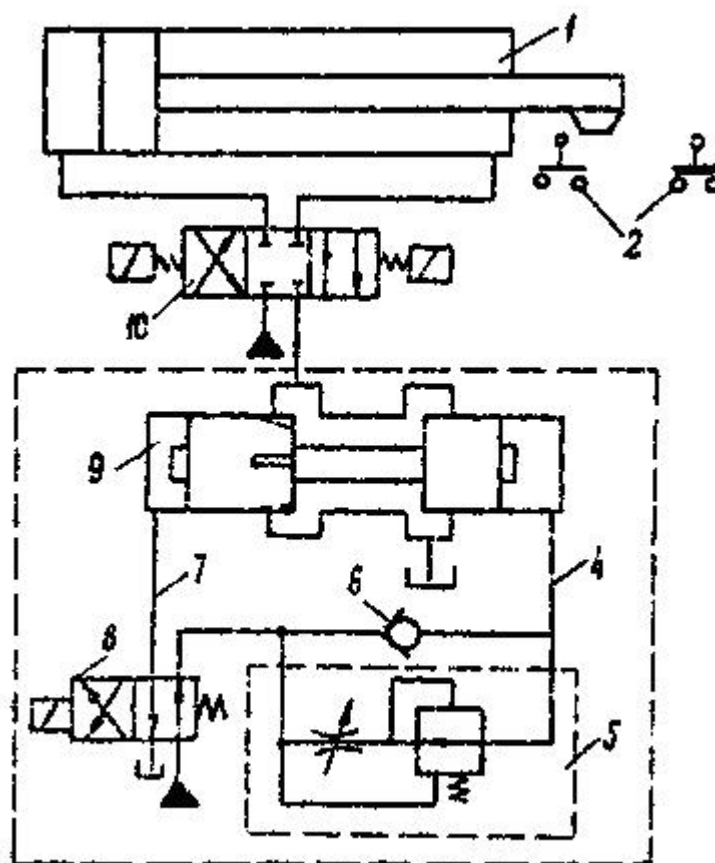


Рис. 46. Внешние тормозные устройства

Тормозное устройство 3 в этом случае включает тормозной золотник 9 с электрогидравлическим управлением от распределителя 8, дроссель с регулятором 5 и обратный клапан 6. В исходном положении распределителя 8 (показано на схеме) правая полость золотника 9 через обратный клапан 6 и линию 4 соединена с магистралью: левая его полость – со сливом, регулирующий орган при этом смещен влево, его дросселирующее окно полностью открыто. При переключении основного распределителя 10 поршень гидроцилиндра 1 будет перемещаться в одну или другую сторону. При срабатывании в конце хода одного из конечных выключателей 2 формируется сигнал на начало торможения. По этому сигналу переключается распределитель 8, в результате чего жидкость из магистрали поступает по линии 7 в левую полость золотника, а его правая полость соединяется со сливом через линию 4 и дроссель с регулятором 5. В результате обеспечиваются равномерное перемещение золотника вправо и постепенное перекрытие дросселирующего окна. Вследствие уменьшения проходного сечения давление в полости слива гидроцилиндра 1 возрастает, что и обеспечивает его плавное торможение. Особенность тормозных устройств рассмотренного типа состоит в том, что тормозной путь здесь определяется временем опорожнения полости золотника через дроссель с регулятором, т. е. имеет место торможение по времени. Его недостаток в том, что по мере разогрева рабочей жидкости время закрытия дросселирующего окна золотника будет меняться, что приведет к изменению величины тормозного пути и к появлению ошибок позиционирования. Преимущество этого способа состоит в том, что при помощи одного тормозного устройства можно осуществить, переключая его, торможение нескольких приводов, работающих последовательно.

## 2.6. Следящие гидроприводы

Следящие гидроприводы (СГП) в рамках общей классификации приводов относятся к автоматическим приводам, в которых закон изменения входного (механического или электрического) задающего воздействия воспроизводится выходным звеном исполнительного механизма с одновременным усилением по мощности, достаточной для преодоления нагрузок на рабочих органах. Принципиальное отличие следящих приводов от других автоматических приводов состоит в способе формирования закона управления, основанного на свойствах отрицательной обратной связи. *Сущность обратной связи* состоит в изменении входной регулируемой координаты, преобразовании и сравнении ее значения с задающим воздействием, на основе чего формируется сигнал ошибки (рассогласования), являющийся первичным сигналом управления приводом. При наличии разности между сравниваемыми сигналами привод движется в сторону ее компенсации и восстановления равновесного состояния. Приводы с обратной связью называются *замкнутыми*. Обратная связь по регулируемой величине (перемещения, повороту, скорости, усилию) называется *главной*. При наличии только главной обратной связи привод

является одноконтурным, в противном случае – многоконтурным. Обратные связи могут быть механическими (кинематическими), электрическими, гидравлическими и комбинированными. Следящие силовые гидроприводы, имеющие механическую обратную связь, чаще всего с единичным коэффициентом усиления (жесткую единичную отрицательную обратную связь), называются также *гидроусилителями мощности* (усилия или момента). По количеству гидравлических каскадов усиления СГП делятся на приводы с одно-, двух- или многокаскадным усилением. В двухкаскадных СГП первым каскадом усиления является гидроусилитель, а второй каскад, состоящий из распределителя и гидродвигателя, представляет собой силовой исполнительный каскад. По принципу действия (по виду обратной связи) различают СГП позиционного, скоростного и комбинированного (позиционно-скоростного) типов. По характеру управления СГП различают приводы непрерывного (аналогового), дискретного и комбинированного управления. По количеству дросселирующих щелей в управляющих гидрораспределителях СГП с дроссельным регулированием скорости делятся на приводы с одно-, двух- и четырехщелевыми распределителями золотникового, кранового или клапанного типов, с распределителями типа «сопло-заслонка» или «со струйной трубкой». В силовых каскадах СГП наибольшее распространение получили цилиндрические золотниковые гидрораспределители с осевым перемещением регулирующего органа.

В гидроприводе с *последовательным дроссельным регулированием* (рис. 47) регулирование скорости достигается за счет изменения  $Q_g$  расхода через исполнительный двигатель – гидроцилиндр 2 при дросселировании жидкости в золотниковом распределителе.

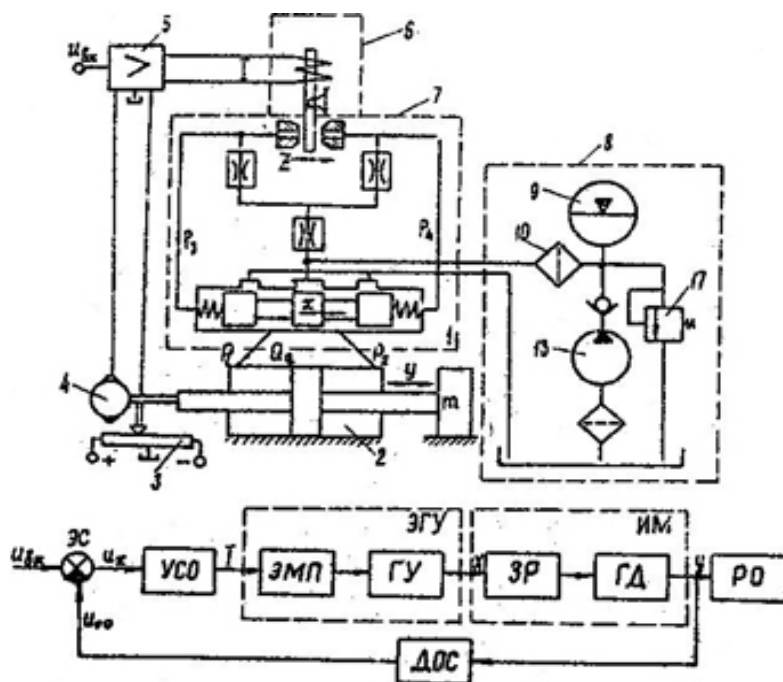


Рис. 47. Типовая схема электрогидравлического  
слеящего привода дроссельного регулирования скорости

Маломощный задающий сигнал в виде напряжения  $U_{lx}$  подается на вход электронного усилителя 5, на который подаются также сигналы датчиков обратной связи по положению 3 и скорости 4. На выходе электронного усилителя 5 в результате сравнения и усиления задающего сигнала и сигнала датчика обратной связи по положению (ДОС) и при учете корректирующего сигнала датчика обратной связи по скорости формируется сигнал рассогласования в виде тока  $I$ , который подается на электромеханический преобразователь (ЭМП) 6. Последний преобразует этот сигнал в перемещение  $Z$  заслонки первого каскада гидроусилителя (ГУ) 7. Это перемещение в свою очередь преобразуется в перепад давления  $P_3 - P_4$  на торцах золотникового распределителя (ЗР) 1 второго каскада ГУ. Под действием этого перепада золотник перемещается по оси  $X$  от нейтрального положения, открывая проход жидкости в плоскости цилиндра 2. Поршень его при этом двигается в ту же сторону, что и смещение золотника  $X$ . Вместе с перемещением поршня  $y$  меняется сигнал датчика обратной связи по положению. Когда этот сигнал станет равным задающему сигналу, на выходе усилителя 5 появится нулевой сигнал, заслонка устанавливается в среднее положение, давления  $P_3 - P_4$  уравниваются и золотник занимает среднее (нейтральное) положение, перекрывая проход жидкости в полости цилиндра ( $Q_g = 0$ ), прекращая движение поршня. В качестве источника питания 8 в схеме использован насос нерегулируемого типа 13 с аккумулятором 9 и сливным клапаном 11. СГП с дроссельным регулированием отличаются простотой конструкции, обладают высоким быстродействием, относительно большой линейностью характеристик и энергоемкостью. Их недостатками являются: низкий КПД, малая механическая жесткость из-за утечек жидкости и небольшой коэффициент усиления, большой нагрев жидкости при дросселировании. Эти приводы находят широкое применение в СГП небольшой мощности (2–3 кВт).

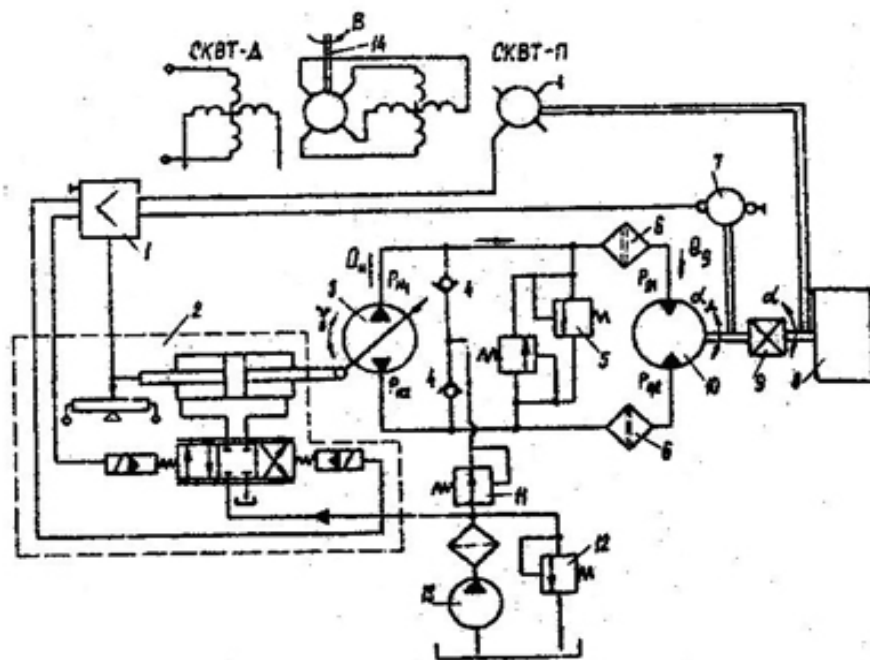


Рис. 48. Типовая схема электрогидравлического следящего привода объемного регулирования скорости

В гидроприводе *объемного регулирования* (рис. 48) изменение объемов рабочей жидкости  $Q_g$ , поступающей в исполнительный двигатель 10, а следовательно, и его скорости  $\alpha_g$  осуществляется путем изменения рабочего объема насоса 3. Величины расхода и давления рабочей жидкости на выходе насоса являются функциями положения  $\gamma$  его регулирующего органа и нагрузки 8. Изменение положения регулирующего органа насоса производится механизмом управления 2, в качестве которого использован электрогидравлический следящий привод с дроссельным регулированием. Сигнал ошибки по положению формируется с помощью двух СКВТ 14, один из которых, датчик Д, связан с задающей осью, а другой – приемник П, связанный с исполнительной осью, – входит в цепь обратной связи по положению. Сигнал ошибки  $\alpha - \beta$  усиливается в электронном усилителе 1 и подается на вход механизма управления насосом. В качестве датчика обратной связи по скорости используется тахогенератор 7, связанный с валом гидродвигателя. Кроме указанных обратных связей, в механизме управления насосом имеется отрицательная обратная связь по положению люльки насоса, реализуемая с помощью потенциометра. Гидравлическая схема привода также включает предохранительные клапаны 5, фильтры 6, обратные клапаны 4 и систему подпитки с насосом подпитки 13, сливным клапаном 12 и редукционным клапаном 11. Гидроприводы объемного регулирования обладают высоким кпд, жесткой механической характеристикой, большим диапазоном регулирования, плавностью движения на малых скоростях, однако они имеют более сложную конструкцию и меньшее быстродействие, чем приводы дроссельного регулирования. Принцип объемного регулирования скорости применяется в

следящих электрогидравлических приводах мощностью от 1 до 100 кВт и более.

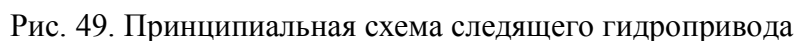
Гидравлические следящие приводы нашли применение в различных отраслях техники и особенно в рулевых системах управления современных мобильных машин. Они являются эффективным средством автоматизации производства в машиностроении; в станкостроении успешно используются для копирования обрабатываемых деталей и перемещений, в агрегатных станках и автоматических линиях – для выполнения точных делительных и установочных операций, составляют основу большинства систем числового программного управления; в авиации, ракетной технике широко распространены в системах ручного и автоматического управления в форме бустеров, гидроусилителей, автопилотов, систем наведения и др. Следящий гидропривод предназначен для обеспечения движения выходного звена по определенному закону в зависимости от задающего воздействия управляющего элемента системы (входа). Выходное звено – это обычно шток гидроцилиндра или вал гидромотора, связанный с рабочим органом машины, а входное звено – управляющий элемент, на который подается входной сигнал. Управляющий элемент может быть дроссельного типа, в виде золотникового распределителя либо в виде гидрораспределителя типа «сопло-заслонка» и др. В большинстве случаев использования следящего гидропривода к функциям слежения добавляются также функции усиления управляющего сигнала по мощности, поэтому следящий гидропривод часто называют *гидроусилителем*. Степень усиления выходной мощности (коэффициент усиления по мощности) практически неограниченна. В усилительном звене следящего гидропривода благодаря постороннему источнику энергии входной сигнал претерпевает многократное усиление, а между входом и выходом обеспечивается с определенной точностью следящее движение, при котором выход следует за перемещением входа. Для этого в гидроусилителях обычно применяют отрицательную обратную связь, передающую выходной сигнал на вход (к управляющему элементу). *Обратной связью* называют элемент системы, соединяющий какое-либо звено с одним из предыдущих звеньев и замыкающий тем самым всю систему или часть ее. В результате выход (гидродвигатель) посредством обратной связи сообщает входу (золотнику) движение, обратное тому, которое он получил от задающего устройства (ручки управления и т. п.). Связь называется *отрицательной* потому, что воздействие, поступающее от нее на вход гидроусилителя, противоположно по знаку основному входному воздействию от задающего устройства. Существуют различные виды обратных связей, из которых наиболее широко применяется жесткая обратная связь выхода с входом по положению. Благодаря обратной связи следящий гидропривод обеспечивает с определенной точностью соответствие входа и выхода. Следящие гидроприводы должны обладать требуемой точностью, чувствительностью, быстротой действия и устойчивостью. Точность характеризуется ошибкой (погрешностью), с которой гидродвигатель (выход)

воспроизводит перемещение управляющего элемента. Чувствительность определяется способностью гидродвигателя реагировать на перемещение управляющего элемента. Быстрота действия – это время, в течение которого выходное звено реагирует на перемещение входного звена. Под устойчивостью системы понимают ее способность возвращаться в первоначальное состояние после прекращения действия источника возмущения. Если же этого не происходит, то система называется *неустойчивой*.

### **Принцип действия следящего гидропривода**

Принципиальная схема простейшего однокаскадного следящего гидропривода с жесткой кинематической обратной связью показана на рисунке 49. Следящий гидропривод состоит из задающего устройства (ручки управления) 1, рычага 2, дросселирующего гидрораспределителя с нулевым перекрытием, гидроцилиндра 4 с поршнем 5 и штоком 6. К гидрораспределителю, соединенному гидролиниями с полостями гидроцилиндра, подключены гидролинии нагнетания и слива. Рычаг 2 связывает шток гидроцилиндра с золотником гидрораспределителя. Шток 6 гидроцилиндра связан также с исполнительным механизмом. При повороте ручки управления 1 вправо повернется относительно точки *Б* рычаг 2, который сместит вправо золотник гидрораспределителя 3, и рабочая жидкость начнет от насоса поступать в правую полость гидроцилиндра 4, а из его левой полости – вытесняться в сливную гидролинию. Поршень 5 гидроцилиндра под действием давления жидкости сместится влево и повернет рычаг 2 относительно точки *А*, при этом золотник гидрораспределителя 3 также сместится влево, перекроет гидролинии и поршень 5 со штоком остановятся. Здесь поршень 5 гидродвигателя «следит» за движением золотника, а обратная связь между ними осуществляется с помощью рычага 2. При повороте ручки управления и смещении золотника в противоположную сторону все элементы движутся в обратном направлении. Информацию о положении исполнительного органа выдает золотнику рычаг 2 обратной связи, который и устанавливает золотник в процессе слежения в нейтральное положение.





### 3. ДИСКРЕТНАЯ ПНЕВМОАВТОМАТИКА

Принцип действия струйных элементов позволяет применять их для работы на самых различных уровнях давления: от нескольких десятков миллиметров водяного столба до нескольких десятков атмосфер (исключая турбулентные усилители). Применение высоких уровней давления питания снижает экономичность струйных систем, так как приводит к увеличению потребляемой мощности, но повышает надежность работы. С другой стороны, чрезмерно низкое давление питания снижает помехоустойчивость системы и

ухудшает условия самоочистки (продувки каналов) устройств. В отечественной промышленности струйные системы автоматики работают обычно в диапазоне давлений от 0,01 до 0,1 кгс/см<sup>2</sup>, а расход воздуха на питание одного логического элемента составляет 100–500 л/час.

### **Классификация устройств струйной техники**

Устройства струйных систем управления в зависимости от их функционального назначения принято разделять на четыре группы: входные, центральной части, выходные и вспомогательные. Входные устройства предназначены для ввода в систему управления информации о состоянии или положении механизмов или изделий, о величине параметров контролируемого процесса, а также ввода внешних заданий (команд). Устройства центральной части предназначены для обработки информации, полученной от входных устройств в соответствии с заданным алгоритмом работы, и формирования сигналов для воздействия на объект управления. Выходные устройства служат для управления исполнительными механизмами и устройствами, а также для выдачи информации о событиях или явлениях, происходящих в системе или объекте управления. Вспомогательные устройства обеспечивают функционирование схемы, облегчают или упрощают монтаж и эксплуатацию систем. ~~Элементы~~ <sup>Устройства</sup> ~~Дополнительные~~ <sup>Управляющие</sup> ~~элементы~~. Наибольшее распространение получили три типа активных (с подводом энергии от внешнего источника) дискретных элементов, принцип действия которых основан на различных эффектах, возникающих при взаимодействии струй между собой и с твердыми стенками. Это элементы, использующие соударение струй; элементы, использующие притяжение струи к стенке (эффект Коанда); турбулентные усилители. В каждом из элементов (рис. 50) имеются сопло питания 1, рабочая камера 2, каналы управления (входные) 3, 4, 5, атмосферные каналы 6, 7, приемные (выходные) каналы 8, 9 (турбулентный усилитель имеет только один приемный канал). Кроме того, элемент (рис. 50, б) имеет две наклонные стенки 10, 11, а элементы (рис. 50, а, б) – разделитель 12.

Элемент, основанный на *взаимодействии струй* (рис. 50, а), работает следующим образом. При отсутствии управляющих сигналов струя, выходящая из сопла питания 1, поступает в соосно расположенный приемный канал 9, создавая сигнал на выходе. При подаче давления в каналы управления управляющая струя взаимодействует со струей питания, образуя результирующую струю, отклонение которой пропорционально величине управляющего сигнала, и при определенном его уровне результирующая струя попадает в выходной канал 8. При снятии управляющего сигнала струя возвращается в канал 9. Для получения релейных характеристик в элементах этого типа вводится обратная связь, соединяющая приемный канал 8 с одним из каналов управления. При определенной глубине обратной связи можно получить элемент памяти. Обычно эти элементы выполняют функцию ИЛИ на выходе 8 и функцию ИЛИ-НЕ на выходе 9 по двум – трем входам.

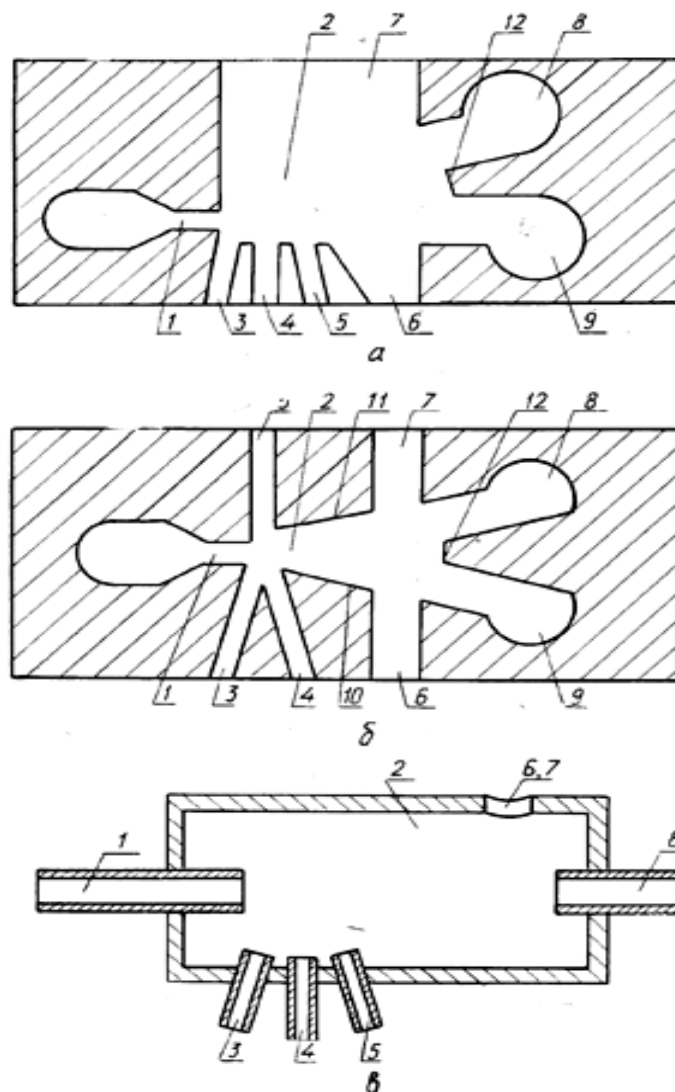


Рис. 50. Основные типы дискретных элементов: а) элемент взаимодействия струй; б) элемент, использующий эффект Коанда; в) турбулентный усилитель

*Эффект Коанда*, используемый в элементе второго типа (рис. 50, б), заключается в следующем. Струя, вытекающая из сопла питания 1, захватывает жидкость (или газ) из окружающей среды. Если стенка 10 расположена ближе к соплу, чем стенка 11 (как показано на рисунке), тогда в зоне между струей и стенкой 10 давление будет меньше, чем между струей и стенкой 11, так как количество жидкости, увлекаемое струей, с обеих сторон одинаково, а проходное сечение между струей и стенкой 10 меньше. Возникший перепад давления отклоняет струю, уменьшая расстояние между струей и стенкой 10. Процесс развивается лавинообразно до тех пор, пока струя не прилипнет к стенке 10, образовав зону низкого давления (зону отделения). Таким образом, при отсутствии управляющих сигналов давление будет на выходе 9. При подаче управляющего сигнала в каналы 3, 4 зона низкого давления рассеивается и струя скачкообразно перебрасывается и притягивается к стенке 11, попадая в выходной канал 8. В этом случае элемент обладает релейной характеристикой. При снятии

управляющего сигнала струя в зависимости от соотношения геометрических размеров либо возвращается в исходное состояние, и в этом случае элемент является одностабильным, либо остается у стенки 11, обеспечивая работу в режиме памяти. Одностабильный элемент выполняет функцию ИЛИ на выходе 8 и ИЛИ-НЕ на выходе 9 по двум – трем входам. Возможно также выполнение операции ЗАПРЕТ. В этом случае запрещающий сигнал подается в управляющий канал 5. Атмосферные отверстия 6 и 7 в описанных типах элементов улучшают устойчивость работы при различных нагрузках на выходах элементов.

В элементе *третьего типа* (рис. 50, в) параметры, геометрические размеры и давление питания выбираются с таким расчетом, чтобы струя, вытекающая из сопла питания 1, при отсутствии сигналов управления оставалась ламинарной. При подаче сигналов управления в каналы 3, 4, 5 происходит переход ламинарного течения в турбулентное. При этом основная часть воздуха выходит в окружающее пространство через атмосферные отверстия 6, 7 и динамический напор части струи, попадающей в приемный канал 8, существенно уменьшается, т. е. происходит смена уровня выходного сигнала. После снятия управляющего сигнала ламинарность струи самовосстанавливается, и давление в приемном канале 8 возрастает, формируя выходной сигнал. *Турбулентный усилитель* выполняет логическую функцию ИЛИ-НЕ на два – пять входов или одновходовую функцию НЕ. Очевидно, что остальные описанные элементы могут реализовать одновходовые функции НЕ и ДА. Пассивные элементы строятся в основном на основе использования эффекта взаимодействия струй и выполняют такие логические операции, как ИЛИ; И; ЗАПРЕТ и т. д. Известны также элементы, основанные на эффекте Коанда, в которых каналы управления образуют собой пассивные элементы. Это позволяет, например, увеличить количество входов ИЛИ, получить функцию И и И-НЕ и т. д. Работа любого струйного элемента характеризуется тремя видами внешних характеристик: входной, представляющей собой зависимость расхода в канале управления от давления в том же канале; выходной – зависимость расхода от давления в выходном канале; характеристикой переключения – зависимость давления (расхода) на выходе от давления (расхода) на входе. Если управляемых элементов несколько, то необходимо построить суммарную входную характеристику путем суммирования по расходам входных характеристик элементов. Очевидно, чтобы выход струйного элемента мог управлять несколькими входами, необходимо, чтобы давление в рабочей точке было больше давления срабатывания. Для обеспечения надежной работы и уменьшения времени срабатывания элемента фактическую нагрузочную способность в схемах рекомбинаторов уменьшают. *Бендуэльский элемент СТ41* (рис. 51) представляет собой функциональную плату Г с двумя штифтами для фиксации крышки 2' относительно платы. Плата и крышка склеиваются между собой. На крышке нанесены цифровые обозначения входов и выходов элемента.

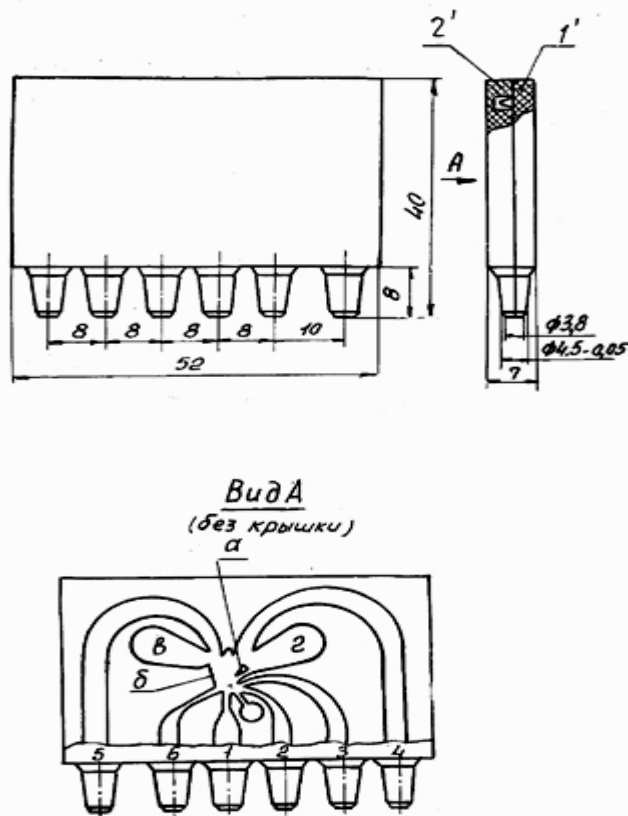


Рис. 51. Струйный логический элемент типа СТ41

Принцип действия элемента основан на сочетании эффектов Коанда и взаимодействия струй. Струя воздуха, вытекающая из канала питания 1 (вид А), при отсутствии управляющих сигналов в каналах 2, 3 и 6 примыкает к стенке *a* и идет в выходной канал 4. Выходной канал 5 связан при этом с атмосферой через канал 6. При наличии управляющих сигналов в канале 2 или 3 (или в обоих одновременно) струя питающего воздуха отклоняется к стенке *б* и идет в выходной канал 5 (выходной канал 4 соединяется с атмосферой через канал 2). При одновременной подаче управляющего сигнала в один из каналов (2 или 3) и в канал 6 струя питающего воздуха проходит в выходной канал 4.

Элемент СТ41 реализует логическую функцию *ИЛИ-НЕ-ИЛИ*.

### 3.2. Реализация логических функций на различных элементах ГПА

Если описание работы СУ задано в форме булевой функции, то последовательность реализации может быть следующей. В предлагаемой булевой функции выделяют элементарные логические функции и по таблице 4 определяют название этих функций. Пусть дана функция вида:

$$y = x_1 x_2 + \overline{x_2} x_3 + y(\overline{x_2} + \overline{x_4}) + \overline{x_1} x_3 \overline{x_4} + x_3,$$

где  $x_1x_2$  – операция конъюнкции (четвертая строка, табл. 4);  $\overline{x_2x_3}$  – операция «Запрет» (седьмая строка, табл. 4).

Таблица 4

Стандартные логические функции

Наименование функции	Обозначение функции				
Повторение	$x$				
Отрицание	$\overline{x}$				
Дизъюнкция	$x_1 + x_2$	$\overline{x_1} \overline{x_2}$			
Конъюнкция	$x_1x_2$	$\overline{x_1} \overline{x_2}$			
Стрелка Пирса	$x_1 \leftarrow x_2$	$\overline{x_1} \overline{x_2}$	$\overline{x_1} \cdot \overline{x_2}$		
Штрих Шеффера	$x_1 / x_2$	$\overline{x_1} \cdot \overline{x_2}$	$\overline{x_1} + \overline{x_2}$		
Запрет	$\overline{x_1 \rightarrow x_2}$	$\overline{x_1} \cdot \overline{x_2}$	$\overline{x_1} \overline{x_2}$		
Импликация	$x_1 \rightarrow x_2$	$\overline{x_1} + x_2$	$\overline{x_1} \overline{x_2}$	$\overline{x_1x_2}$	
Неравнозначность	$x_1 \approx x_2$	$(\overline{x_1 \rightarrow x_2}) + (\overline{x_1 \leftarrow x_2})$	$(\overline{x_1} \overline{x_2}) + (\overline{x_1} \overline{x_2})$	$x_1x_2 + \overline{x_1x_2}$	
Равнозначность	$x_1 \sim x_2$	$(\overline{x_1 \rightarrow x_2}) \overline{x_1 \leftarrow x_2} + (\overline{x_1 \leftarrow x_2}) \overline{x_1 \rightarrow x_2}$	$(\overline{x_1} \rightarrow x_2) \times (\overline{x_1} \leftarrow x_2)$	$x_1x_2 + \overline{x_1x_2}$	$(\overline{x_1} \overline{x_2}) + (\overline{x_1} \overline{x_2})$

Третье слагаемое  $y(\overline{x_2} + \overline{x_4})$  преобразуем следующим образом: по таблице 4 в шестой строке определяем, что сомножитель  $(\overline{x_2} + \overline{x_4})$  обозначает элементарную логическую функцию «Штрих Шеффера». Произведя замену конъюнкции  $x_2x_4 = z$ , получим  $yz_1$ , что определяет логическую функцию «Запрет» (седьмая строка табл. 4). В следующем слагаемом  $\overline{x_1x_3x_4}$  по аналогии с предыдущим выделим два множителя  $\overline{x_1x_4}$  и  $\overline{x_3}$ . Первый множитель  $\overline{x_1x_4}$  (пятая строка табл. 4) обозначает логическую функцию «Стрелка Пирса», которую можно представить в форме  $\overline{x_1} + \overline{x_4}$ . Произведя замену дизъюнкции, получим  $\overline{z_2x_3}$ , что определяет логическую функцию «Запрет» (седьмая строка табл. 4). Оставшиеся слагаемые объединяем логической операцией «Дизъюнкция» (третья строка табл. 4). По рисункам 52–61, где показаны условные функциональные обозначения логических функций (а) по ГОСТ 2.743-72 и схемы реализации логических функций на двухпозиционных распределителях высокого давления (б), на трехмембранных реле УСЭПА типа П1Р.1 (в) и реле типа П1Р.3 (г), на струйном элементе ИЛИ-НЕ-ИЛИ (д),

отыскивают нужную в зависимости от выбранной аппаратуры схему, которая реализует данную логическую функцию. Для реализации операций дизъюнкции и конъюнкции применяют также специальные элементы ИЛИ и И, работающие как на высоком, так и на среднем и низком уровнях давления.

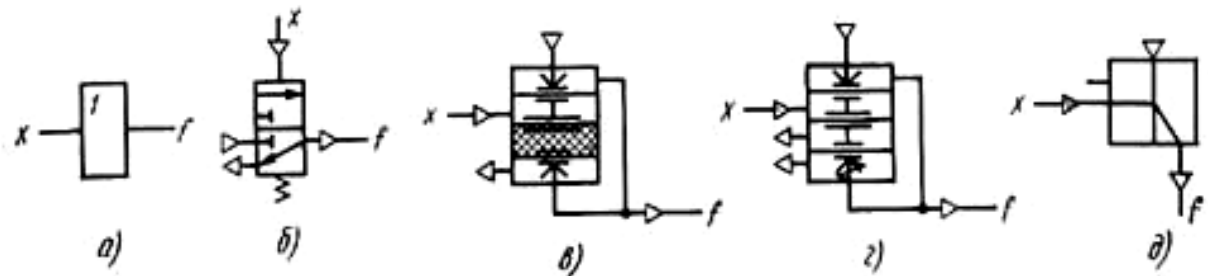


Рис. 52. Реализация логической функции «Повторение»

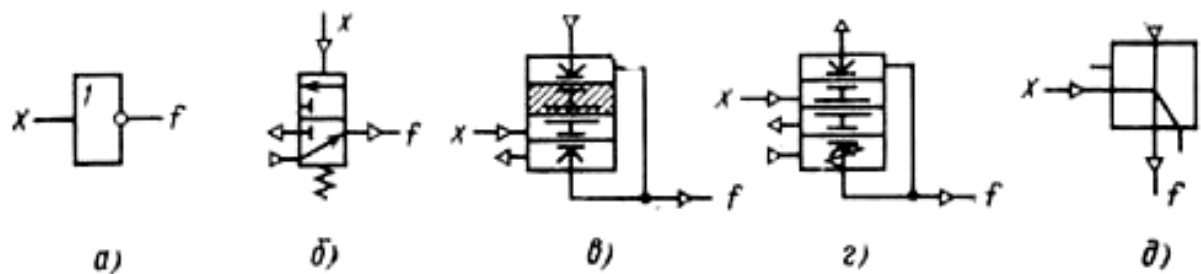


Рис. 53. Реализация логической функции «Инверсия»

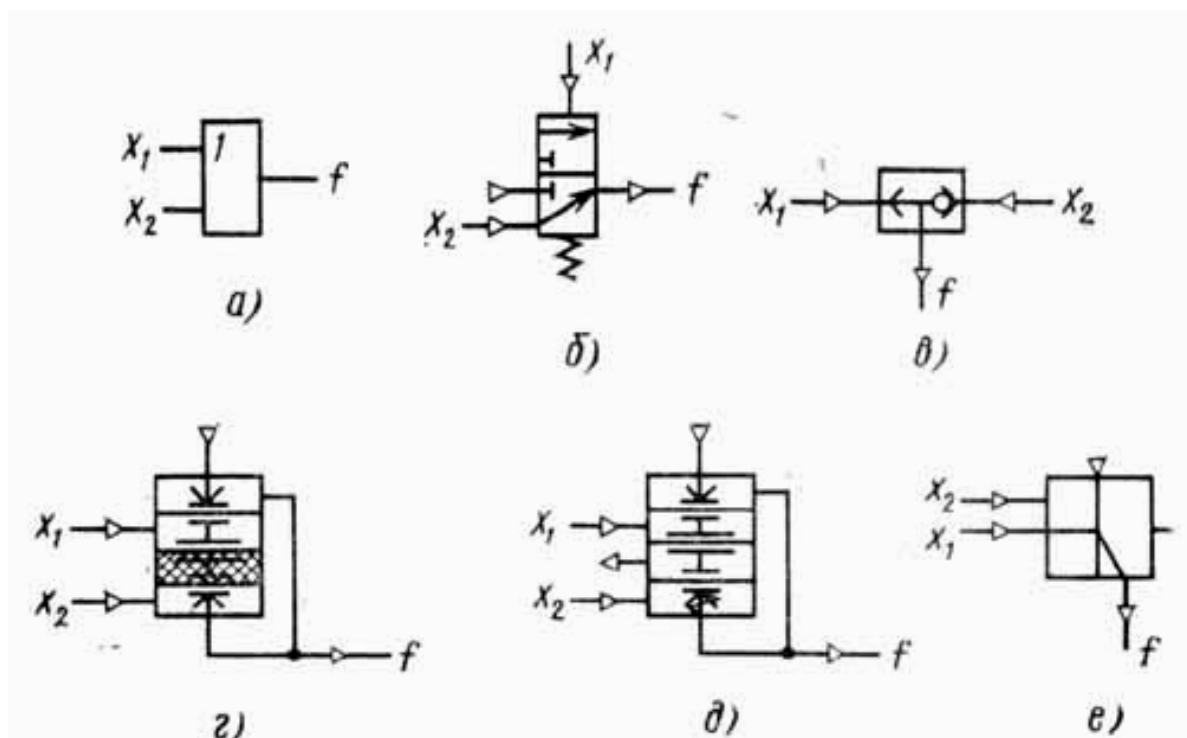


Рис. 54. Реализация логической функции «Дизъюнкция»

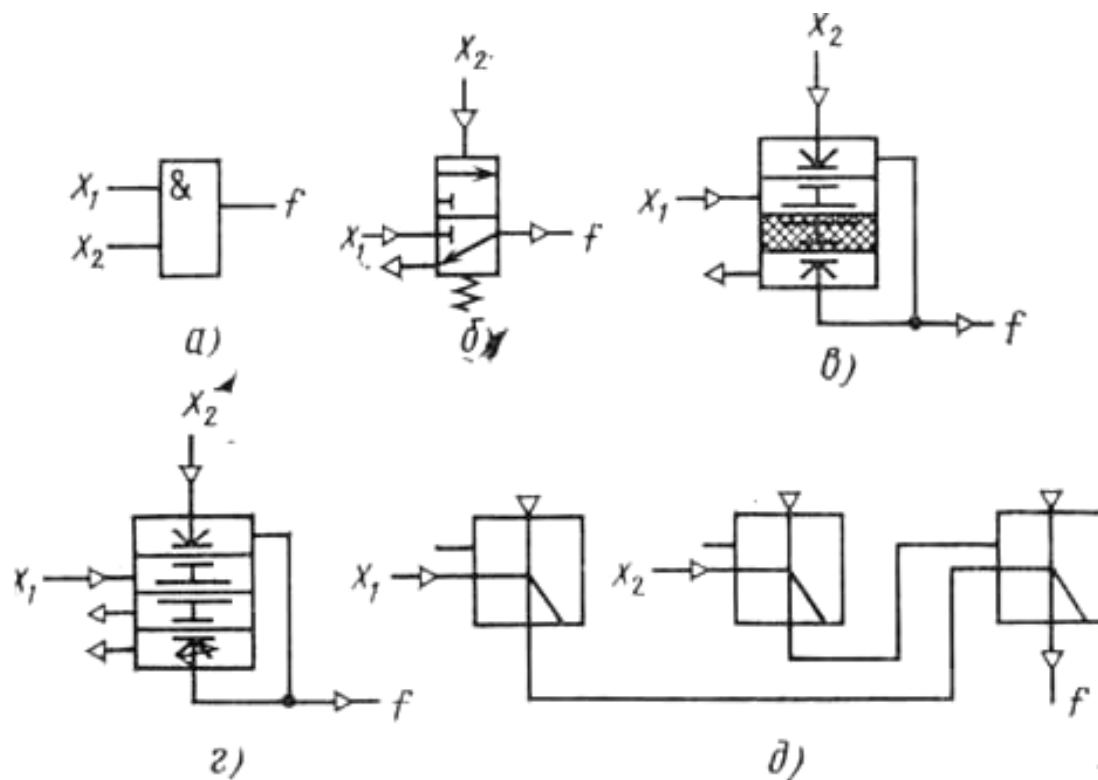


Рис. 55. Реализация логической функции «Конъюнкция»

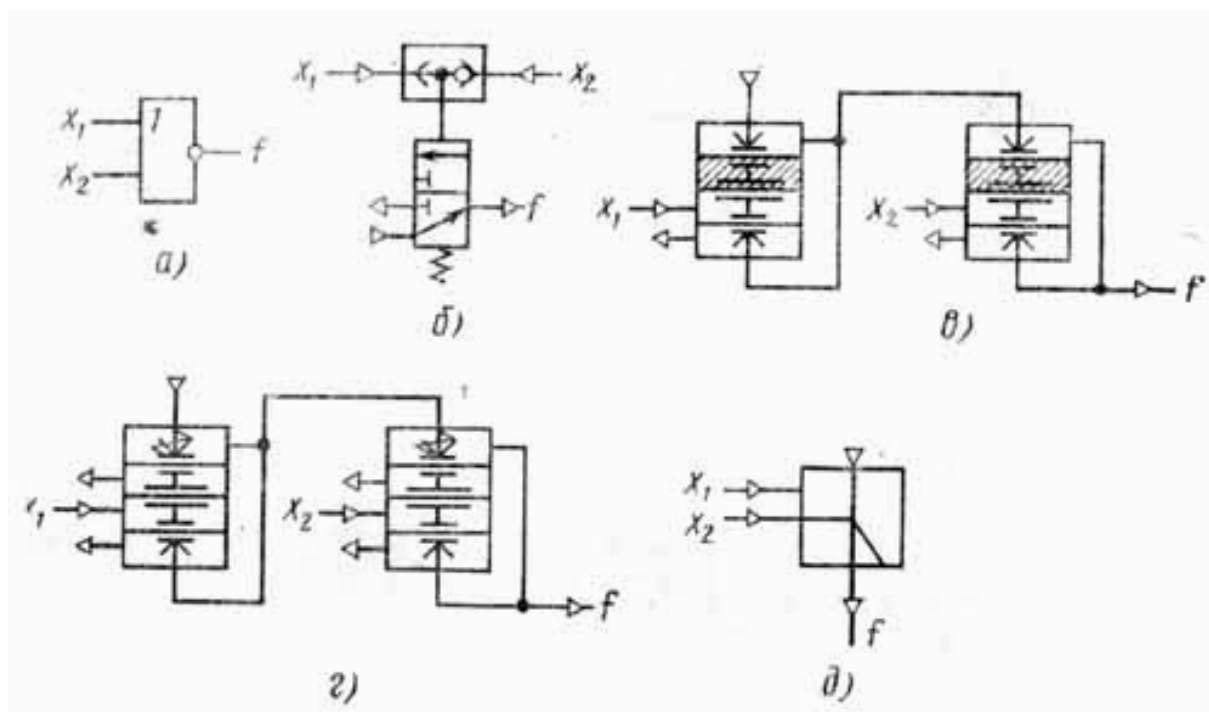


Рис. 56. Реализация логической функции «Стрелка Пирса»



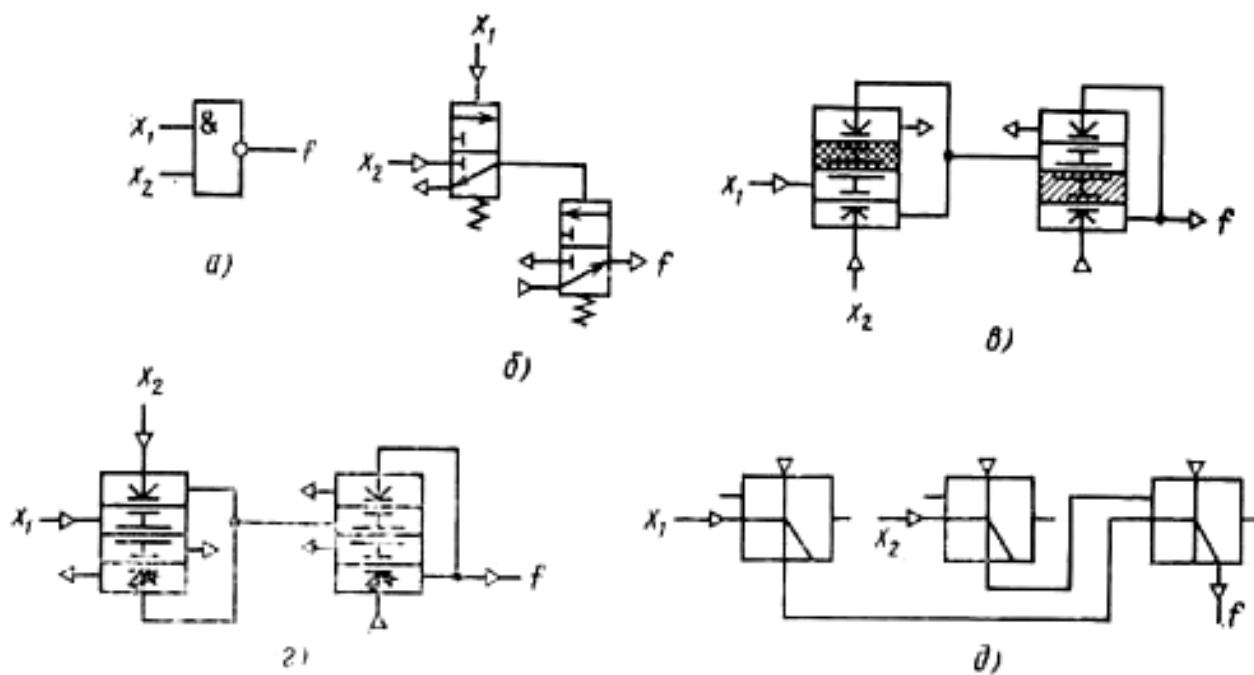


Рис. 57. Реализация логической функции «Штрих Шеффера»

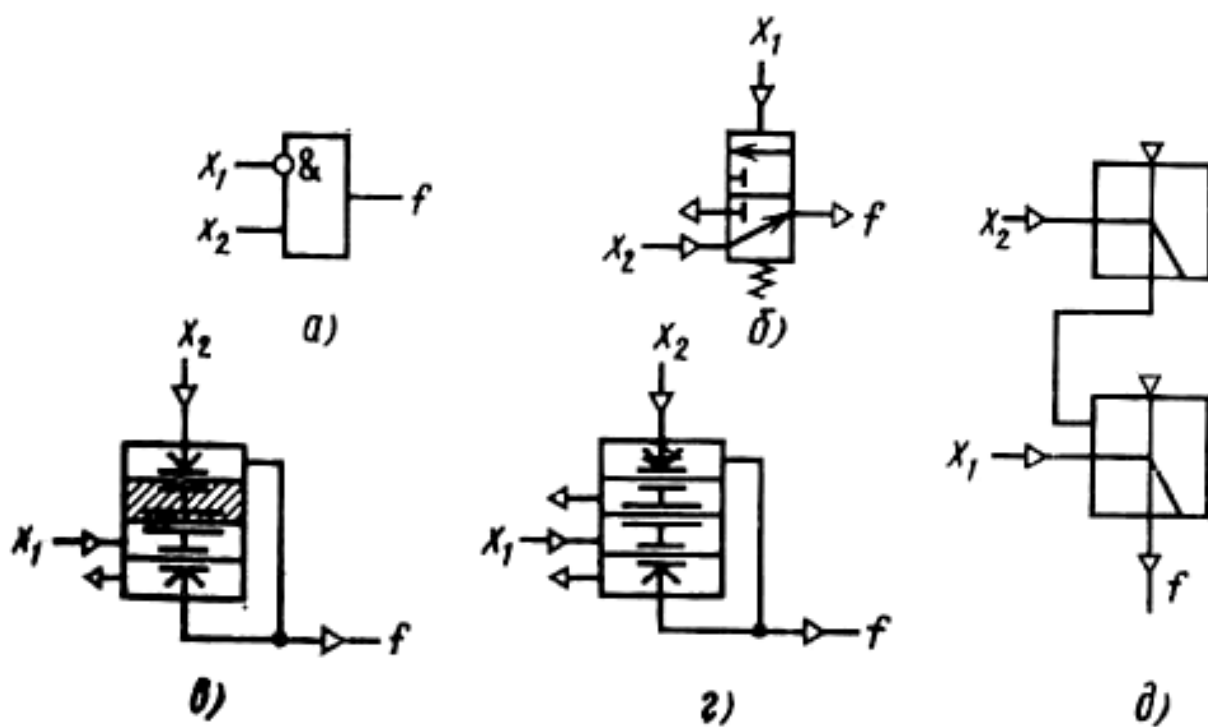


Рис. 58. Реализация логической функции «Запрет»

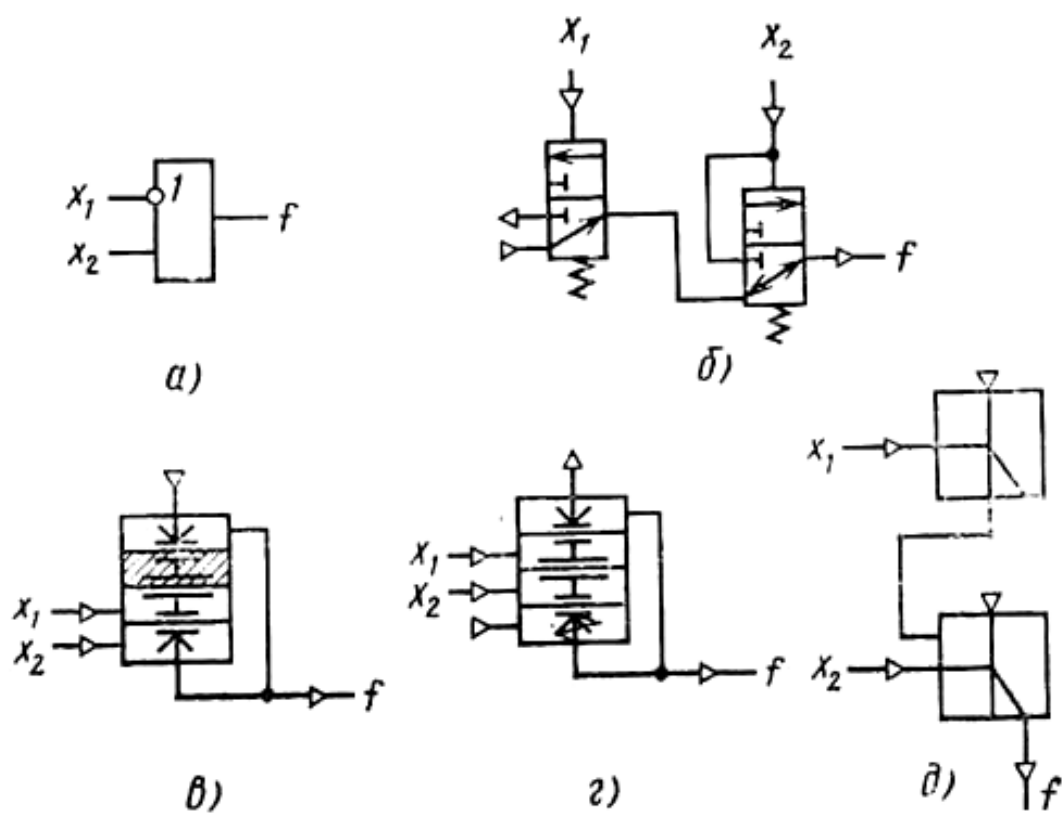


Рис. 59. Реализация логической функции «Импликация»

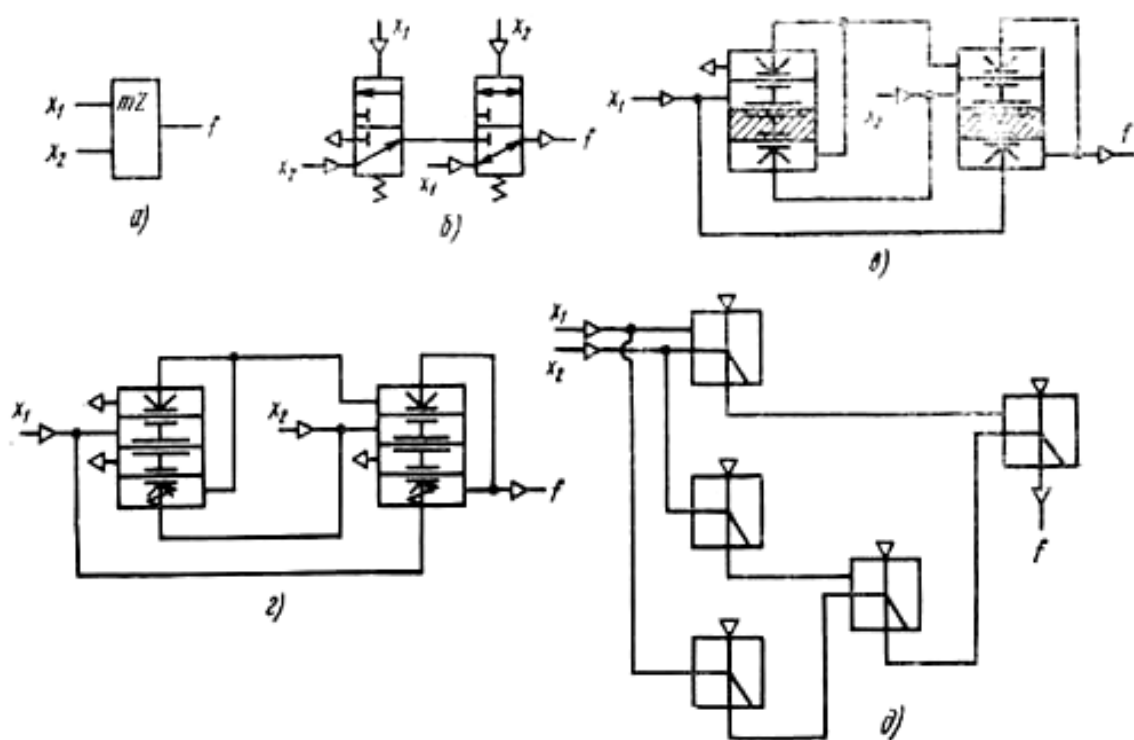


Рис. 60. Реализация логической функции «Неравнозначность»

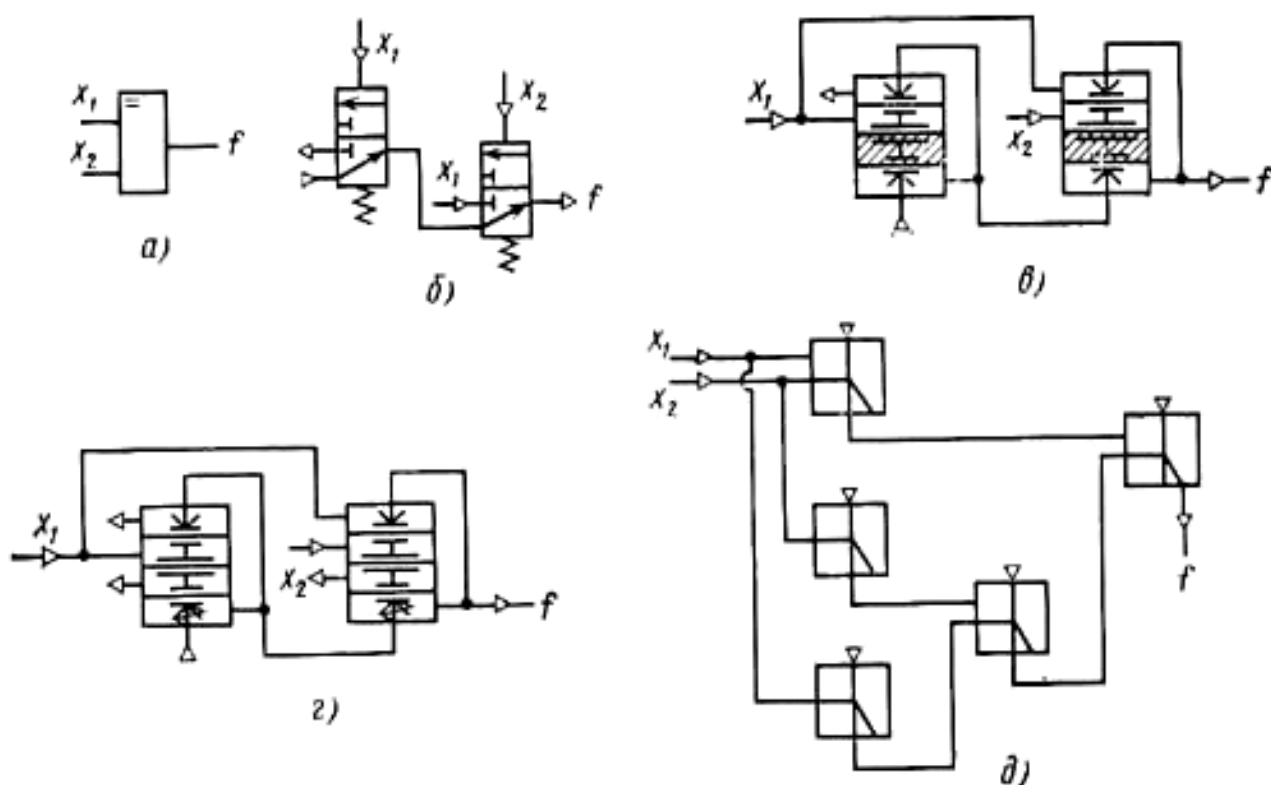


Рис. 61. Реализация логической функции «Равнозначность»

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Башта Т.Б. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – М.: Машиностроение, 1972. – 320 с.
2. Берендс Т.К., Ефремов Т.К., Тагаевская А.А. Элементы и схемы пневмоавтоматики. – М.: Машиностроение, 1976. – 310 с.
3. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчет пневмоприводов: справ. пособие. – М.: Машиностроение, 1975. – 272 с.
4. Денисов А.А., Нагорный В.С. Пневматические и гидравлические устройства автоматики: учеб. пособие для вузов. – М.: Высш. школа, 1978. – 214 с.
5. Ефремова Т.К. Пневматические комплексы технических средств автоматизации. – М.: Машиностроение, 1987. – 279 с.
6. Ибрагимов И.Л. Элементы и системы пневмоавтоматики: учебник для вузов. – М.: Высш. школа, 1984. – 360 с.
7. Кудрявцев А.И. Монтаж, наладка и эксплуатация пневмоприводов и устройств. – М.: Машиностроение, 1990. – 207 с.
8. Наземцев А.С. Гидравлические и пневматические системы. Часть 1. Пневматические приводы и средства автоматизации: учеб. пособие. – М.: Форум, 2004. – 340 с.
9. Наземцев А.С., Рыбальченко Д.Е. Гидравлические и пневматические системы. Часть 2. Гидравлические приводы и системы: Основы: учеб. пособие. – М.: Форум, 2007. – 304 с.
10. Пневматические устройства и системы в машиностроении: справочник / Под ред. Е.В. Герц. – М.: Машиностроение, 1981. – 408 с.

11. Погорелов В.И. Элементы и системы гидропневмоавтоматики: учеб. пособие. – Л.: Изд-во ЛГУ, 1979. – 184 с.
12. Рачков М.Ю. Пневматические средства автоматизации: учеб. пособие. – М.: МГИУ, 2005. – 288 с.
13. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы: справочник. – М.: Машиностроение, 1988. – 512 с.
14. Слюсарев А.Н. Гидравлические и пневматические элементы и приводы промышленных роботов. – М.: Машиностроение, 1989. – 168 с.
15. Сосонкин В.Л. Дискретная гидроавтоматика. – М.: Машиностроение, 1972. – 160 с.
16. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики: учеб. пособие для вузов. – М.: Машиностроение, 1979. – 232 с.
17. Элементы и устройства пневмоавтоматики высокого давления. Отраслевой каталог. – М.: НИИМАШ, 1982. – 112 с.
18. Элементы и устройства пневмоавтоматики низкого давления. Струйная техника: каталог-справочник. – М.: НИИМАШ, 1978. – 155 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

1. Общие сведения об устройствах гидропневмоавтоматики .....	4
1.1. Области применения, достоинства и недостатки устройств ГПА.....	4
1.2. Рабочие тела гидропневмоприводов .....	6
1.3. Источники питания пневмо- и гидросистем .....	9
1.4. Уплотнения и трубопроводы .....	16
2. Пневматические и гидравлические приводы.....	25
2.1. Исполнительные механизмы пневмо- и гидроприводов.....	25
2.2. Аппаратура управления .....	44
2.3. Регулирующие устройства ГПА.....	49
2.4. Вспомогательные устройства гидро- и пневмоприводов.....	55
2.5. Регулирование скорости движения исполнительных механизмов .....	64
2.6. Следящие гидроприводы .....	74
3. Дискретная пневмоавтоматика.....	79
3.1. Дискретные (логические) элементы гидропневмоавтоматики .....	79

3.2 Реализация логических функций на различных элементах ГПА .....	84
Библиографический список.....	90

*Учебное издание*

ГИДРОПНЕМОАВТОМАТИКА

Учебное пособие

Составители:

Гудинов Владимир Николаевич

Скабкин Николай Георгиевич

Семенова Ирина Анатольевна

\* \* \*

Печатается в авторской редакции

\* \* \*

Подписано к печати 10.2012  
Формат 60х90 1/16. Бумага писчая  
Отпечатано на дупликаторе  
Гарнитура Times New Roman  
Усл. п.л. 5,75; уч.-изд. л. 5,75  
Тираж 100 экз. Заказ  
Цена договорная

---

Отпечатано в подразделении оперативной полиграфии УМУ «СибАДИ»  
644080, г. Омск, пр. Мира, 5