

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РФ  
ВОЛГОГРАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

**В. А. Горюнов, Е. А. Дьячков, Э. И. Чаплыгин**

## **ПНЕВМОГИДРОАВТОМАТИКА**

### **ЧАСТЬ I**

(пневматические и гидравлические устройства)

Учебное пособие

РПК «Политехник»

Волгоград 2005

УДК 62.525

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. А. Д. Грига, Волжский политехнический институт; зам. главного конструктора ОАО «Волгограднефтемаш» В.А. Иванов

ПНЕВМОГИДРОАВТОМАТИКА. Учебное пособие. Часть I (пневматические и гидравлические устройства): Учебное пособие / В. А. Горюнов, Е. А. Дьячков, Э. И. Чаплыгин / ВолгГТУ. – Волгоград, 2005. - 80 с.

Рассмотрены общие принципы работы пневмогидравлических систем автоматического управления. Изложены вопросы выбора оптимальной системы, с точки зрения решаемых задач. Описаны параметры рабочего тела и составные части привода.

Пособие предназначено для студентов обучающихся по направлению 657900 «Автоматизированные технологии и производства».

Ил. 29. Табл. 12. Библиогр. 13 назв.

Печатается по решению редакционно-издательского совета  
Волгоградского государственного технического университета

© Волгоградский  
государственный  
технический  
университет,  
2005

## ВВЕДЕНИЕ

Использование энергии жидкости и сжатого газа началось на самых ранних этапах развития автоматики как самостоятельного научно-технического направления.

*Пневмогидроавтоматика* – область техники управления, охватывающая принципы и устройства, применяемые для построения средств и систем автоматического контроля и управления, использующих в работе различные эффекты газостатики, газодинамики, аэрогидродинамики, гидростатики и гидродинамики.

Средства пневмогидроавтоматики целесообразно использовать в технических и экономически обоснованных случаях.

Сравнивая пневматические и гидравлические устройства автоматики с электрическими и электронными, можно констатировать следующее.

Электрические (электронные) устройства обладают высоким быстродействием, сигналы легко передаются на большие расстояния. В исполнительных устройствах следует отметить простоту преобразования электрической энергии во вращательное движение с возможностью плавного регулирования скорости.

К недостаткам электрических устройств следует отнести пожаро- и взрывоопасность, чувствительность к действию радиационных и магнитных полей, а также к колебаниям температуры. Для исполнительных устройств характерны большая металлоемкость и относительно высокая стоимость.

К достоинствам пневматических и гидравлических устройств можно отнести их взрыво- и пожаробезопасность, нечувствительность к действию радиационных и магнитных полей, вибрациям, а также колебаниям температуры. Применительно к исполнительным устройствам следует отметить простоту преобразования энергии рабочего тела в поступательное перемещение выходного звена, легкость плавного регулирования скорости движения, малую металлоемкость.

К недостаткам следует отнести сравнительно низкое быстродействие, ограничение расстояния передачи сигнала, большие размеры элементов по сравнению с электронными.

Преимущества гидравлических и пневматических устройств (особенно элементов струйной пневмоавтоматики) проявляются при необходимости эксплуатации систем управления в тяжелых условиях – при резких колебаниях температуры, высокой влажности и запыленности воздуха, наличии радиации, действия электромагнитных полей и значительных вибрационных ускорениях.

Из приведенного сравнения пневматических и электрических устройств автоматики следует, что для тех и других есть области оптимального применения.

Пневматические устройства целесообразно применять при автоматизации сравнительно медленных процессов и использовании небыстродействующих агрегатов, особенно, если аппаратура автоматики должна работать в тяжелых условиях. Гидравлические устройства достаточно широко используются для создания исполнительных механизмов и аппаратуры управления ими. Кроме того, в некоторых случаях, наиболее оптимальным является совместное использование различных по роду энергий средств автоматики, то есть создание комбинированных устройств автоматического управления.

Изучение элементов и систем пневмо- и гидроавтоматики в одном курсе обусловлено тем, что они имеют общую энергетическую природу, однотипные законы, описывающие процессы перехода механической энергии из потенциальной в кинетическую и обратно.

В то же время, наряду с общностью между пневматическими и гидравлическими устройствами, имеется ряд существенных различий. Главными из них являются различия в свойствах рабочих тел и широте области применения. Воздух – сжимаем, жидкость – практически несжимаема. Пневматические устройства применяются на всех этапах преобразования информации (от получения информации до привода в действие исполнительного механизма), а гидравлические в основном только как исполнительные устройства.

В развитии пневмоавтоматики можно выделить четыре этапа, характеризующихся применением следующих средств: крупногабаритных универсальных приборов; блочных устройств, реализующих агрегатный принцип; устройств, позволяющих реализовать элементный принцип; элементов и устройств, использующих в работе аэрогидродинамические эффекты.

Первый этап. Главной задачей автоматизации являлась стабилизация режимных параметров различных объектов. Для этого успешно применялись *универсальные крупногабаритные приборы*, в которых в едином корпусе совмещались измерительная система, показывающее, регистрирующее и задающее устройства и регулятор. Объединение всех функций в одной конструкции – достоинство этих приборов, недостаток – громоздкость и узкие функциональные возможности, мешающие создавать сложные взаимосвязанные системы.

Второй этап. *Агрегатный принцип построения* систем промышленной автоматики.

В соответствии с этим принципом системы управления собирались из стандартных блоков, приборов и вычислительных устройств, выполняющих определенную функцию (измерение, регистрацию, установку задания, суммирование, умножение на постоянный коэффициент и др.).

Третий этап. *Элементный принцип* для конструирования систем управления.

Согласно этому принципу, каждый новый пневматический прибор или система создавались не в виде конструкции, а собирались из пневмоэлементов универсального назначения. Для применения этого принципа необходимо было иметь достаточно полный набор аналоговых и дискретных элементов и средств для их оперативного монтажа в схемы. Для реализации этого принципа была разработана универсальная система элементов промышленной пневмоавтоматики (УСЭПА), построенная на базе типовых звеньев, выполняющих элементарные операции. Элементный принцип построения позволял строить любые одноконтурные и многоконтурные релейные схемы, непрерывные и дискретные регулирующие устройства, системы автоматической оптимизации и различные

схемы комплексной автоматизации производственных процессов, содержащие сотни и тысячи элементов.

Составляющие элементы системы УСЭПА содержат упругие и подвижные детали. В известном смысле они аналогичны электромеханическим приборам.

Четвертый этап. В конце 50-х годов прошлого века был разработан новый принцип построения систем управления на базе пневматических элементов и приборов, основанный на эффектах взаимодействия потоков между собой и с твердыми стенками (элементы называют *струйными*, приборы, построенные на этих эффектах – *струйной техникой*). Струйные приборы в некотором смысле аналогичны электронным приборам, выполняющим подобные функции. Используя взаимодействие потоков между собой и с твердыми стенками, удастся при очень малых размерах и без всяких подвижных и упругих деталей строить разнообразные приборы непрерывной и дискретной техники, аналоговые и цифровые вычислительные и управляющие машины.

## 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПНЕВМАТИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВАХ

### 1.1. Свойства воздуха

Рабочим телом в пневматических системах управления является сжатый газ (обычно воздух). На практике при термодинамических расчетах используют параметры сухого воздуха. Поправку на влажность вносят только при особых требованиях к точности.

Основными параметрами, характеризующими состояние сжатого воздуха, являются давление, температура и плотность.

Давление  $p$  представляет собой силу, действующую по нормали к поверхности тела и отнесенную к единице площади этой поверхности. В системе СИ единицей измерения давления служит паскаль (Па), равный давлению силы в 1 ньютон (Н), распределенной по поверхности площадью  $1 \text{ м}^2$ .  $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$ .

Соотношения между основными единицами давления приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1.

## Соотношения между единицами измерения давления

Единица измерения	Единица измерения				
	Па	кгс/см <sup>2</sup>	бар	мм рт. ст.	мм вод. ст.
1 Па (Н/м <sup>2</sup> )	1	$1,02 \cdot 10^{-5}$	$10^{-5}$	$7,5 \cdot 10^{-3}$	0,102
1 кгс/см <sup>2</sup>	$9,81 \cdot 10^4$	1	0,98	735,6	$10^4$
1 бар	$10^5$	1,02	1	750	$1,02 \cdot 10^{-4}$
1 мм рт. ст.	133,3	$1,36 \cdot 10^{-3}$	$1,33 \cdot 10^{-3}$	1	13,6
1 мм вод. ст.	9,81	$10^{-4}$	$9,81 \cdot 10^{-5}$	$7,36 \cdot 10^{-2}$	1

В зависимости от принятого начала отсчета, различают избыточное, вакуумметрическое и абсолютное давление. Избыточным называется превышение давления над атмосферным, а вакуумметрическим – недостаток давления до атмосферного. Абсолютное давление измеряется от нуля и равно сумме атмосферного и избыточного (взятого со знаком «плюс») или вакуумметрического (взятого со знаком «минус») давления.

В теоретические зависимости подставляется абсолютное давление, которое является одним из параметров состояния.

Параметром состояния газа является также абсолютная температура  $T$ , отсчет которой ведут от абсолютного нуля, лежащего на  $273^\circ$  ниже нуля по шкале Цельсия, то есть  $T = t^\circ + 273^\circ$ , где  $t^\circ$  – температура в градусах Цельсия. Абсолютную температуру измеряют в кельвинах (К).

Для измерения температуры наибольшее распространение получила международная стоградусная шкала – шкала Цельсия, в которой  $0^\circ\text{C}$  – точка плавления льда, а  $100^\circ\text{C}$  – точка кипения воды при давлении 760 мм рт. ст., что соответствует среднему давлению атмосферы на уровне моря. Применяются и другие шкалы (см. табл. 1.2).

## Соотношения между температурными шкалами

Шкала	Шкала		
	Кельвина, $K$	Цельсия, $^{\circ}C$	Фаренгейта, $^{\circ}F$
Кельвина, $K$	1	$^{\circ}C + 273$	$(^{\circ}F - 32)/1,8 + 273$
Цельсия, $^{\circ}C$	$K - 273$	1	$(^{\circ}F - 32)/1,8$
Фаренгейта, $^{\circ}F$	$1,8 K - 459$	$1,8 ^{\circ}C + 32$	1

Плотностью  $\rho$  называется масса, приходящаяся на единицу объема ( $\text{кг/м}^3$ )

$$\rho = m/V,$$

где  $V$  и  $m$  – соответственно объем ( $\text{м}^3$ ) и масса ( $\text{кг}$ ) газа.

Иногда используют понятие удельного веса, под которым понимают вес вещества в единице объема ( $\text{Н/м}^3$ )

$$\gamma = \rho g,$$

где  $g$  – ускорение свободного падения ( $\text{м/с}^2$ ).

Параметры состояния газа  $p$ ,  $\rho$ ,  $T$  связаны между собой уравнением состояния, вид которого в общем случае зависит от свойств газа:

$$F(p, \rho, T) = 0.$$

Сжатый воздух при решении задач пневмогидроавтоматики обычно рассматривают как идеальный газ, то есть газ, у которого отсутствуют силы взаимодействия между молекулами, а молекулы являются материальными точками, не имеющими объема. Для идеального газа справедливо уравнение состояния Клапейрона



$$pV = mRT, \quad (1.1)$$

или для единицы массы газа

$$p/\rho = RT. \quad (1.2)$$

Коэффициент пропорциональности  $R$  называется удельной газовой постоянной. Его значение зависит только от свойств газа, Для сухого воздуха  $R = 287 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ .

Реальный газ отличается от идеального в основном наличием сил внутреннего трения. Динамический коэффициент вязкости  $\mu$ , ( $\text{Па}\cdot\text{с}$ ), который определяется силами внутреннего трения, связан с кинематическим коэффициентом вязкости  $\nu$ , ( $\text{м}^2/\text{с}$ ), следующей зависимостью:

$$\nu = \mu/\rho.$$

Вязкость воздуха в зависимости от температуры можно определить по эмпирической формуле:

$$\mu_1 = \mu_0(T_1/273)^{0,75},$$

где  $\mu_1$  – динамический коэффициент вязкости при температуре  $T_1$ ;

$\mu_0$  – динамический коэффициент вязкости при температуре 273 К (0 °С).

## 1.2. Термодинамические процессы

Термодинамическим процессом называют последовательное изменение параметров газа при переходе его из одного состояния в другое.

**Изохорный процесс.** При изохорном процессе выполняется условие  $d\rho = 0$ , или  $\rho = \text{const}$ . Из уравнения состояния идеального газа (1.2) следует, что  $p/T = R\rho = \text{const}$ , то есть давление газа прямо пропорционально его температуре:

$$p_1/p_2 = T_1/T_2.$$

**Изобарный процесс.** При изобарном процессе выполняется условие  $dp = 0$  или  $p = \text{const}$ . Из уравнения состояния идеального газа (1.2) следует, что

$$\rho_1/\rho_2 = T_2/T_1,$$

то есть в изобарном процессе плотность газа обратно пропорциональна его температуре.

**Изотермический процесс.** При изотермическом процессе выполняется условие  $dT = 0$  или  $T = \text{const}$ . Из уравнения состояния идеального газа (1.2) следует, что  $p/\rho = RT = \text{const}$ , или

$$p_2/p_1 = \rho_2/\rho_1,$$

то есть давление и плотность прямо пропорциональны друг другу.

**Адиабатный процесс.** Процесс, происходящий без теплообмена с окружающей средой, называется адиабатным, то есть  $\delta q = 0$ . Для адиабатного процесса:

$$\frac{p_1}{\rho_1^k} = \frac{p_2}{\rho_2^k},$$

где  $k$  – показатель адиабаты, принимаемый для воздуха  $k = 1,4$ .

**Политропный процесс.** Любой произвольный процесс можно описать уравнением

$$p/\rho^n = \text{const}, \quad (1.3)$$

подбирая соответствующее значение  $n$ . Процесс, описываемый уравнением (1.3), называется политропным. Показатель политропы  $n$  может принимать любое численное значение в пределах от 0 до  $+\infty$ , но для данного установившегося процесса он является величиной постоянной. Так для вышеприведенных процессов имеем:

- для изохорного процесса  $n = +\infty$ ;
- для изобарного процесса  $n = 0$ ;
- для изотермического процесса  $n = 1$ ;
- для адиабатного процесса  $n = k$ .

Политропный процесс охватывает всю совокупность основных термодинамических процессов.

### 1.3. Основные закономерности течения газов

#### **Уравнение неразрывности потока.**

При установившемся движении газа массовый расход одинаков во всех сечениях канала

$$G = \rho w f = \text{const},$$

где  $w$  - средняя скорость течения газа;

$f$  – площадь поперечного сечения канала.

#### **Уравнение Бернулли.**

Для любых сечений потока при установившемся движении сохраняется сумма напоров – скоростного  $\alpha w^2/2g$ , пьезометрического  $p/\rho g$ , геометрического  $z$  и потеряннго на трение  $h_{\text{тр}}$ , то есть

$$\alpha_1 \frac{w_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho_1 g} + z_1 = \alpha_2 \frac{w_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho_2 g} + z_2 + h_{\text{мп}},$$

где  $z_1$  и  $z_2$  – высота центра тяжести поперечного сечения потока в сечениях 1 и 2;

$\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – коэффициенты кинетической энергии, значение которых зависит от вида течения (см. ниже);

$h_{тр}$  – потери на трение при движении потока от сечения 1 до сечения 2.

### **Истечение газа из неограниченного объема.**

При адиабатном характере истечения из неограниченного объема (начальная скорость равна нулю) массовый расход воздуха определяется по формуле

$$G = \mu_p f p_1 \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (1.4)$$

где  $p_1$  – давление газа в неограниченном объеме;

$p_2$  – давление газа в сечении канала, куда истекает газ;

$\mu_p$  – коэффициент расхода.

Коэффициент расхода представляет собой отношение действительного расхода воздуха к теоретическому. Он учитывает изменение расхода вследствие принятых допущений и обычно определяется экспериментально.

При определенном отношении давлений, называемом критическим, расход достигает максимального значения

$$\left( \frac{p_2}{p_1} \right)_{кр} = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

Если  $k = 1,4$  (для воздуха), то  $\left( \frac{p_2}{p_1} \right)_{кр} \approx 0,528$ .

Процесс истечения газа при отношении давлений, больше чем критическое, называют *подкритическим* и расход определяют по формуле (1.4). Если отношение давлений меньше критического, то процесс называют *надкритическим* и расход определяют по формуле

$$G_{кр} = \mu_p f \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot p_1 \sqrt{\frac{2k}{(k+1)RT}}.$$

Для воздуха:

$$G_{кр} = \frac{0,0404 \mu_p f p_1}{\sqrt{T_1}},$$

где  $G_{кр}$  – массовый расход в кг/с,  $f$  – площадь сечения канала в м<sup>2</sup>,  $p_1$  – давление в Па,  $T_1$  – температура в К.

Экспериментально установлено, что при отношении давлений, меньше чем критическое, расход остается постоянным и равным  $G_{кр}$  (см. рис.1.1).

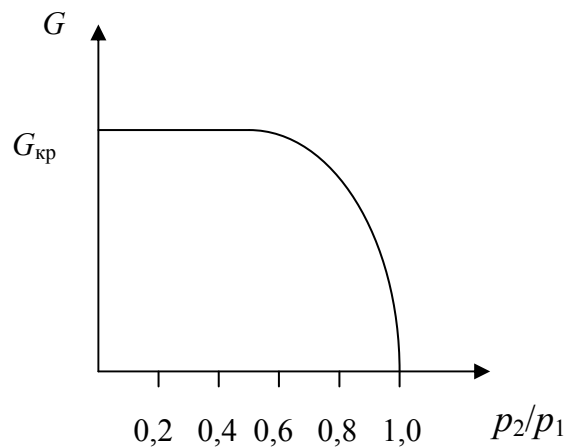


Рис. 1.1. Зависимость массового расхода газа ( $G$ ) от соотношения давлений на выходе ( $p_2$ ) и входе ( $p_1$ ) канала.

### Виды течения.

Различают два вида течения: ламинарное (слои потока движутся равномерно, не смешиваясь) и турбулентное (частицы движутся и в поперечном направлении, что приводит к перемешиванию потока). Переход от одного вида течения к другому наступает при определенных условиях, характеризуемых числом Рейнольдса

$$Re = \frac{4rw}{\nu},$$

где  $w$  – средняя по сечению канала скорость течения, м/с;

$r$  – гидравлический радиус, то есть отношение площади поперечного сечения канала к его периметру, м;

$\nu$  – кинематическая вязкость, м<sup>2</sup>/с.

Для круглого сечения

$$Re = \frac{wd}{\nu}, \quad (1.5)$$

где  $d$  – диаметр канала, м;

Для круглого сечения при  $Re < 2300$  имеет место ламинарный вид течения, при  $Re > 2300$  – турбулентный. В зависимости от вида течения коэффициент  $\alpha$  в уравнении Бернулли принимает значения  $\alpha = 1$  ( $Re > 2300$ ) и  $\alpha = 2$  ( $Re < 2300$ ).

#### 1.4. Основные параметры пневматических устройств

**Условный проход** (условный диаметр,  $D_y$ ) характеризует внутреннее проходное сечение пневматического устройства. Для круглого проходного сечения величина условного прохода ( $D_y$ ) совпадает с геометрическим диаметром этого сечения. Для некруглого проходного сечения величина условного прохода будет равна диаметру окружности, площадь которой равна площади проходного сечения.

Следует заметить, что условный проход устройства неоднозначно определяет его расходную характеристику, которая в зависимости от вида и величины местных сопротивлений может быть различной при одинаковых условных проходах.

**Диапазон давлений** определяется минимальным и номинальным давлениями. Под номинальным давлением понимают наибольшее манометрическое давление, при котором устройство должно работать в течение установленного срока службы с сохранением параметров в пределах установленных норм.

**Расходная характеристика** проточного пневматического устройства определяет количество (массу или объем) воздуха, проходящего через него в единицу времени в зависимости от величины и соотношения давлений на входе и выходе устройства. Расходная характеристика пневматических устройств является одним из основных параметров, определяющих быстродействие и величину потерь давления в пневмосистемах.

При задании расходной характеристики пользуются параметром, характеризующим гидравлическое сопротивление устройства. В качестве такого параметра принимается *пропускная способность*  $K_V$ , представляющая собой расход жидкости, м<sup>3</sup>/ч, с плотностью, равной 1000 кг/м<sup>3</sup>, при перепаде давлений на устройстве 0,098 МПа (ГОСТ 14691-69).

Правила экспериментального определения пропускной способности  $K_V$  регламентированы ГОСТ 14768-69 и в части требований к определению  $K_V$  полностью открытых устройств применимы для проточных пневматических элементов.

В соответствии с ГОСТ 14768-69:

$$K_V = \frac{Q_{\dot{a}}}{\sqrt{\Delta p}},$$

где  $Q_{\dot{a}}$  – объемный расход воды, м<sup>3</sup>/ч;

$\Delta p$  – перепад давления, Па.

Существуют следующие зависимости между пропускной способностью  $K_V$ , перепадом давления и объемным расходом воздуха, приведенным к нормальным условиям, то есть к температуре 293 К (20 °С) и давлению 101325 Па:

для подкритического режима течения

$$Q = K_V \sqrt{(p_1 - p_2)p_2},$$

для надкритического режима течения

$$Q = \frac{K_V p_1}{2},$$

где  $p_1$  и  $p_2$  – абсолютное давление воздуха соответственно на входе и выходе, Па.

На практике часто возникает задача определения падения давления ( $p_1 - p_2$ ) на устройстве при заданных давлении  $p_2$  на выходе и расходе  $Q$ . Если известна величина  $K_V$ , то

$$p_1 - p_2 = \frac{Q^2}{K_V^2 p_2}.$$

Другой типовой задачей является выбор устройства, например распределителя, с требуемой пропускной способностью, если известны  $Q$ ,  $p_1$  и  $p_2$ . В этом случае определяют

$$K_V = \frac{Q}{\sqrt{(p_1 - p_2) p_2}} \quad (1.6)$$

и выбирают аппарат с требуемым значением  $K_V$ . Выражение (1.6) может быть использовано для экспериментального определения  $K_V$  путем измерения величин расхода  $Q$  воздуха и давлений  $p_1$  и  $p_2$ .

Пропускная способность  $K_V$  цепи, состоящей из проточных устройств (участков), каждое из которых характеризуется пропускной способностью  $K_{Vi}$  ( $i = 1, 2, \dots, n$ ), определяется следующим образом:

при параллельном соединении

$$K_V = K_{V1} + K_{V2} + \dots + K_{Vn};$$

при последовательном соединении



$$\frac{1}{K_V^2} = \frac{1}{K_{V1}^2} + \frac{1}{K_{V2}^2} + \dots + \frac{1}{K_{Vn}^2}.$$

Под **параметрами управляющего воздействия** понимают: минимальную величину усилия, необходимого для переключения устройства при механическом управлении и управлении от оператора; величину давления управления при пневматическом управлении; параметры электрического тока и мощность электромагнита при электромагнитном и электропневматическом управлении.

**Параметры выхода** определяют состояние выходного сигнала в зависимости от состояния входов, изменения давления питания, настройки (например величина задержки пневматического сигнала для пневмоклапанов выдержки времени).

**Утечка воздуха** в пневматических устройствах в соответствии с ГОСТ 18460-91 допускается только в подвижных соединениях. Величину утечек (расход через уплотнительные элементы) можно выразить в единицах расхода воздуха (в случае непосредственного измерения количества вытекаемого воздуха) или характеризовать величиной падения давления (в случае, когда утечку воздуха определяют косвенным методом).

Под **временем срабатывания** пневматических устройств понимают промежуток времени от момента приложения управляющего воздействия до момента полного переключения рабочего органа или до достижения заданного давления в определенном объеме, подсоединенным к выходу пневматического устройства.

**Пропускаемая частота** (частота включений) — максимально возможное число переключений (число циклов «включение — отключение») пневматического устройства в секунду.

**Надежность** — это свойство устройства выполнять заданные функции, сохраняя свои эксплуатационные показатели в заданных пределах в течение требуемого промежутка времени или требуемой наработки на отказ.

**Размеры и масса** для большинства пневматических устройств являются одними из общепринятых показателей качества. На практике часто оценивают не абсолютные их значения, а удельные показатели, представляющие собой отношение объема (массы) устройства к основному параметру (расходной характеристике, развиваемому усилию и т. п.).

## 1.5. Выбор системы управления

### 1.5.1. Сравнительная оценка пневматических и других систем управления

При автоматизации технологических процессов возникает проблема выбора оптимальной – по заданным условиям – системы управления и устройств для ее реализации.

Сравнительные данные для выбора систем управления приведены в табл. 1.3.

### 1.5.2. Прочие критерии для выбора системы управления

Помимо критериев, приведенных в табл. 1.3, при выборе типа системы управления учитываются еще три основных критерия. Во-первых, это *степень сложности* создаваемой системы. Под степенью сложности  $E_c$  понимается отношение суммы числа тактов в цикле  $N_T$  и числа механизмов (исполнительных устройств)  $N_m$  к сумме числа входов  $n$  и выходов  $m$ :

$$E_c = \frac{N_T + N_m}{n + m}.$$

На рис. 1.2 представлена диаграмма, позволяющая выбрать оптимальную (по стоимости) систему управления, с точки зрения сложности объекта управления.

Таблица 1.3.

## Сравнительные данные для выбора систем управления

Критерий сравнения	Система		
	Пневматическая	Гидравлическая	Электрическая
1	2	3	4
Общий КПД силовой системы	Редко превышает 30%	Не более 70%	Не более 90%
Потери энергии при передаче	Меньше, чем в гидравлических	Наибольшие из сравниваемых	Наименьшие из сравниваемых
Максимальная скорость передачи сигнала	До 360 м/с	1000 – 1200 м/с	$3 \cdot 10^8$ м/с
Скорость исполнительных механизмов	Высокая	Ниже, чем у пневматических и электрических	Ниже, чем у пневматических
Плавность перемещения и точность останова	Практически не обеспечивается без применения спец. устройств	Высокая и легко регулируемая	Лучше, чем у пневматических, но хуже, чем у гидравлических
Удары в конце хода	Сравнительно большой удар	Удары практически отсутствуют	Сравнительно большой удар
Чувствительность к перегрузкам исполнительных механизмов	Не чувствительна	Повышенный нагрев рабочей жидкости	Чувствительна. Длительные перегрузки выводят из строя электродвигатели
	При значительных перегрузках останавливаются без поломок		

1	2	3	4
Частота пропускания логических элементов, Гц	Высокого давления до 40; среднего – до 18; низкого – до 500	До 100	Электроконтактная – до 200; электронная – до $10^7$
Время срабатывания выходных устройств, с	0,02 – 0,1	0,06 – 0,1	0,05 – 0,15
Пожаро- и взрывобезопасность	Неограниченная	Достаточная при использовании негорючей раб. жидкости	Требуется специальное исполнение
Влияние запыленности и влажности	Практически не влияют	Загрязняется рабочая жидкость	Требуется специальное исполнение
Влияние магнитных полей	Не влияют на работоспособность		Могут вызвать ложные срабатывания
Накопление энергии	Установка простых емкостей	Установка сложных гидро-аккумуляторов	Установка громоздких электроаккумуляторов
Монтаж, демонтаж и эксплуатация линий передачи энергии	Не вызывает трудностей	Сложнее, чем для пневмосистем	Не вызывает трудностей, но есть опасность поражения током

Вторым критерием является *временной фактор*, то есть время приведения в действие исполнительных устройств. Речь идет об учете расстояния между исполнительными механизмами и системой управления, которое может достигать нескольких метров. В таких случаях необходимо определить расстояние, которое влияет на полное время реакции установки. Как показали исследования, если расстояние между точкой ввода оперативной информации (датчик, см. рис. 1.3) и оперативной частью (исполнительный механизм, см. рис. 1.3) не превосходит 3-х метров, то время реакции чисто пневматической установки значительно меньше, чем соответствующее время для электрической системы. На рисунке 1.4 представлены графики зависимости времени реагирования контура  $t_p$  для пневматических (кривая 1) и электрических (кривая 2) систем управления от расстояния  $l$  между датчиком и исполнительным механизмом.

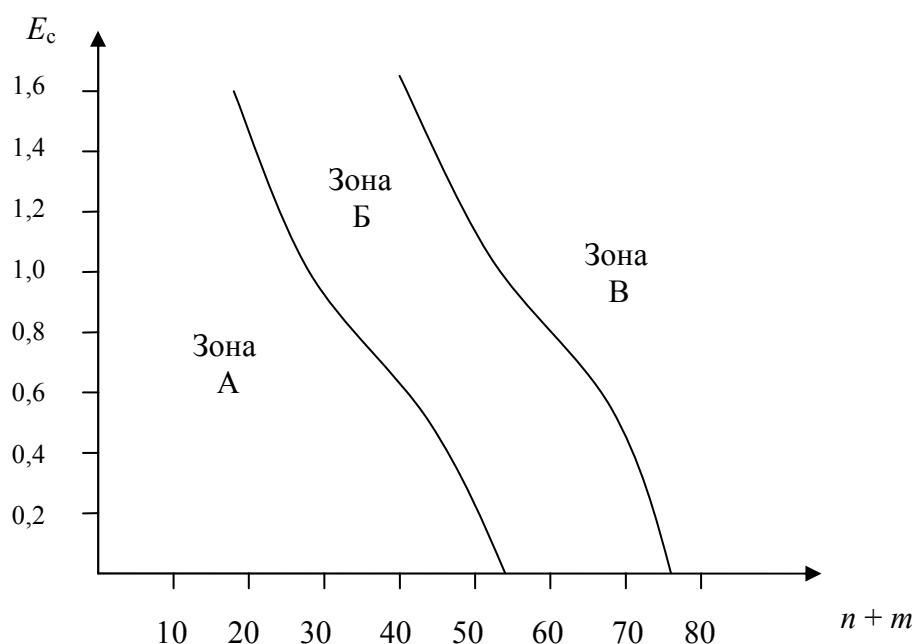


Рис. 1.2. Выбор системы управления по степени сложности объекта управления:

$E_c$  — степень сложности системы;  $n$  — число входов;  $m$  — число выходов.

Зона А — пневматическая система; зона Б — свободный выбор;

зона В — электронная система.

Третий критерий связан с характером возможных *модификаций цикла* работы устройства. Для случая, когда изменение цикла производится достаточно часто или, когда время изменения цикла ограничено, идеальным является

программируемый электронный контроллер (многопозиционный переключающий аппарат). В противоположность этому для фиксированного рабочего цикла, что характерно для 80-90% машин, более пригодна пневматическая система.

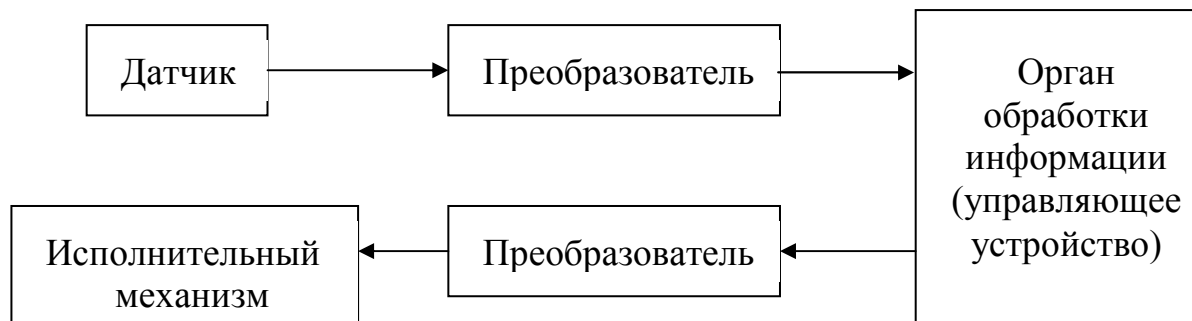


Рис. 1.3. Типичный контур управления.

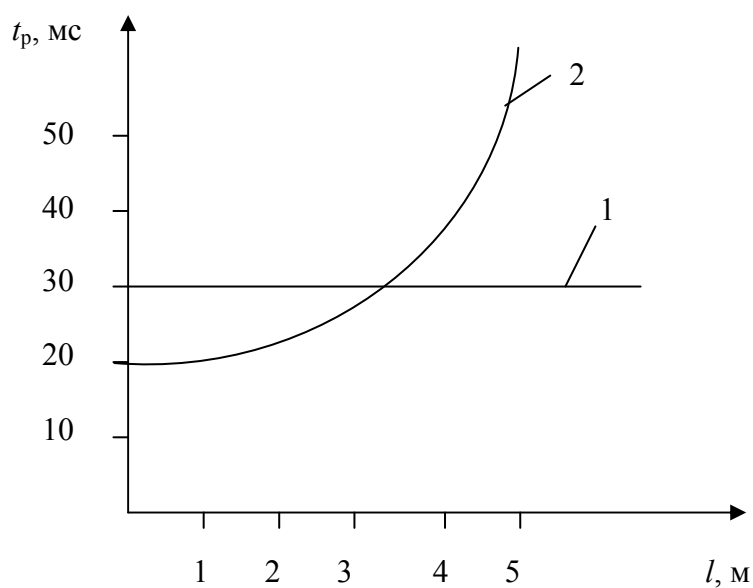


Рис. 1.4. Время реагирования систем различного типа:

$t_p$  – время реагирования контура;

$l$  – расстояние от датчика до исполнительного механизма;

1 – электрическая система; 2 – пневматическая система.

## 2. ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ

### 2.1. Составные части приводов

В соответствии с ГОСТ 17752-72 пневматическая система – это техническая система, состоящая из устройств, находящихся в непосредственном контакте с рабочим газом (обычно воздухом).

Наибольшее применение энергия сжатого воздуха получила в **пневмоприводах**, то есть в системах взаимосвязанных пневматических устройств, предназначенных для преобразования энергии сжатого воздуха в движение одного или нескольких исполнительных механизмов по заданному закону.

Пневматические и гидравлические приводы состоят из трех основных частей: силовой, распределительной и рабочей. Все части привода связаны между собой коммутационными линиями (каналами). Источником энергии у пневматических приводов является компрессор, а у гидравлических – насос. В распределительную часть входят контрольно-регулирующая, распределительная и вспомогательная аппаратура. Рабочей частью являются пневмо- и гидродвигатели, рабочий орган которых совершает возвратно-поступательное, возвратно-поворотное или вращательное движение.

Структурная схема привода представлена на рисунке 2.1.

#### 2.1.1. Классификация промышленных пневмогидроприводов

1) По источнику рабочей среды:

- компрессорный;
- аккумуляторный;
- магистральный.

2) По характеру движения выходного звена:

- поступательного движения;

- поворотного движения;
- вращательного движения.

3) По возможности регулирования:

- регулируемый;
- нерегулируемый.

4) По циркуляции рабочей среды:

- с замкнутой циркуляцией;
- с разомкнутой циркуляцией.

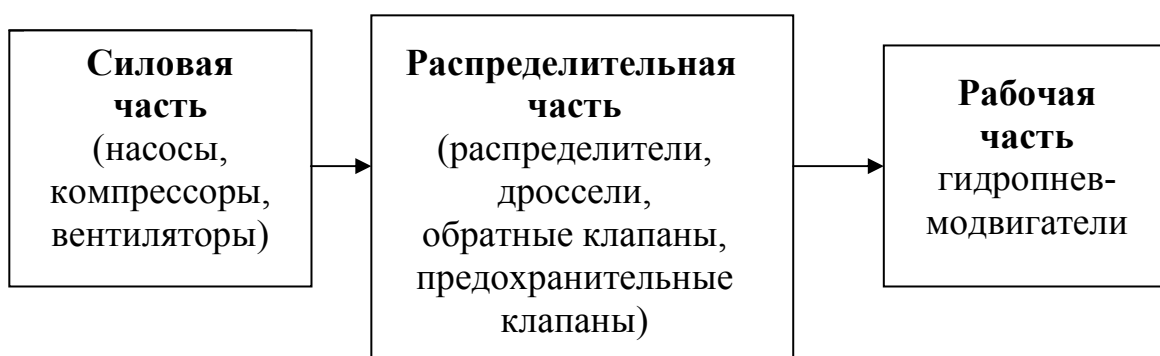


Рис. 2.1. Структурная схема привода

#### 2.1.2. Основные элементы пневмопривода

1) Компрессоры:

- стационарные;
- передвижные.

2) Пневмоемкости

3) Пневмодвигатели:

- возвратно-поступательные;
- возвратно-поворотные;
- вращательного действия.

4) Пневмоаппараты:

- направляющие;



- регулирующие.

5) Кондиционеры рабочей среды:

- маслораспылители;

- фильтры;

- глушители.

6) Пневмолинии:

- трубопроводы;

- соединения.

## 2.2. Источники энергии в пневматических и гидравлических системах

В промышленной пневмоавтоматике принято три диапазона давлений питания: низкий (0,0012 – 0,005 МПа), нормальный (0,118 – 0,175 МПа) и высокий (0,4 – 0,98 МПа). Давление низкого диапазона применяют для питания устройств струйной пневмоавтоматики. Для питания основных управляющих и регулирующих мембранных приборов пневмоавтоматики используют давление нормального диапазона. Высокое давление применяют для питания исполнительных механизмов.

Наличие в пневмоавтоматике различных диапазонов питающих давлений определяет и различные требования к параметрам питающего воздуха и оборудованию, служащему для его подготовки.

Производство сжатого воздуха для пневмосистем, работающих в нормальном и высоком диапазонах давлений, осуществляется компрессорами. Воздух после компрессора имеет относительную влажность до 100% и насыщен маслом. Поэтому требуется обязательно предусмотреть его осушку и очистку.

Питание струйных систем может производиться от сети высокого давления (обычно цеховой сети), понижая его до необходимого уровня или от источника питания низкого давления (вентилятора).

### 2.2.1. Организация питания от сети высокого давления

Для питания устройств, построенных на элементах струйной техники, может быть использован эжектор. На рис. 2.2 представлена схема организации питания с применением эжектора, который состоит из корпуса 6, сопла питания 4, приемного сопла 7 и фильтра 5. Диаметр питающего сопла должен быть меньше диаметра приемного сопла. Воздух из линии высокого давления проходит через влагомаслоотделитель 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 7, струя создает разрежение внутри корпуса 6. Фильтр 5 всасывает атмосферный воздух, который смешивается с воздухом из сопла 4. Выходя из сопла 7, струя попадает в устройство 10. Манометр 9 служит для контроля давления, поступающего к струйному устройству, а также для настройки редуктора давления 3.

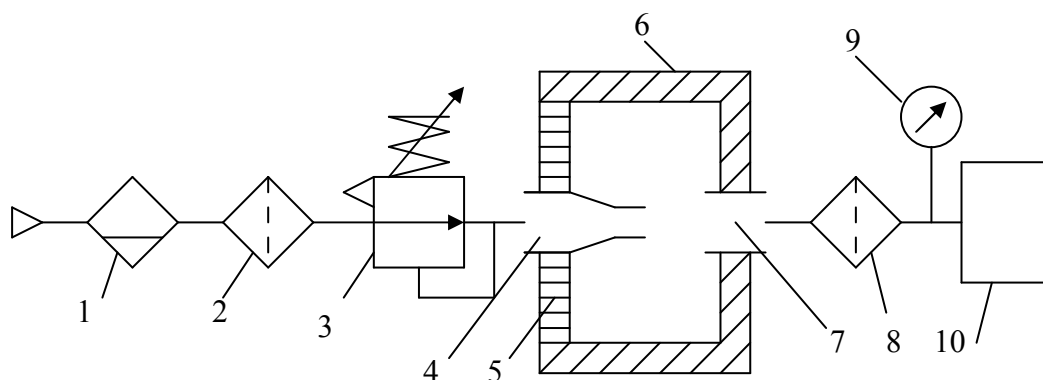


Рис. 2.2. Схема питания струйного устройства от сети высокого давления

Применение эжектора в данном случае целесообразно, так как при расширении воздуха высокого давления к нему добавляется прошедший через фильтр 5 атмосферный воздух и общий расход воздуха значительно возрастает. После эжектора перед подачей в струйное устройство 10 воздух подвергается вторичной очистке от пыли с помощью фильтра тонкой очистки 8. Манометр 9 служит для контроля давления, поступающего к струйному устройству, а также для настройки редуктора давления 3.

### 2.2.2. Источники питания низкого давления и организация питания по замкнутому контуру

В качестве источника сжатого воздуха низкого давления для питания устройств струйной техники используются различного рода вентиляторы.

Для повышения надежности работы элементов в струйной системе применяют замкнутый цикл питания (см. рис. 2.3). В этом случае струйные элементы 1 помещают в кожух 2, имеющий штуцеры для подачи и отсоса воздуха и для соединения внутренней полости с атмосферой. Внутренняя полость кожуха сообщается с атмосферой через фильтр 3. Замкнутость контура обеспечивается тем, что источник питания (вентилятор) 4 засасывает воздух через воздушный шланг 5 из-под кожуха 2 и нагнетает его через фильтр 6 к струйным элементам, собранным на плате 1, также находящимся в кожухе 2.

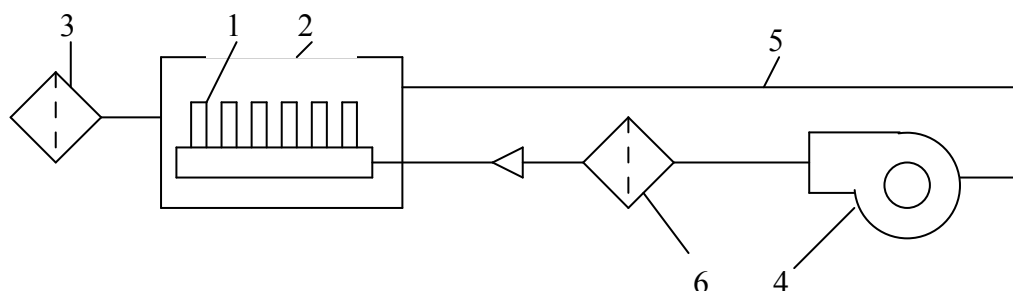


Рис. 2.3. Система питания с замкнутой циркуляцией воздуха

### 2.3 Пневматические емкости и конденсаторы

Пневмоемкости и пневмоконденсаторы предназначены для накопления определенного количества сжатого воздуха. Изменение массы  $m$  газа в некотором сосуде, объем которого изменяется от  $V_0$  до  $V_1$  при изменении давления от  $p_0$  до  $p_1$  при постоянной температуре, определяют из уравнения состояния газа (1.1):

$$m = (p_1 V_1 - p_0 V_0) / (RT). \quad (2.1)$$

Величину  $m$  можно считать *пневматическим зарядом*.

Рассмотрим два случая накопления пневматического заряда в сосуде.

1. Пневматический заряд  $m$  накапливается в сосуде постоянного объема  $V$  при условии, что начальное давление  $p_0$  равно атмосферному. Тогда из (2.1) находим:

$$m = Vp_{\text{изб}}/(RT), \quad (2.2)$$

где  $p_{\text{изб}} = p_1 - p_0$  – избыточное давление в сосуде;  $V = V_0 = V_1 = \text{const}$ .

Таким образом, пневматический заряд  $m$ , накапливаемый в сосуде постоянного объема (сосуд с жесткими стенками), пропорционален избыточному давлению воздуха, находящегося в нем.

2. Пневматический заряд  $m$  накапливается в сосуде переменного объема при постоянном давлении. Тогда из (2.1) находим

$$m = p(V_1 - V_0)/(RT) = \rho(V_1 - V_0), \quad (2.3)$$

где  $p = p_0 = p_1 = \text{const}$ ;  $\rho = p/(RT)$  – плотность газа.

Накопление пневматического заряда в этом случае происходит пропорционально изменению объема при постоянной плотности газа.

Элементы, в которых накопление заряда осуществляется за счет изменения давления при постоянном объеме, называют *пневмоемкостями*. В таких емкостях заряд накапливается в соответствии с уравнением (2.2), которое при постоянной температуре можно записать в виде

$$m = Cp_{\text{изб}},$$

где  $C = V/(RT)$  – величина, характеризующая аккумулирующую способность пневмоемкости.

По функциональному назначению различают постоянные и переменные пневмоемкости.

*Постоянная пневмоемкость* показана на рис. 2.4а.

*Переменная пневмоемкость* (рис. 2.4б) представляет собой пару: поршень – цилиндр. Рабочий объем  $V$  емкости можно изменять путем перемещения поршня в цилиндре.

Элементы, в которых накапливание пневматического заряда осуществляется за счет изменения объема, происходящего пропорционально приложенной к элементу разности давлений, называют *пневмоконденсаторами*. Пневмоконденсатор содержит две камеры, разделенные подвижной герметичной перегородкой, к которым подводят соответствующие давления. Подвижную перегородку выполняют, например, в виде поршня (рис. 2.5а) или мембраны (рис. 2.5б). Пневматический заряд конденсатора определяется по формуле (2.3).

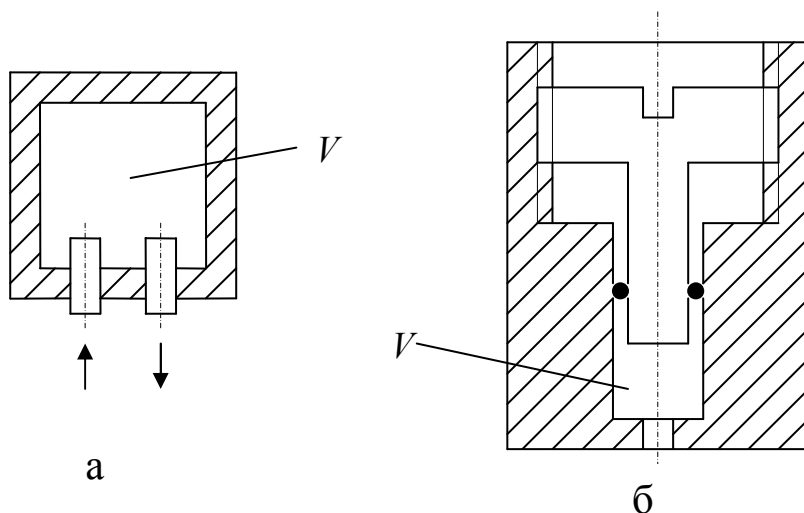


Рис. 2.4. Пневмоемкости:

а – постоянная; б – переменная.

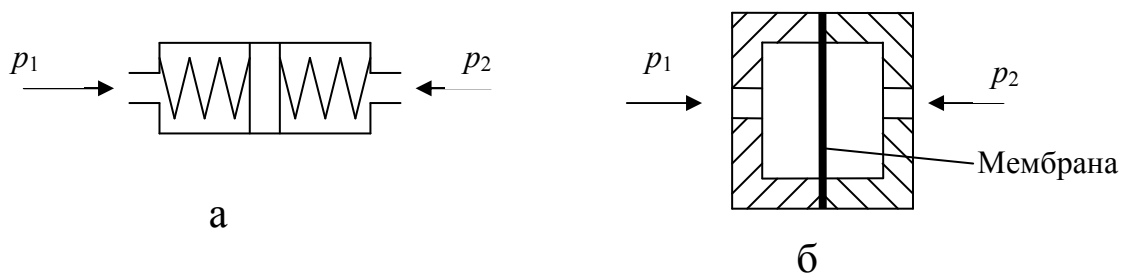


Рис. 2.5. Пневмоконденсаторы:

а – поршневой; б – мембранный.

## 2.4. Пневмогидродвигатели

В пневмогидродвигателях энергия рабочего тела преобразуется в энергию движения выходного звена. Различают пневмогидродвигатели с поступательным движением выходного звена; поворотные с ограниченным углом поворота выходного звена; пневмогидродвигатели с вращательным движением выходного звена (пневмогидромоторы).

### 2.4.1. Пневмодвигатели с поступательным движением выходного звена

Наибольшее распространение получили поршневые пневмогидродвигатели, которые называют также *пневмогидроцилиндрами*. В пневмогидроцилиндрах происходит преобразование потенциальной энергии рабочего тела в механическую энергию поршня и связанного с ним штока.

В пневмогидроцилиндрах одностороннего действия давление рабочего тела действует на поршень только в одном направлении, в другую сторону поршень со штоком перемещается под действием внешних сил (рис. 2.6а) или пружины (рис. 2.6б). Такие пневмогидроцилиндры с пружинным возвратом обычно используют для выполнения небольших перемещений, так как встроенная пружина, сжимаясь, значительно снижает усилие, развиваемое поршнем.

В пневмогидроцилиндрах двустороннего действия перемещение поршня со штоком под действием рабочего тела происходит в двух противоположных направлениях. Пневмогидроцилиндры этого типа нашли наибольшее применение в промышленности. Пневмогидроцилиндры двустороннего действия изготавливаются с односторонним (рис. 2.6в) и двусторонним штоком (рис. 2.6г). Пневмогидроцилиндры с двусторонним штоком применяются, например, в устройствах, где требуется равенство развиваемых усилий в обе стороны.

В том случае, когда диаметр пневмоцилиндра ограничен из-за недостатка места, используют два цилиндра последовательно соединенных между собой и

работающих на один шток (сдвоенный пневмоцилиндр, рис. 2.6д). В результате этого усилия рабочего тела, действующего на поршни, складываются.

В зажимных, фиксирующих и других устройствах с ограниченной величиной перемещения нашли применение *мембранные пневмодвигатели* (мембранные цилиндры).

В специальных устройствах с небольшой величиной хода и усилий применяются сильфонные пневмодвигатели. В сильфонных пневмодвигателях (рис. 2.6е) сжатый воздух через входной канал А опорного диска 1 поступает во внутрь сильфона (полость Б), вызывая осевое перемещение за счет растяжения его гофрированной части 2. При соединении полости Б с атмосферой сильфон возвращается в исходное положение в результате упругих свойств материала, из которого он изготовлен.

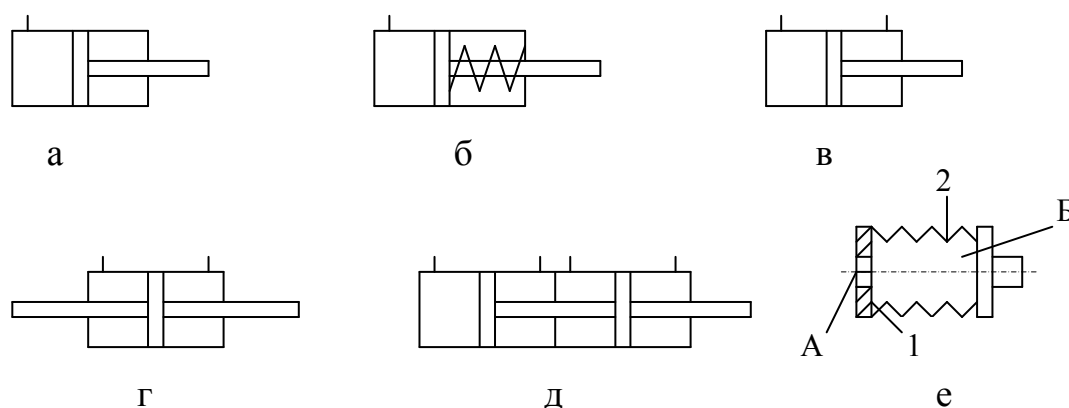


Рис. 2.6. Пневмогидродвигатели с поступательным движением выходного звена:

а – односторонний пневмогидроцилиндр; б – пневмогидроцилиндр с пружинным возвратом; в – пневмогидроцилиндр двустороннего действия; г – пневмогидроцилиндр с двусторонним штоком; д – пневмогидроцилиндр с последовательным расположением рабочих камер; е – сильфонный двигатель.

### Расчет пневмогидроцилиндров.

Цилиндры в зависимости от характера применения условно разделяют на две группы: 1) зажимные цилиндры, которые обеспечивают передачу заданного

усилия после завершения рабочего хода, и 2) транспортирующие цилиндры, развивающие требуемое усилие на всем пути перемещения поршня.

Диаметр поршня зажимных цилиндров определяют, исходя из заданного усилия  $P_2$ .

Результирующая сила, преодолеваемая силами давления, в общем случае равна сумме значений вредного  $P_1$  (сила трения) и полезного  $P_2$  сопротивлений, веса  $P_3$  поршня и перемещаемых частей привода (при вертикальном расположении цилиндра), а также силы  $P_0$  предварительного натяжения пружины, если предусмотрен пружинный возврат (рис. 2.6б):

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + P_0.$$

Диаметр зажимного цилиндра одностороннего действия без пружины

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{P_1 + P_2 + P_3}{0,9p_m - p_a}},$$

где  $p_m$  – минимальное абсолютное давление в магистрали или на выходе редукционного клапана;  $p_a$  – атмосферное давление.

Диаметр зажимного цилиндра одностороннего действия с пружинным возвратом:

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{P_1 + P_2 + P_3 + P_0 + c_n s}{0,9p_m - p_a}},$$

где  $c_n$  – жесткость пружины;  $s$  – ход поршня.

Здесь для создания запаса принято, что усилие зажима создается при давлении  $0,9p_m$ .

Диаметр транспортирующего цилиндра определяют по следующим формулам:



для горизонтально расположенных цилиндров

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{P_2}{\chi p_m (1 - k_{mp})}},$$

для вертикально расположенных цилиндров

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{P_2 + P_3}{\chi p_m (1 - k_{mp})}},$$

где  $\chi$  – безразмерный параметр нагрузки;  $k_{тр}$  – коэффициент, учитывающий потери на трение в цилиндре.

Ориентировочные значения  $k_{тр}$  для различных величин полезной нагрузки при уплотнении манжетами по ГОСТ 6678-72 и магистральном давлении 0,5 – 0,6 МПа приведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Значение коэффициента  $k_{тр}$  по ГОСТ 6678-72

$P_2$ , кН	До 0,6	0,6 – 6,0	6,0 – 25	25 – 60
$k_{тр}$	0,5 - 0,2	0,2 – 0,12	0,12 – 0,08	0,08 – 0,05

Большие значения  $k_{тр}$  принимают для меньших диаметров цилиндров.

Безразмерный параметр нагрузки

$$\chi = \frac{P}{p_m F}, \quad (2.4)$$

где  $F$  – площадь поршня.

Для транспортирующих пневмоцилиндров оптимальное значение  $\chi = 0,4 - 0,5$ , при  $\chi > 0,5$  время перемещения цилиндра значительно возрастает, малые значения  $\chi$  (0,1 – 0,2) свидетельствуют о неэффективном использовании

пневмоцилиндра, но могут быть необходимы для получения максимальной скорости перемещения.

Максимально допустимые значения  $\chi$  приведены в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Максимально допустимые значения параметра нагрузки  $\chi$

$p_m$ , МПа	0,3	0,4	0,5	0,6 – 1,0
$\chi_{\max}$	0,6	0,65	0,7	0,75

Расчетное значение диаметра поршня округляют до ближайшего большего значения в соответствии с ГОСТ 6540-68. Если расчетный диаметр поршня отличается от стандартного не более чем на 5%, допускается округление до меньшего значения диаметра. По полученному расчетному диаметру и ГОСТ 15608-81 определяют основные конструктивные параметры цилиндра.

В специальных устройствах с небольшой величиной хода и усилий применяют *сильфонные пневмодвигатели* (рис. 2.6е).

#### 2.4.2 Поворотные пневмогидродвигатели

Поворотные пневмогидродвигатели предназначены для поворота на ограниченный угол рабочих органов автоматизируемых объектов.

В поршневых поворотных пневмогидродвигателях (рис. 2.7а) поворотное движение вала осуществляется при подаче рабочего тела в соответствующие поршневые полости и преобразование возвратно-поступательного движения в возвратно-поворотное осуществляется при помощи реечного зацепления.

В шиберных поворотных двигателях (рис. 2.7б) поворотный вал выполнен заодно с пластиной (поворотной лопастью) на которую воздействует рабочее тело.

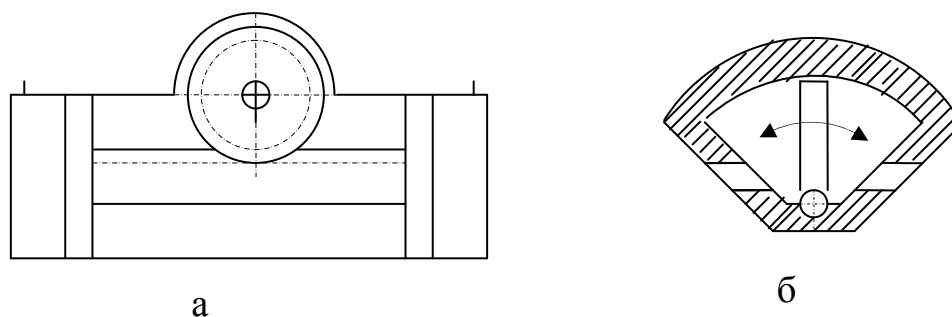


Рис. 2.7. Поворотные пневмогидродвигатели:

а - поршневой; б – шиберный.

### 2.4.3 Пневмогидромоторы

Пневмогидромоторы предназначены для преобразования энергии рабочего тела во вращательное движение выходного вала. При пневмогидроприводе широко используются *шестеренные моторы* (рис. 2.8а). В шестеренном моторе рабочее тело с давлением  $p_1$  поступает через входной канал  $A$  к зубчатым колесам. Зубья колес, касаясь друг друга, не дают рабочему телу пройти в полость канала  $B$ . Давление рабочего тела создает силы, воздействующие на зубья колес. Эти силы создают крутящие моменты, вращающие колеса в направлениях, показанных стрелками. Отработанное рабочее тело во впадинах между зубьями выходит в полость выходного канала  $B$  с давлением  $p_2$ .

На рис. 2.22б представлен *аксиально-поршневой* мотор. В расточках блока цилиндров 1 помещены поршни 2, связанные шатунами 3 с наклонной шайбой 4. В крышке 5 имеются каналы  $A$  для подвода и отвода рабочего тела. Рабочее тело по одному из каналов  $A$  подводится в цилиндры. Усилие от давления рабочего тела передается на наклонную шайбу. Тангенциальная составляющая этого усилия заставляет шайбу и блок вращаться. При этом вращается выходной вал 6. Отработанное рабочее тело выходит через второй канал  $A$ .

На рис. 2.22в показана схема *пластинчатого* мотора. Он состоит из эксцентрично расположенного статора 1 и ротора 2. В продольных пазах ротора

перемещаются пластины 3. Крутящий момент возникает из-за разности давлений, действующей на пластины, находящиеся в зоне подвода рабочего тела.

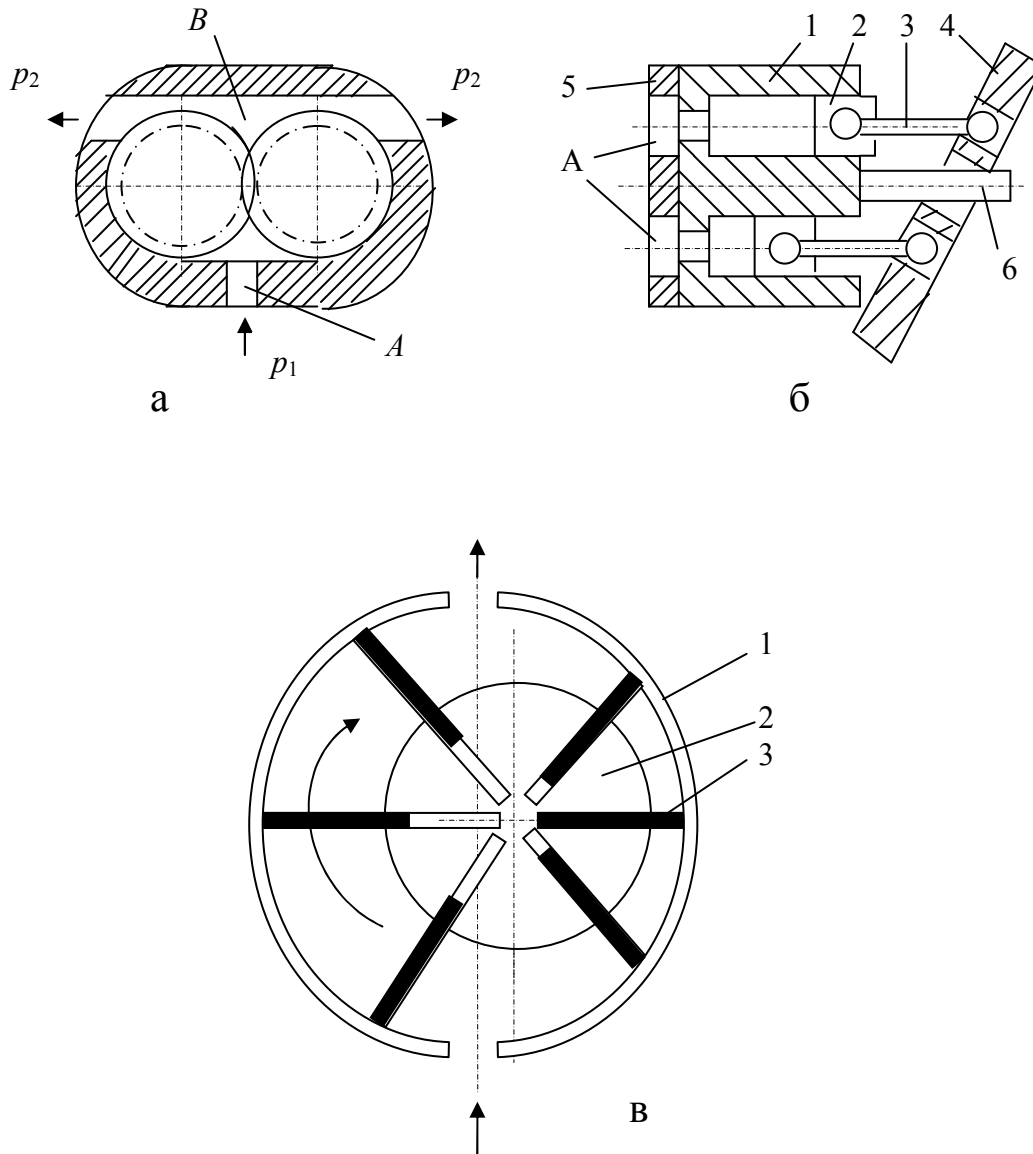


Рис. 2.8. Пневмогидромоторы

а - шестеренный; б – аксиально-поршневой; в – пластинчатый.

## 2.5. Направляющая аппаратура

Направляющая пневмогидроаппаратура предназначена для изменения направления потока сжатого воздуха путем открытия или закрытия рабочего проходного сечения.

### 2.5.1. Пневмогидрораспределители

Пневмогидрораспределители предназначены для изменения направления или пуска и останова потоков рабочего тела в двух или более пневмогидролиниях в зависимости от внешнего управляющего воздействия. Под внешними пневмогидро линиями 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 и трубопроводы для транспортировки жидкости.

Число внешних линий определяет линейность распределителя.

По числу фиксированных положений распределительного органа различают двух-, трех- и многопозиционные распределители. Наибольшее применение получили двухпозиционные распределители, распределительный орган которых может занимать одно из двух крайних положений. Распределительный орган трехпозиционного распределителя при отсутствии управляющего воздействия занимает среднее положение.

Двухпозиционные распределители могут иметь одностороннее и двустороннее управление (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 двусторонним управлением, чтобы распределительный элемент привести в заданное положение, необходимо

приложить управляющее воздействие к соответствующему чувствительному элементу (если их два) или изменить направление воздействия.

На принципиальных схемах согласно ГОСТ 2.781-96 распределители изображаются в виде наборов квадратов примыкающих друг к другу, причем число квадратов соответствует числу позиций распределителя. В этих квадратах линии потока изображают линиями со стрелками, показывающими направления потоков рабочей среды в каждой позиции. Закрытый ход в позиции

Таблица 2.3

## Основные схемы двухлинейных и трехлинейных распределителей

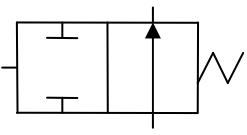
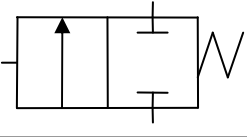
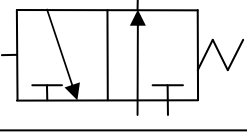
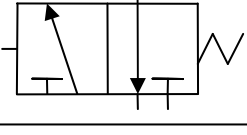
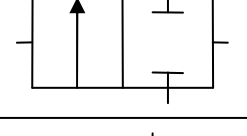
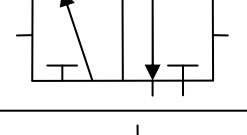
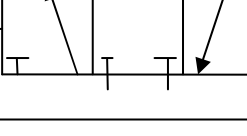
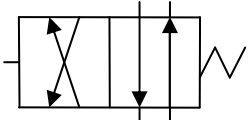
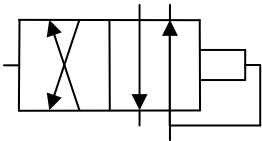
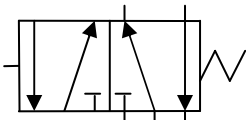
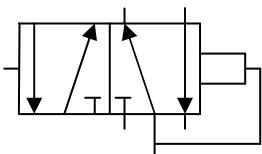
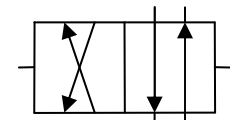
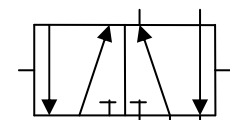
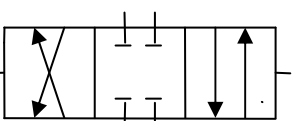
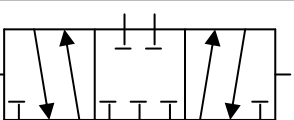
Число позиций	Управление	Число внешних линий	Обозначение по ГОСТ 2.781.96	Примечание
2	Одностороннее	2		нормально открытый, возврат пружинный
				нормально закрытый, возврат пружинный
		3		нормально открытый, возврат пружинный
				нормально закрытый, возврат пружинный
	Двустороннее	2		нормально закрытый
				нормально открытый
3		3		с закрытым центром

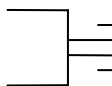
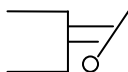
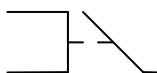
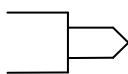
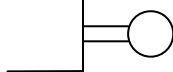

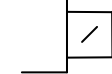

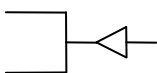
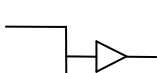
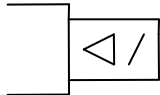
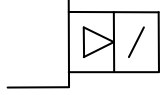
Таблица 2.4

## Основные схемы четырехлинейных и пятилинейных распределителей

Число позиций	Управление	Число внешних линий	Обозначение по ГОСТ 2.781.96	Примечание
2	Одностороннее	4		возврат пружинный
				возврат пневматический (гидравлический)
		5		возврат пружинный
				возврат пневматический (гидравлический)
	Двустороннее	4		
		5		
3	Двустороннее	4		
		5		

распределителя изображается т-образной линией. Рабочую позицию можно наглядно представить, совмещая мысленно соответствующий квадрат с другим таким образом, чтобы внешние линии совпали с линиями потока в этих квадратах.

Основные виды управления пневмогидрораспределителями

Вид управления	Способ управления	Условное обозначение
От оператора	Кнопкой	
	Рычагом	
	Педалью	
Механическое	С толкателем	
	С роликом	
	С шарнирным рычагом	
Электромагнитное	Без ручного дублирования	
	С ручным дублированием	
Пневматическое (гидравлическое)	Повышением давления	
	Понижением давления	
Электропневматическое (электрогидравлическое)	Повышением давления	
	Понижением давления	

Число внешних линий и позиций, а также характер управления (одностороннее или двустороннее) определяет схему исполнения распределителя. Наибольшее применение в промышленности получили схемы исполнения, приведенные в табл. 2.3 и 2.4.



Важным функциональным признаком распределителей является вид управления. Основные виды управления приведены в табл. 2.5.

### **Выбор и расчет пневмогидрораспределителей.**

Определенную сложность при проектировании пневмогидравлических систем представляет выбор распределителей с требуемыми расходными характеристиками.

Определение требуемой расходной характеристики распределителя – сложная задача, так как необходимо учесть (например, применительно к пневмоприводу возвратно-поступательного действия) размер цилиндра, внешнюю нагрузку, перемещаемую массу, закон изменения скорости перемещения и его время, а также сопротивление подводящей и выхлопной пневмолиний, в которые входит распределитель. Эту задачу решают методами динамического анализа и синтеза.

Для приближенного выбора требуемой пропускной способности распределителя, управляющего работой пневмоцилиндра при постоянной нагрузке на штоке и без учета сопротивления потоку в трубопроводах и их соединениях, можно воспользоваться формулой

$$K_v = \frac{127 F s p}{t_s \sqrt{\Delta p (p - \Delta p)}},$$

где  $K_v$  – пропускная способность распределителя, м<sup>3</sup>/ч;  $F$  – площадь поршня, м<sup>2</sup>;  $s$  – ход поршня, м;  $t_s$  – заданное время перемещения поршня, с;  $p$  – абсолютное рабочее давление, МПа;  $\Delta p$  – перепад давления на распределителе, МПа.

Предполагается, что площадь поршня выбирается из условия

$$\chi = P/pF = 0,5,$$

где  $\chi$  – безразмерная нагрузка на штоке (см. формулу 2.4);  $P$  – постоянная сила сопротивления перемещению штока.

Значение  $\Delta p$  для определения  $K_v$  рекомендуется выбирать из следующих соображений: в большинстве случаев следует принимать  $\Delta p = 0,03$  МПа; если уменьшение размера и массы имеет первостепенное значение, можно увеличить  $\Delta p$  до 0,08 МПа, а если  $K_v$  выбирается с запасом – уменьшить  $\Delta p$  до 0,015 МПа. Обычно пропускную способность распределителя выбирают с некоторым запасом, особенно при высоких скоростях перемещения поршня, когда требуется его торможение в конце хода.

### 2.5.2. Обратные клапаны

Обратные клапаны предназначены для пропускания рабочей среды только в одном направлении. По исполнению запорного элемента клапаны этого типа изготавливают с конусным, плоским и сферическим элементами (рис. 2.9а, б, в).

Обратные клапаны с конусным и сферическим запорными элементами обеспечивают меньшее гидравлическое сопротивление потоку, но более трудоемки в изготовлении по сравнению с клапанами с плоским запорным элементом.

Сопротивление течению рабочей среды при ее движении через обратный клапан во взаимно противоположных направлениях существенно различно. Направление течения, для которого сопротивление получается меньшим, называется *прямым*, а противоположное направление – *обратным*. В соответствии с этим различают прямой и обратный расходы рабочей среды.

Качество обратных клапанов принято характеризовать *диодностью по расходу*  $D_G$  и *диодностью по сопротивлению*  $D_R$ :

$$D_G = G_{\text{пр}}/G_{\text{обр}};$$

$$D_R = R_{\text{обр}}/R_{\text{пр}},$$

где  $G_{\text{пр}}$  и  $G_{\text{обр}}$  – прямой и обратные расходы;

$R_{\text{обр}}$  и  $R_{\text{пр}}$  – прямое и обратное сопротивления.

Диодность обратных клапанов обычно составляет  $10^3 - 10^5$ .

Условное графическое изображение обратного клапана на схемах показано на рис. 2.9г.

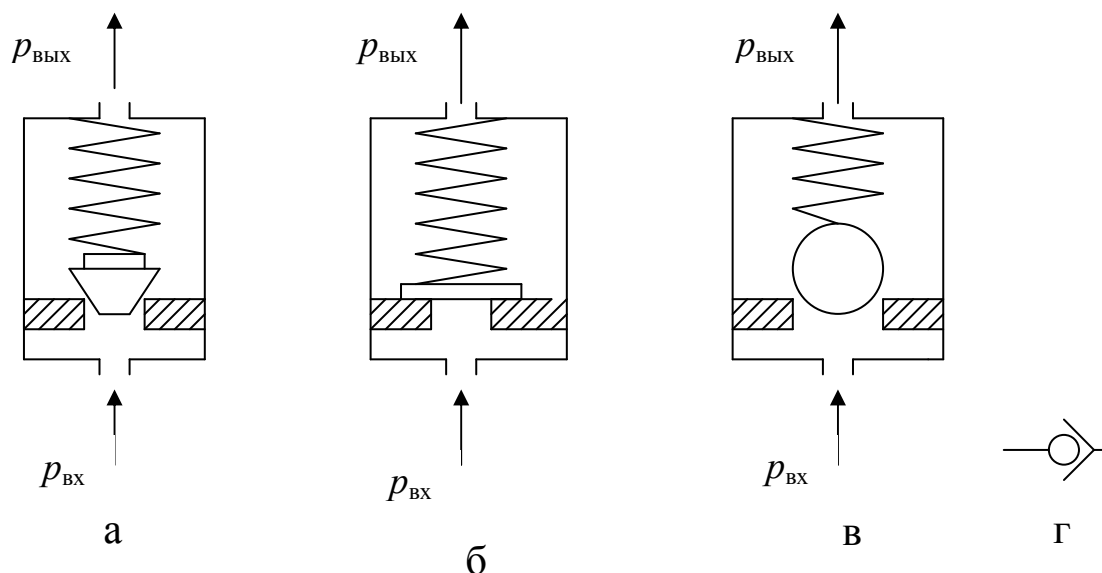


Рис. 2.9. Обратные клапаны с конусным (а), плоским (б) и сферическим (в) запорным элементом и их условное изображение на схемах (г).

### 2.5.3. Пневмоклапаны быстрого выхлопа

Пневмоклапаны быстрого выхлопа служат для повышения быстродействия пневмоприводов путем уменьшения сопротивления выхлопной линии.

Схема применения клапана быстрого выхлопа, приведенная на рис. 2.10а, обеспечивает увеличение скорости втягивания штока пневмоцилиндра 1 под действием пружины. При включении пневмораспределителя 5 сжатый воздух проходит через клапан быстрого выхлопа 3, который беспрепятственно пропускает его в поршневую полость цилиндра по трубопроводу 2, обеспечивая выдвижение штока. При выключении пневмораспределителя 5 давление в трубопроводе 4 падает, клапан быстрого выхлопа 3 переключается, обеспечивая

быстрый выпуск воздуха из полости пневмоцилиндра непосредственно в атмосферу, минуя трубопровод 4 и пневмораспределитель 5.

Применение клапанов быстрого выхлопа (при условии установки их в непосредственной близости от опорожняемой полости) позволяет увеличивать скорость перемещения пневмоцилиндров или же дает возможность использовать трубопроводы и распределители с уменьшенным проходным сечением, что способствует уменьшению массы и размера привода и сокращает потери сжатого воздуха.

На рис. 2.10б изображена конструкция клапана быстрого выхлопа с защемленной мембраной. Отверстие А служит для соединения с распределителем, отверстие Б – с цилиндром, а ряд сверлений В – для выхода воздуха в атмосферу.

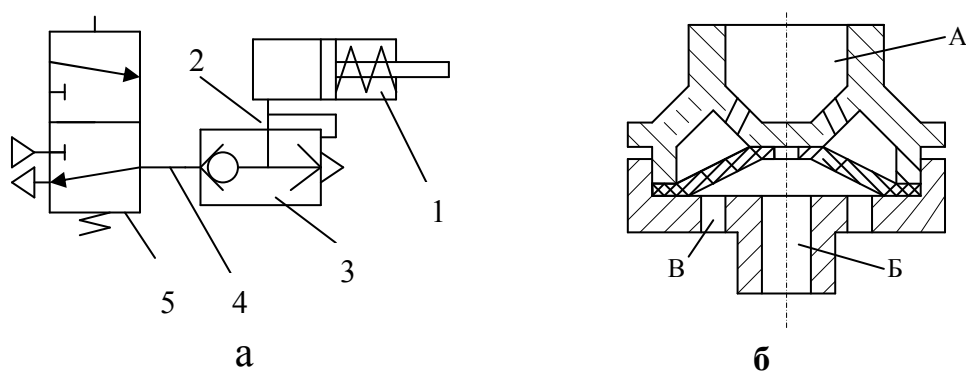


Рис 2.10. Клапан быстрого выхлопа:

а – схема подключения; б – конструкция.

#### 2.5.4 Логические пневмоклапаны

Логический клапан «ИЛИ» предназначен для выдачи выходного пневматического сигнала при подаче одного или двух входных сигналов.

На рис. 2.11а показана конструкция пневмоклапана «ИЛИ» с шариковым распределительным элементом, выполненным из резины. При подаче сжатого воздуха к отверстию В, шарик прижимается к седлу, отсекая отверстие А от выхода (отверстия Б), который сообщается с пневмолинией В, находящейся под давлением. При подаче сжатого воздуха к отверстию А и сообщении отверстия В с атмосферой шарик займет правое крайнее положение, отсекая атмосферу, а

сжатый воздух пройдет к отверстию Б. На рис. 2.11б показано условное графическое изображение клапана «ИЛИ» на схемах согласно ГОСТ 2.781-96.

Логический клапан «И» предназначен для выдачи выходного пневматического сигнала только при наличии двух входных сигналов.

На рис. 2.12а показан пневмоклапан «И» с клапанным распределительным элементом. При подаче сжатого воздуха к отверстию А и сообщении отверстия В с атмосферой сжатый воздух не может пройти к выходному отверстию Б, так как распределительный элемент отсекает его от полости высокого давления. То же самое произойдет при подаче давления к отверстию В и сообщении отверстия А с атмосферой. При подаче сжатого воздуха к отверстиям А и В поток сжатого воздуха пройдет к выходному отверстию Б, так как распределительный элемент выполнен таким образом, что он не может одновременно перекрыть выход от двух входных отверстий А и В. На рис. 2.12б показано условное графическое изображение клапана «И» на схемах согласно ГОСТ 2.781-96.

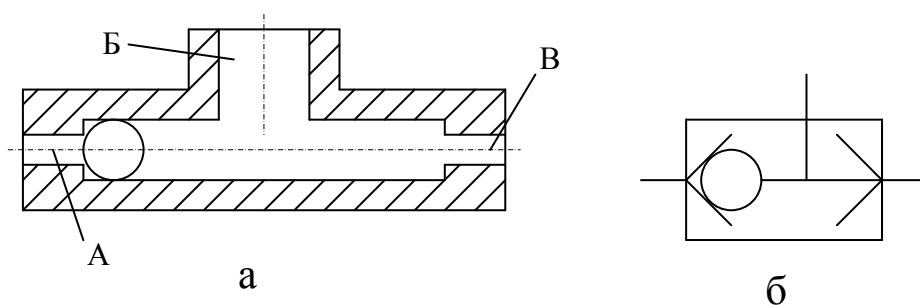


Рис. 2.11. Клапан ИЛИ:

а – конструкция; б – условное изображение на схемах.

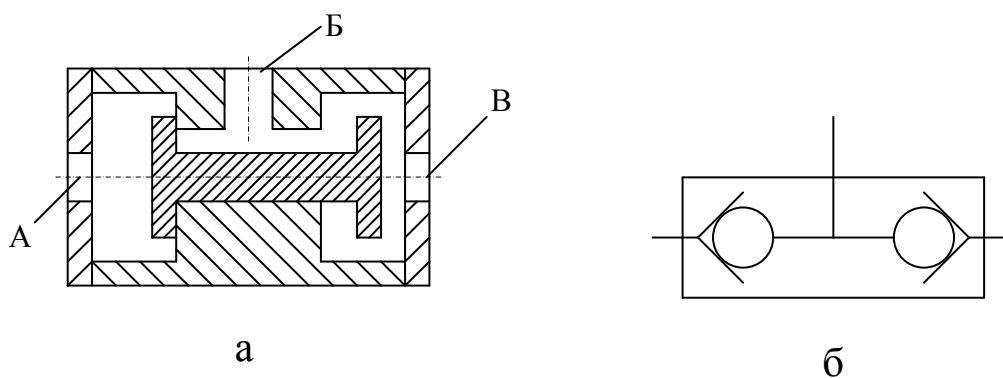


Рис. 2.12. Клапан И:

а – конструкция; б – условное изображение на схемах.

Клапаны, обладающие такими же свойствами могут использоваться также для жидкого рабочего тела, однако полость низкого давления сообщается не с атмосферой, а со сливной гидролинией.

### 2.5.5. Пневмоклапаны выдержки времени

Пневмоклапаны выдержки времени предназначены для изменения направления или пуска и останова потока сжатого воздуха через заданный промежуток времени после подачи управляющего сигнала. Современные конструкции таких пневмоклапанов содержат инерционное звено, состоящее из пневмоемкости и пневмодросселя, а также пороговое устройство. Функциональная схема пневмоклапана выдержки времени приведена на рис. 2.13.

Инерционное звено позволяет регулировать темп изменения давления путем настройки проходного сечения дросселя или объема пневмоемкости. Пороговое устройство по достижении заданного уровня давления в емкости формирует дискретный пневматический сигнал, который и является выходным сигналом пневмоклапана выдержки времени.

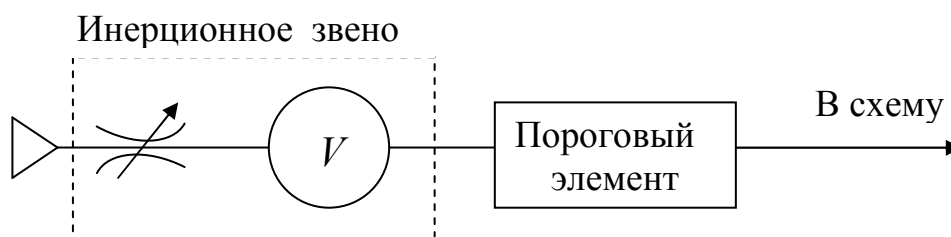


Рис. 2.13. Пневмоклапан выдержки времени

### 2.6. Регулирующая пневмогидроаппаратура

Регулирующая пневмогидроаппаратура предназначена для изменения давления и расхода рабочего тела путем регулирования величины открытия проходного сечения. К этой группе аппаратуры относятся: дроссели (сопротивления), редукционные и предохранительные клапаны.

### 2.6.1. Сопротивления (дроссели)

Сопротивления предназначены для создания сопротивления течению рабочего тела (дресселирования). Подводимое ко входу сопротивления рабочее тело, протекая через него, создает определенный перепад давлений, подобно тому, как электрический ток, проходя через резистор, создает падение напряжения.

В любом сопротивлении полный перепад давления равен сумме падений давления на отдельных участках течения. Потери давления зависят от коэффициента сопротивления

$$\xi = \xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вых}} + \xi_{\text{тр}},$$

где  $\xi_{\text{вх}}$ ,  $\xi_{\text{вых}}$  и  $\xi_{\text{тр}}$  - коэффициенты сопротивления, характеризующие соответственно потери на входе, на выходе и на трение при течении газа по каналу дресселя.

Суммарные потери давления на дресселе в общем случае пропорциональны квадрату скорости

$$\Delta p = \xi \frac{\rho w^2}{2}, \quad (2.5)$$

где  $w$  – средняя скорость рабочего тела после сопротивления;  $\rho$  – его плотность.

В частности, для труб круглого сечения

$$\xi_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d},$$

где  $\lambda$  – коэффициент трения;  $l$  и  $d$  – длина и диаметр трубы.

Коэффициент трения  $\lambda$  можно определить, например, по графику Мурина.

Сопротивления принято классифицировать по характеру течения рабочего тела, виду расходной характеристики и функциональному назначению.

**По характеру течения** пневмогидросопротивления подразделяют на турбулентные, ламинарные и смешанного типа.

*Турбулентные сопротивления* представляют собой канал с малым отношением длины к диаметру ( $l/d < 5$ ). Основные потери в турбулентных дросселях складываются из потерь энергии на входе в дроссель, где поток испытывает сжатие, и на выходе из дросселя, где поток расширяется. Потери на трение (по длине дросселя) малы и ими обычно пренебрегают.

*Ламинарные сопротивления* представляют собой канал с большим отношением длины к диаметру ( $l/d > 10$ ). При этом в канале формируется ламинарное течение (потери на входе и выходе из-за их малости пренебрегают). Потери давления в основном обуславливаются наличием трения в канале.

В *сопротивлениях смешанного типа* потери давления определяются как местными потерями, так и трением в канале.

Разделение сопротивлений по характеру течения через них рабочего тела в определенной степени условно. Так, в достаточно длинных каналах при небольших числах Рейнольдса – ламинарное течение, и такой канал можно считать ламинарным сопротивлением. При достаточно больших числах Рейнольдса поток турбулизуется и этот канал можно рассматривать как сопротивление смешанного типа. Однако следует иметь в виду, что турбулентные и ламинарные сопротивления отличаются способом изменения сопротивления. Сопротивление, а следовательно, и перепад давлений турбулентных сопротивлений изменяется обычно за счет изменения проходного сечения, а у ламинарных – за счет изменения длины канала сопротивления.

**По виду расходной характеристики** сопротивления разделяют на линейные и нелинейные. Если расход рабочего тела через сопротивление линейно зависит от перепада давления на нем, то такое сопротивление называют *линейным*, а при отсутствии такой зависимости – *нелинейным*.



В практических расчетах расходная характеристика турбулентных сопротивлений может быть найдена из выражения

$$G_m = \mu_p f \sqrt{2\rho_1(p_1 - p_2)},$$

где  $\rho_1$  – плотность рабочего тела до сопротивления.

Когда истечение через турбулентное сопротивление происходит при небольших перепадах давления ( $p_1 - p_2$ ), величину  $\rho_1$  можно считать постоянной, В этом случае

$$G_m = a \sqrt{p_1 - p_2},$$

где  $a = \mu_p f \sqrt{2\rho_1}$  – постоянный коэффициент.

Перепад давления в ламинарном сопротивлении обусловлен только потерями на трение в канале

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho w^2}{2}, \quad (2.6)$$

где  $\lambda = 64/Re$  – коэффициент линейных потерь.

Учитывая (1.5), имеем:

$$\Delta p = \frac{32\nu\rho lw}{d^2}. \quad (2.7)$$

Для ламинарных сопротивлений массовый расход можно определить как

$$G_\lambda = \frac{\pi d^2}{4} \rho w,$$

откуда:

$$w = \frac{4G_\lambda}{\pi d^2 \rho}. \quad (2.8)$$

После некоторых преобразований получим:

$$\Delta p = \frac{128 \nu l G_{\text{л}}}{\pi d^4}.$$

Величина  $\frac{128 \nu l}{\pi d^4} = R_{\text{л}}$  – характеризует сопротивление ламинарного дросселя и, таким образом, получим выражение расхода для линейных сопротивлений

$$G_{\text{л}} = \Delta p / R_{\text{л}}.$$

Таким образом, ламинарные сопротивления при малых перепадах давлений линейны, в то время как турбулентные сопротивления во всех случаях не линейны.

**По функциональному назначению** сопротивления разделяют на постоянные, переменные регулируемые и переменные управляемые.

У *постоянных сопротивлений* в процессе работы величина сопротивления не изменяется. Постоянные турбулентные сопротивления представляют собой различные конструкции диафрагмы (рис. 2.14 а, б, в, г), имеющие цилиндрические отверстия диаметром  $d$  и длиной  $l$ .

Постоянные ламинарные сопротивления представляют собой длинные капилляры с гладкими стенками (рис. 2.14д) или щель, образованную двумя цилиндрическими поверхностями (рис. 2.14е) диаметрами  $D$  и  $d$ .

В некоторых случаях необходимо обеспечить большой расход рабочего тела через сопротивление и сохранить при этом линейную зависимость между расходом и перепадом давления. В этих случаях ламинарное сопротивление выполняется в виде группы параллельно соединенных капилляров. На вид они напоминают соты, поэтому такие сопротивления называют сотовыми (рис. 2.14ж).

В *переменных регулируемых сопротивлениях* величина сопротивления может быть установлена любой в определенных пределах, обусловленных конструкцией сопротивления и проходным сечением. Настройка осуществляется вручную.

На рис. 2.15а показано турбулентное сопротивление типа «цилиндр – конус», представляющее собой цилиндрическую втулку 2, вдоль которой перемещается конус 1. Значение сопротивления изменяется при изменении величины  $h$ , определяющей положение конуса в цилиндре диаметром  $d$ . Если втулку сделать конической (рис. 2.15б), то получим переменное ламинарное сопротивление типа «конус – конус». Так как зазор между втулкой и конусом для указанных сопротивлений должен быть мал, а статическая характеристика пневмосопротивления (зависимость расхода воздуха от положения конуса) – стабильной, то пару цилиндр – конус для турбулентного сопротивления и конус – конус для ламинарного сопротивления необходимо изготавливать с большой точностью, что обычно осуществляют путем индивидуальной подгонки. Однако и при этом обеспечить стабильность характеристики весьма затруднительно, так как незначительное смещение иглы относительно оси втулки вызывает резкое (особенно для ламинарного сопротивления) изменение расхода воздуха. Иногда

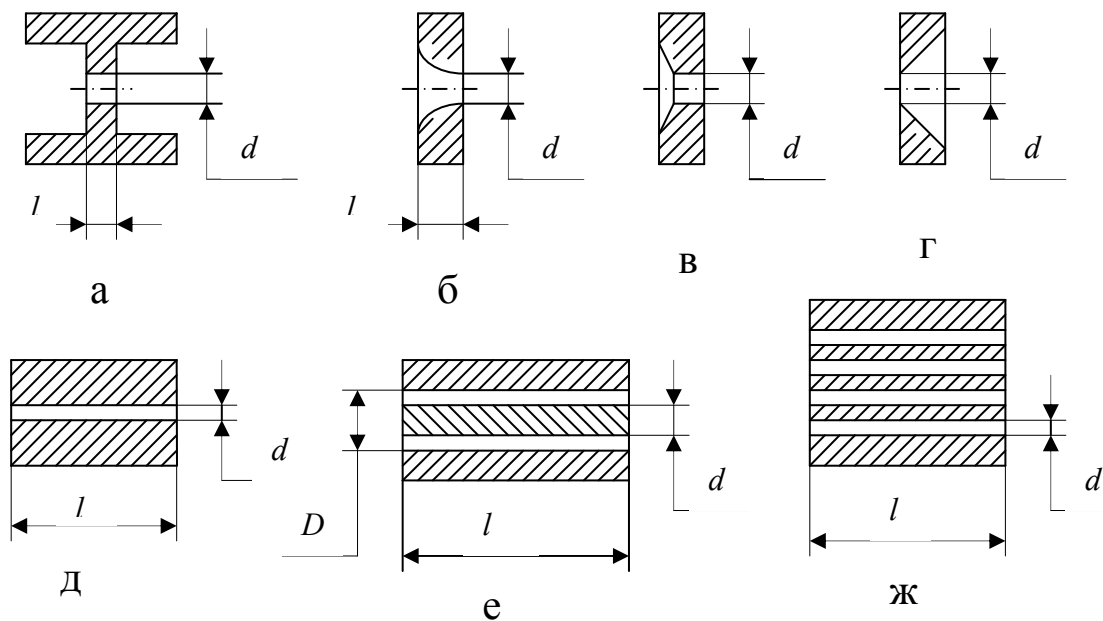


Рис. 2.14. Постоянные сопротивления:

- а – диафрагма с цилиндрическим отверстием; б – диафрагма со скругленным отверстием; в – диафрагма с фаской на входе; г – отверстие в тонкой стенке;  
 д – капилляр; е – щелевое ламинарное сопротивление;  
 ж – сотовое ламинарное сопротивление.

применяют щелевые ламинарные сопротивления (рис. 2.15в), представляющие собой кольцевой зазор, образованный цилиндрической втулкой 2 и подвижным цилиндром 1. Значение сопротивления изменяется в этом случае за счет изменения длины кольцевого канала.

Как и в предыдущих конструкциях, значение сопротивления находится в зависимости от смещения цилиндра относительно оси втулки.

Учитывая недостатки переменных сопротивлений типа «цилиндр – конус», «конус – конус», «цилиндр – цилиндр», применяют переменное сопротивление, у которого изменяется не сечение проходного канала, а его длина (сопротивление типа «поршень – канавка»). Такое сопротивление (рис. 2.15г) – ламинарное и состоит из цилиндрической гильзы 1 и поршня 2 с винтовой канавкой 3. Рабочая длина канавки, характеризующая сопротивление, изменяется за счет перемещения поршня вдоль гильзы.

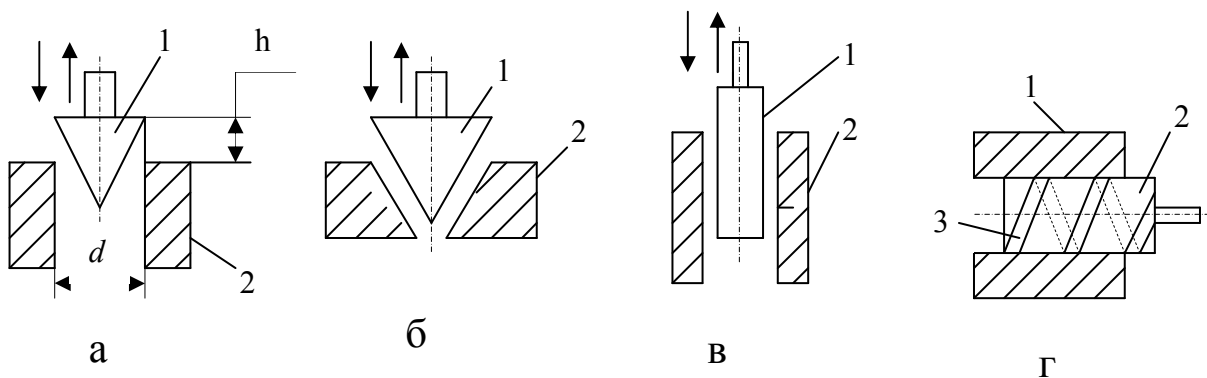


Рис. 2.15. Переменные регулируемые сопротивления:

а – типа конус-втулка; б – типа конус-конус;

в – типа втулка-поршень; г – с винтовой канавкой.

Величина сопротивления *переменных управляемых сопротивлений* (обычно это пневматические сопротивления) изменяется в процессе работы автоматически под действием какого-либо параметра (чаще перемещения). Наиболее распространенное переменное управляемое сопротивление – сопротивление типа «сопло – заслонка» (рис. 2.16). Характерная особенность этого сопротивления – наличие в сопле 2 выходного цилиндрического отверстия, через которое происходит истечение газа в зазор  $h$  между соплом 2 и заслонкой 1. Изменение

зазора между соплом 2 и заслонкой 1 производится, как правило, за счет перемещения заслонки или, иногда, за счет перемещения сопла. Эффект дросселирования при этом достигается как за счет трения струи сжатого воздуха о стенки и торцы сопла и заслонки, так и вследствие динамических явлений (сжатия и расширения струи воздуха).

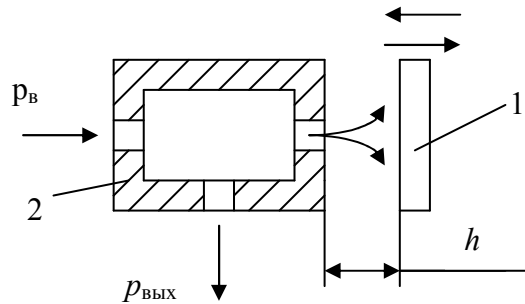


Рис. 2.16. Переменное управляемое сопротивление типа «сопло-заслонка».

### 2.6.2. Редукционные клапаны

Для нормальной работы пневмогидравлических устройств давление рабочего тела, подводимого к ним, должно быть постоянным или мало изменяться во времени и, кроме того, должна обеспечиваться возможность настройки этого давления. Для этой цели служат редукционные клапаны, которые являются наиболее распространенными стабилизаторами давления. Редукционные клапаны, одновременно со стабилизацией давления, осуществляют его понижение (редуцирование).

При выборе редукционного клапана следует учитывать: давление рабочего тела; необходимый диапазон регулирования выходного давления и его допустимые колебания; диапазон изменения расхода; возможность повышения давления сверх заданного и необходимость перенастройки с большего давления на меньшее путем сброса рабочего тела через редукционный клапан; необходимость дистанционного управления.

Наибольшее применение в пневматических системах получили мембранные редукционные клапаны с пружинным нагрузочным элементом.

На рис. 2.17а показана схема редуционного клапана, не имеющего сброса в атмосферу. Он представляет собой пропорциональный регулятор, поддерживающий постоянное давление в камере 1. На мембрану 2 воздействует сила, пропорциональная текущему значению давления. При увеличении давления

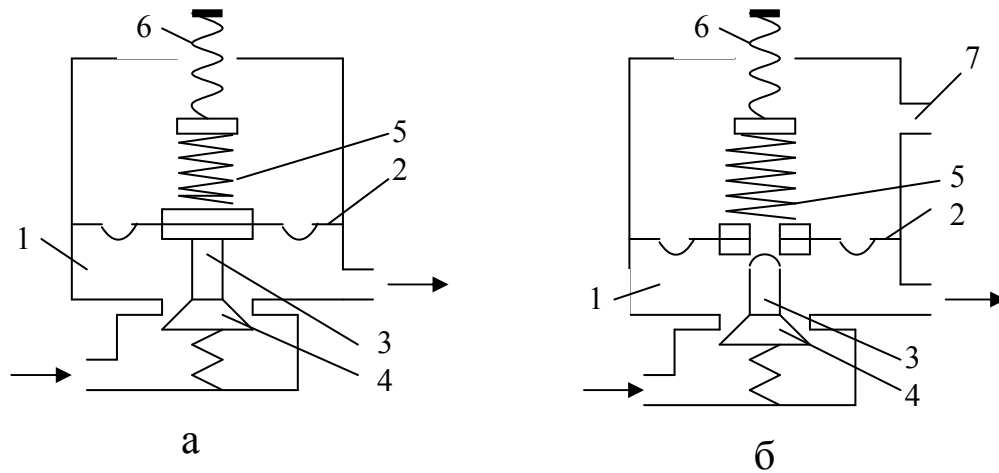


Рис. 2.17. Редуционные клапаны:

а – без сброса воздуха; б – со сбросом воздуха.

в камере 1 на величину больше допустимой, мембрана 2 прогибается, поднимая шток 3 и жестко связанный с ним клапан 4. Тем самым уменьшается подача сжатого воздуха в камеру 1, в которой давление понижается. При падении давления в камере 1 шток 3 с клапаном 4 опускается, увеличивая подачу воздуха в камеру 1. Роль задатчика стабилизируемого давления выполняет пружина 5, усилие сжатия которой задается с помощью установочного винта 6. Точность стабилизации зависит от жесткости пружины, трения в направляющих втулках и упругости мембраны.

Существенным недостатком описанного редуционного клапана является то, что он, будучи способным быстро восстановить давление в камере 1 при его понижении, не может быстро восстановить это давление при его повышении. Повышение давления в камере 1 может возникнуть либо при резком уменьшении расхода воздуха потребителем, либо при резком увеличении давления питания. От этого недостатка свободен редуционный клапан со сбросом воздуха в атмосферу, схема которого приведена на рис. 2.17б. Такой клапан отличается от

описанного тем, что шток 3 не соединен жестко с мембраной 2. При понижении давления в камере 1 этот клапан работает так же, как и предыдущий. При увеличении же давления в камере 1 мембрана 2 поднимается. При этом в мембране открывается отверстие и часть воздуха через канал 7 выпускается в атмосферу, в результате чего, давление в камере 1 выравнивается.

### 2.6.3. Предохранительные клапаны

Повышение давления в сети выше допустимого может нарушить нормальную работу приводов и систем управления или привести к аварии.

Устройство, открывающееся для сброса сжатого воздуха в атмосферу (или в линию слива для жидкого рабочего тела) при превышении установленного давления 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 рабочего тела, действующего на запорно-чувствительный элемент.

На рис. 2.18 приведена схема предохранительного клапана со сферическим запорным элементом. Когда давление в канале 1, связанном с системой, достигает предельного значения, запорно-чувствительный элемент (стальной шарик) 2 отрывается от седла и рабочее тело выпускается через отверстия А в атмосферу или линию слива. При понижении давления в системе пружина 3 прижимает шарик к седлу. Шарик 2 центрируется с помощью поршня 4. Заданное давление в

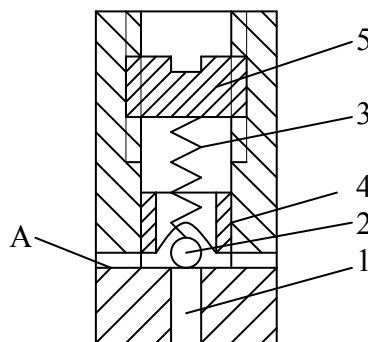


Рис. 2.18. Предохранительный клапан

системе настраивают с помощью винта 5. Исполнения клапанов на различные номинальные давления при одних и тех же условных проходах обеспечивается сменой пружины 3.

## 2.7. Кондиционирование рабочего тела

Кондиционирование рабочего тела включает комплекс мероприятий по очистке и осушке сжатого воздуха, внесению смазочных материалов для подачи их с потоком воздуха к трущимся поверхностям пневматических устройств, борьбе с шумом и загрязнением окружающей среды при выхлопе сжатого воздуха в атмосферу. При использовании жидкого рабочего тела кондиционирование предусматривает фильтрацию и систему охлаждения.

### 2.7.1. Очистка сжатого воздуха для пневматических систем

#### 2.7.1.1. Загрязнения сжатого воздуха

Компонентами загрязнений сжатого воздуха являются вода и компрессорное масло в жидком и парообразном состоянии, твердые частицы и т. д. Наибольшую часть загрязнений систем обычно составляют вода и компрессорное масло.

*Вода.* Источником содержащейся в сжатом воздухе воды является водяной пар, попадающий в компрессор вместе с воздухом. Влагосодержание воздуха зависит от температуры и относительной влажности паровоздушной смеси.

Сжатие поступившего в компрессор воздуха сопровождается повышением температуры. В процессе сжатия содержание влаги в удельном объеме воздуха увеличивается пропорционально росту давления, но при этом вследствие повышения температуры его относительная влажность в значительной степени снижается. Так, при давлении в системе 0,7 МПа и относительной влажности всасываемого воздуха 80%, сжатый воздух на выходе из компрессора имеет относительную влажность 6-10%. При движении по трубопроводам и другим



элементам системы воздух охлаждается, происходит перенасыщение воздуха водяными парами и, как следствие, их конденсация.

Способность сжатого воздуха удерживать пары воды уменьшается с понижением температуры и с повышением давления.

*Масло.* Источником загрязнения сжатого воздуха маслом могут являться смазка компрессоров и пневматических устройств, масляные фильтры на линии всасывания компрессоров, пары и распыленное масло в окружающем воздухе. В сжатом воздухе масло находится в парообразном и жидком состояниях. Предельная концентрация паров масла в воздухе, как и паров воды, уменьшается с понижением температуры и повышением давления.

*Твердые загрязнения.* Концентрация, состав и природа твердых загрязнений сжатого воздуха зависит от загрязненности воздушного бассейна в зоне всасывания компрессора, состояния и режимов эксплуатации трубопроводов и пневматических устройств. Основное количество твердых загрязнений вносится при транспортировке сжатого воздуха по трубопроводам. Эти загрязнения на 95-98% состоят из ржавчины и окалина. При нарушении технологии изготовления и монтажа в трубопроводы попадают частицы уплотняющих материалов и промышленная пыль. Металлические частицы появляются в системах в результате износа поршневых колец компрессоров и подвижных деталей устройств, а стружка, притирочные составы и абразивы – при неправильной подготовке внутренних полостей пневматических устройств.

*Газообразные загрязнения.* Основную часть газообразных загрязнений, попадающих в системы вместе с атмосферным воздухом, составляют: дымовые газы от сжигания топлива; газы, образующиеся при химических процессах; пары кислот и щелочей; растворители и др. Наиболее часто в сжатом воздухе находится сернистый газ  $\text{SO}_2$ , который при соединении с конденсатом образует серную кислоту и сернистый ангидрид, разрушающий наряду с другими растворами кислот, щелочей поверхности устройств и уплотнений.

### 2.7.1.2. Воздействия загрязнений на пневматические устройства

Анализ данных эксплуатации свидетельствует о том, загрязнения сжатого воздуха значительно снижают надежность и долговечность пневматических систем. Из-за воздействия загрязнений сжатого воздуха износ устройств увеличивается в несколько раз, а выход из строя устройств по той же причине составляет до 80% общего числа отказов.

Воздействие загрязнений на пневматические системы можно разделить на физическое, химическое и электролитическое.

*Физическое воздействие* загрязнений заключается в закупорке отверстий и сопел влагой, льдом и твердыми частицами, в смывании смазки, в повреждении рабочих поверхностей клапанных пар, мембран, золотников, в износе и заклинивании трущихся деталей и т. п.

*Химическое воздействие* загрязнений проявляется в коррозии металлических деталей, разрушении покрытий и резиновых деталей растворами кислот, щелочей и других химически активных компонентов.

*Электролитическому воздействию* загрязнений подвержены устройства с контактирующими деталями из разных материалов или покрытий. В этом случае кислотные и щелочные растворы являются электролитом, а детали – электродами; в результате происходит разрушение их поверхностей.

### 2.7.1.3. Способы очистки сжатого воздуха

В промышленности для очистки сжатого воздуха нашли применение силовые поля (гравитационные и электростатические), фильтрация и осушка. Важнейшим параметром очистных устройств является *эффективность очистки*.

Из-за сложности определения действительного значения дисперсного состава загрязнений в сжатом воздухе возникает необходимость выражать эффективность очистки косвенными параметрами: для устройств очистки с применением силовых полей – минимальным диаметром задерживаемых частиц;

для устройств очистки фильтрующего типа – номинальной и абсолютной тонкостями фильтрации. Для устройств осушки эффективность очистки определяется точкой росы (то есть температурой, при которой происходит конденсация избыточного количества паров) сжатого воздуха на выходе.

В табл. 2.6 приведены обобщенные данные об эффективности очистки. Способы очистки имеют много разновидностей, эффективность которых может изменяться в зависимости от конструктивных параметров, концентрации, дисперсности и вида загрязнений.

#### 2.7.1.4. Способы осушки сжатого воздуха

От паров воды и масла воздух осушают поглощением его различными веществами (абсорбция) или охлаждением. В некоторых случаях для предотвращения конденсации паров целесообразно применять подогрев или редуцирование сжатого воздуха.

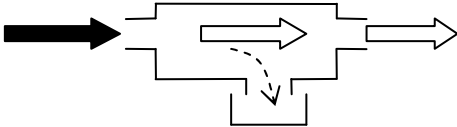
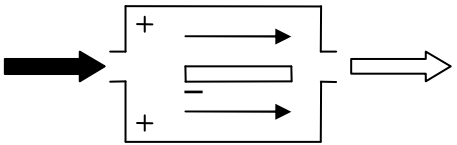
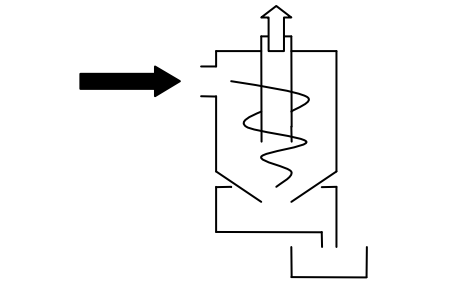
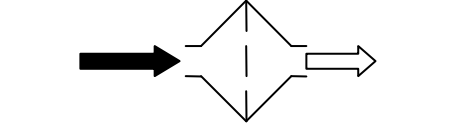
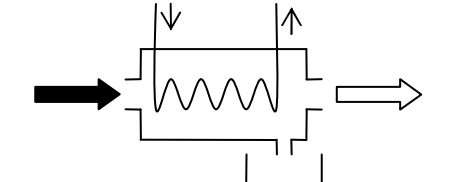
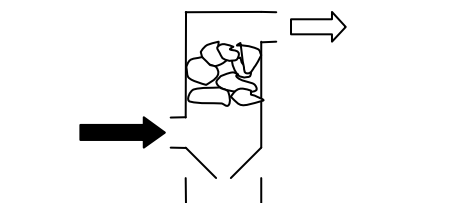
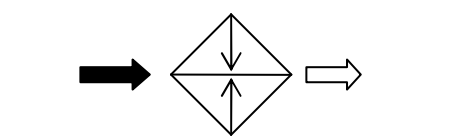
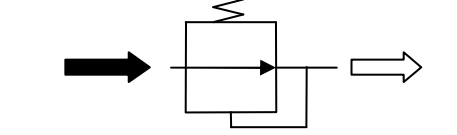
*Абсорбция.* Способ состоит в пропускании сжатого воздуха через вещества (абсорбенты), химически взаимодействующие с водяным паром. Вследствие того, что одни абсорбенты не восстанавливаются и не пригодны для повторного использования, а для восстановления других требуется специальная технология, промышленное применение абсорбентов для осушки сжатого воздуха ограничено.

*Осушка сжатого воздуха охлаждением.* При охлаждении воздух становится насыщенным и часть влаги, равная разности между действительным содержанием ее в воздухе и содержанием, соответствующим насыщению воздуха при данной температуре, выпадает в виде жидкости.

*Подогрев сжатого воздуха.* Одним из способов предотвращения конденсации паров воды и масла является использование в пневматических системах горячего сжатого воздуха, температура которого с учетом изменения термодинамических параметров при эксплуатации пневматических устройств выше точки росы.

Таблица 2.6

Эффективность очистки сжатого воздуха при различных способов очистки

Способ очистки	Схема устройства	Эффективность очистки
С применением силовых полей: гравитационный  электростатический  инерционный		$\eta = 20 - 40\%$ $d_{\min} = 60 \text{ мкм}$
		$\eta = 70 - 85\%$ $d_{\min} = 0,01 \text{ мкм}$
		$\eta = 40 - 70\%$ $d_{\min} = 10 \text{ мкм}$
Фильтрация:  грубая нормальная тонкая особо тонкая		Тонкость фильтрации, мкм
		номинальная      абсолютная
		60                      100
		20 - 60              40 - 80
		5 - 25                10 - 40
		0,2 - 1,0            0,3 - 0,5
Осушка  охлаждение  абсорбция  подогрев  редуцирование		Точка росы 2 – 10 °С
		Точка росы 5 – 10 °С
		При подогреве с 20 до 50°С воздуха $p = 0,6 \text{ МПа}$ , $\phi = 80\%$ , относительная влажность уменьшается до 15%
		При редуцировании с 1,1 до 0,5 МПа, $t = 20^\circ\text{C}$ , $\phi = 80\%$ , относительная влажность уменьшается до 15%

*Редуцирование сжатого воздуха.* Понижение давления сжатого воздуха приводит к уменьшению относительной влажности, что может быть использовано для осушки сжатого воздуха в системах эпизодического действия (например, в пневмоприводах электрических высоковольтных выключателей). В этом случае капельная влага должна быть удалена из сжатого воздуха до его редуцирования.

#### 2.7.1.5. Конструкция устройств для очистки и осушки воздуха

Для предварительной очистки от капельной влаги и твердых частиц применяются центробежные *фильтры-влагоотделители*, в основе работы которых заложен инерционный способ очистки (см. табл. 2.6).

Для окончательной очистки применяют приборные *фильтры*, которые, как правило, устанавливаются перед каждым прибором. Они должны быть установлены перед стабилизаторами давления, так как давление воздуха при прохождении через фильтр значительно снижается.

На рис. 2.19а показана схема приборного фильтра. Воздух, поступая через трубку 3 во внутреннюю полость 5 фильтра, снижает свою скорость, поэтому частицы пыли и влаги оседают на дне корпуса. Далее пыль и влага задерживается

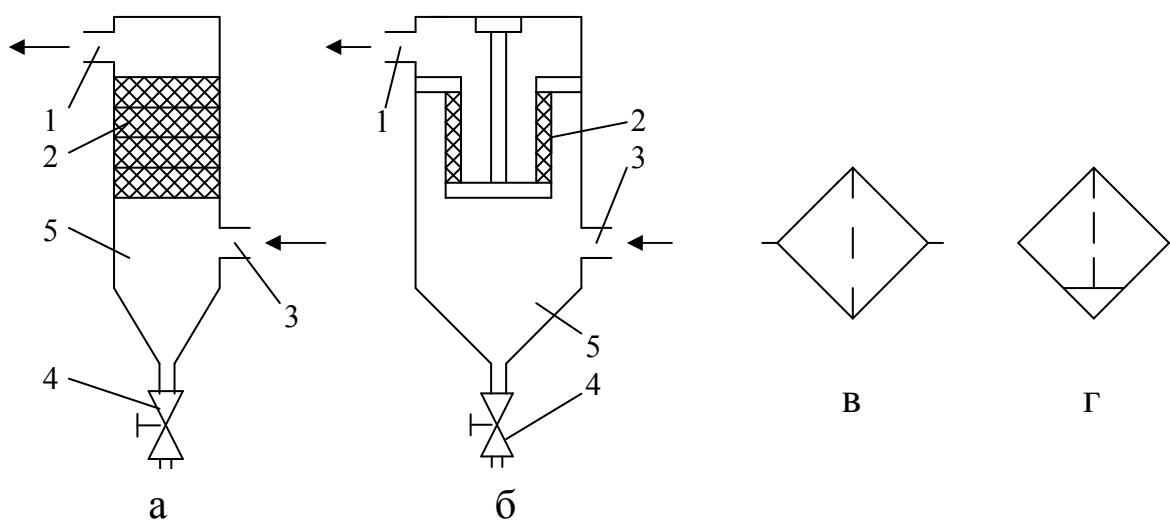


Рис. 2.19 Фильтры: а – приборный фильтр; б – вариант приборного фильтра с цилиндрической насадкой; в – условное обозначение фильтра; г – условное обозначение фильтра влагоотделителя.

фильтрующей насадкой 2. Из фильтра воздух отводится через штуцер 1. Вентиль 4 служит для спуска выделяющейся из воздуха влаги. В фильтрах применяются самые разнообразные насадки (фетровые, стеклянные пористые, керамические пористые и др.).

Часто для уменьшения размеров приборного фильтра насадку выполняют в виде цилиндрической поверхности (рис. 2.19б).

На рис. 2.19в приведено условное графическое изображение фильтра, а на рис. 2.19д – условное графическое изображение фильтра-влагоотделителя.

### 2.7.2. Смазка пневматических устройств

Одним из важнейших средств повышения надежности пневматических устройств является обеспечение оптимального режима смазывания их трущихся поверхностей. Смазка трущихся поверхностей пневматических устройств снижает трение в 2-5 раз, скорость износа в 1,5-2,5 раза, коррозии в десятки раз.

Основными элементами смазочных систем являются смазочные нагнетатели, смазочные аппараты и емкости.

*Смазочные нагнетатели* включают в себя смазочные насосные агрегаты и станции (для автоматической подачи смазочного материала), а также смазочные и заправочные шприцы (для ручной подачи смазочного материала).

*Смазочные аппараты* включают в себя смазочные питатели (предназначены для подачи смазочного материала к одной или нескольким парам трения определенными порциями) и маслораспылители (обеспечивают подачу в устройства распыленного жидкого смазочного материала).

### 2.7.3. Борьба с шумом и загрязнением окружающей среды при работе пневмосистем

Увеличение быстродействия и энергоемкости пневматических устройств привело к резкому возрастанию интенсивности шума и загрязнению окружающей

среды масляными аэрозолями из-за выноса смазочных материалов с отработанным воздухом. Шумы, возникающие при работе устройств, могут быть механического и аэродинамического происхождения.

Шумы механического происхождения возникают при ударах поршней, золотников, клапанов, вибрации трубопроводов и т. п. Снижение их уровня достигается в результате оптимизации конструктивных параметров этих устройств или введения тормозных и амортизирующих устройств.

Шумы аэродинамического происхождения возникают в основном из-за турбулентного смещения сжатого воздуха с окружающей средой при выхлопе. Снижение уровня шума достигается путем установки на выхлопах трубопроводов глушителей из пористых материалов (синтетики, металлокерамики, шамотной керамики и т. п.). Одновременно глушители улавливают масло, содержащееся в сжатом воздухе. При повышенных требованиях к улавливанию масляных аэрозолей при выхлопе сжатого воздуха используются специальные глушители комбинированного типа (фильтр-глушитель).

## 2.8. Коммутационные линии

Коммутационные линии предназначены для транспортирования рабочего тела. В состав линий входят трубопроводы и соединения, обеспечивающие их разветвление, присоединение трубопроводов к агрегатам, устройствам и элементам систем, соединения участков трубопроводов между собой.

### 2.8.1. Трубопроводы

Выбор типа и материала трубопровода зависит от рабочего давления, температуры и агрессивности окружающей и рабочей среды, вида соединений труб, условий гибки и монтажа, массы и стоимости труб.

Размер трубопроводов определяет качественные характеристики пневматических систем, особенно в части потерь давления, быстродействия и т. п.

Трубопроводы следует рассчитывать в такой последовательности:

- 1) определяют ориентировочную величину внутреннего диаметра трубопровода по заданному расходу;
- 2) определяют потери давления по длине трубопровода и потери давления на местных сопротивлениях;
- 3) суммарные потери сравнивают с допустимыми, при значительном расхождении соответственно изменяют диаметр трубопровода и производят перерасчет;
- 4) Рассчитывают трубопроводы на прочность.

Внутренний диаметр трубопровода для пневматической системы определяют по формуле:

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

где  $Q$  – объемный расход, м<sup>3</sup>/с;  $w$  – средняя скорость рабочего тела, м/с;  $\rho_0$  и  $\rho$  – плотность 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, 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 до 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 расхода приводит к увеличению проходных сечений трубопроводов, пневмоаппаратуры и устройств и неоправданному увеличению размеров и массы всей системы.

Общая величина потерь давления ( $\Delta p$ ) равна сумме потерь давления на прямых участках трубопровода (потери по длине) и потерь в местных сопротивлениях

$$\Delta p = \sum_1^n \Delta p_{li} + \sum_1^m \Delta p_{mj} .$$

Потери могут быть определены аналитическими методами, исходя из того, что для каждого прямого участка трубопровода одного диаметра потери можно найти по формуле (2.6), учитывая соответствующий коэффициент трения  $\lambda$ , а для каждого местного сопротивления потери можно найти по формуле (2.5).

Приближенно потери давления в трубопроводах можно определить по номограмме (см. рис. 2.20). Пример пользования номограммой показан штриховой линией. Потери давления в местных сопротивлениях также можно определить по номограмме, если заменить каждое из местных сопротивлений длиной трубопровода, эквивалентное ему по сопротивлению. Для этого существуют соответствующие таблицы, пример одной из них приведен ниже (табл. 2.7).

Таблица 2.7

Длина трубопроводов, эквивалентная величине местных сопротивлений

Вид местного сопротивления	Длина трубопровода (м) при условном проходе (мм)					
	12	16	20	25	32	40
Нормальное колено				0,2	0,3	0,35
Тройник				2	2,6	3,2
Вентиль проходной	4,5	5	5,5	6	9	12

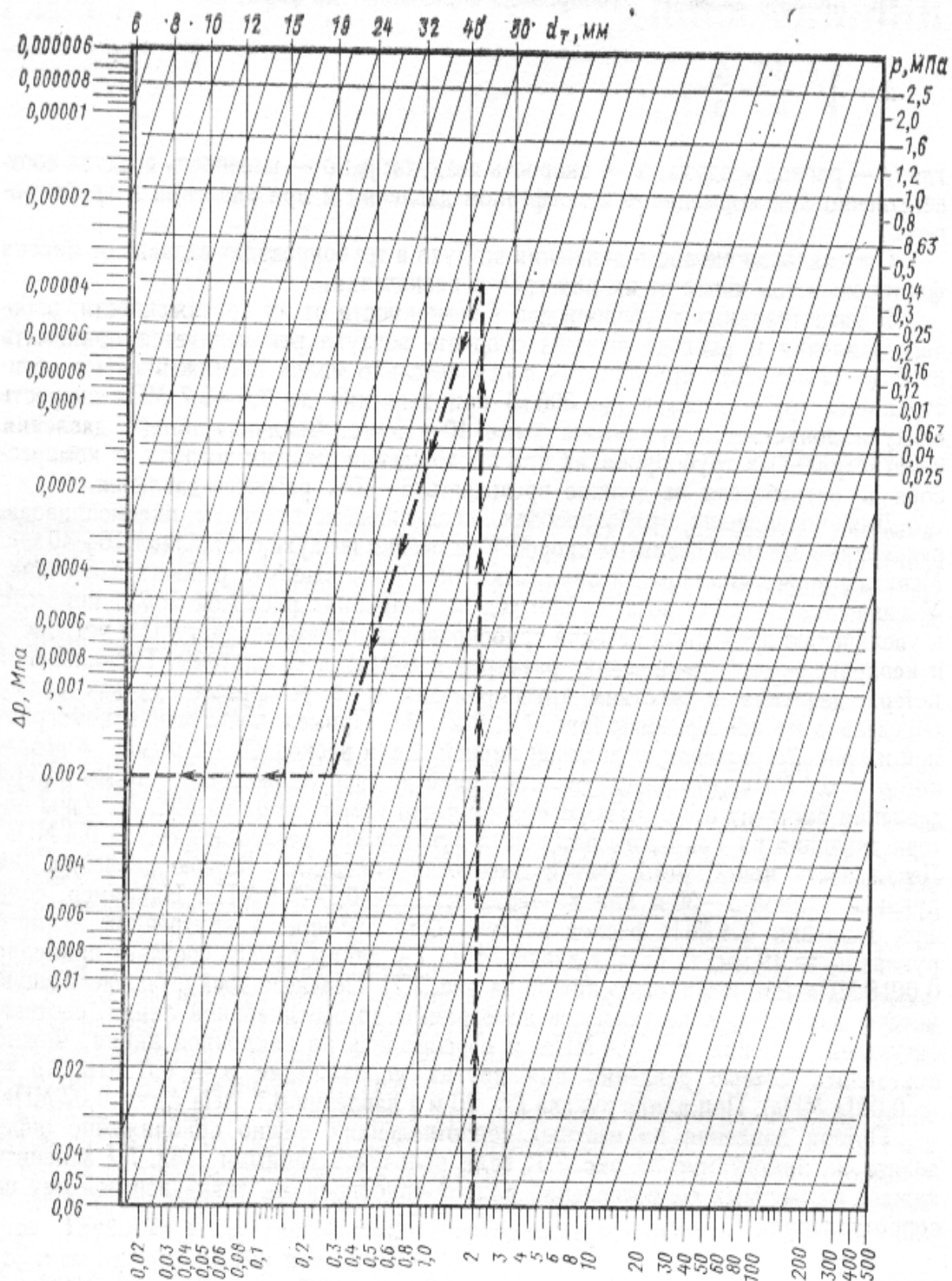


Рис. 2.20. Номограмма для определения потери давления на 1 м жестких воздухопроводов

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  $D$  к толщине стенки  $\delta$  менее 16. В этом случае прочность прямых участков трубопроводов, нагруженных внутренним статическим давлением, может быть определена следующим образом.

Минимальное разрушающее давление в трубе

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

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

Рабочее давление

$$p_{\text{раб}} = p_p / n_p,$$

где  $p_p$  – минимальное разрушающее давление;  $n_p$  – 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

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

### 2.8.2. Соединения

При монтаже трубопроводов применяют неразъемные и разъемные соединения.

**Неразъемные соединения** используются для трубопроводов, не требующих демонтажа. Их выполняют сваркой встык и пайкой. Применяют также соединения со специальными втулками, с развальцовкой конца одной трубы (рис. 2.21).

Применение неразъемных соединений позволяет значительно уменьшить массу трубопроводов в сравнении с разъемными соединениями.

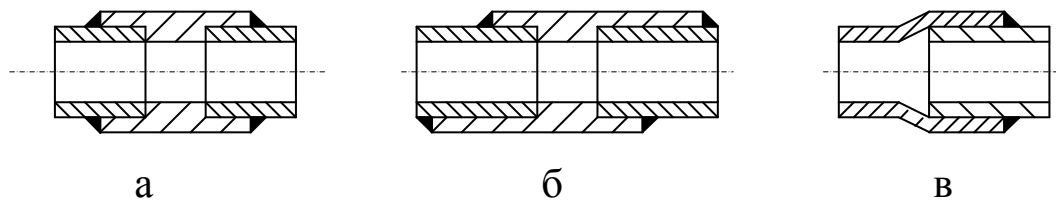


Рис. 2.21. Неразъемные соединения труб:

а – со втулкой с прямым обрезом; б – со втулкой с косым обрезом;

в – с развальцовкой одного конца трубы.

**Разъемные соединения** трубопроводов различают по типу применяемого соединения (резьбовые и фланцевые), крепления трубопровода к деталям соединения (с механическим креплением, с использованием сварки или пайки) и по способу герметизации разъема (обжатием трубы, обжатием деталей соединений, с использованием прокладки).

**Быстроразъемные соединения** содержат замковые устройства, которые позволяют быстро и легко обеспечить механическое разъем и соединение частей трубопроводов и уплотнение стыков. Соединения могут быть без перекрытия потока при разъеме, с односторонним или двусторонним перекрытием.

На рис. 2.22а показано быстроразъемное соединение без перекрытия потока.

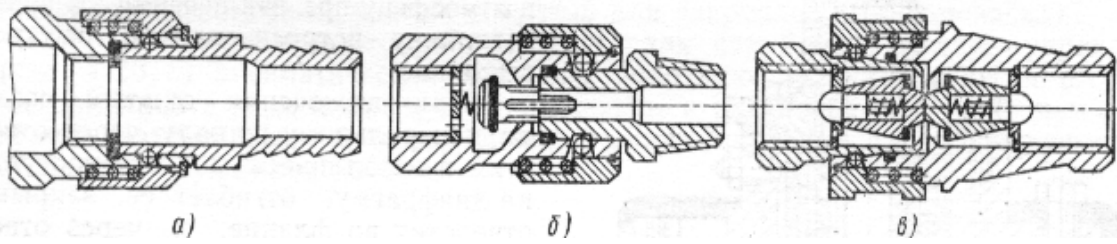


Рис. 2.22. Разъемные соединения:

а - без перекрытия потока; б – с односторонним перекрытием потока;

в – с двусторонним перекрытием потока.

Фиксация осуществляется с помощью шариков, уплотнение – с помощью эластичной прокладки. Для разъема трубопровода необходимо перемещать втулку, преодолевая сопротивление пружины, до тех пор, пока шарики получат возможность выйти в кольцевую выточку во втулке.

На рис. 2.22б показано соединение с односторонним перекрытием потока. При разъеме трубопровода клапан с эластичным уплотнением под действием пружины и давления воздуха перекрывает выход воздуха из трубопровода в атмосферу.

На рис. 2.22в показано соединение с двусторонним перекрытием потока, имеющее два клапана с эластичными уплотнениями.

### 3. ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ ЭЛЕМЕНТЫ И УСТРОЙСТВА СРЕДНЕГО УРОВНЯ ДАВЛЕНИЯ

Пневмоавтоматика среднего уровня давления нашла широкое применение благодаря созданию универсальной системы элементов промышленной пневмоавтоматики (УСЭППА). Эта система по своим функциональным и монтажно-коммутационным данным близка к промышленным электромеханическим системам. Номенклатура устройств УСЭППА является функционально полной, что позволяет реализовать на ее базе релейные (дискретные), аналоговые (непрерывные) и аналогово-релейные схемы.

### 3.1. Дискретные элементы

Основным элементом дискретной части УСЭППА является *трехмембранное реле*, предназначенное для выполнения операций с дискретными сигналами.

Трехмембранное реле (рис. 3.1а) состоит из реагирующего органа (мембранный блок) и двух пневматических контактов (управляемых пневмосопротивлений типа «сопло-заслонка»). Сопла 1 в реле выполнены в виде отверстий в стенках нижней и верхней крышек. Заслонки 2 закреплены на концах жесткого центра и изготавливаются вместе с мембранами 3 из резины. Пневмоkontakt замкнут тогда, когда заслонка отведена от сопла и сигнал может проходить, не встречая сопротивления, через открытое сопло из одного участка пневматической цепи в другой. Пневмоkontakt разомкнут, когда заслонка полностью закрывает сопло и сопротивление для прохода сигнала равно бесконечности.

Для схемного изображения пневматических мембранных элементов принят ряд условных обозначений, часть из которых приведена в табл. 3.1.

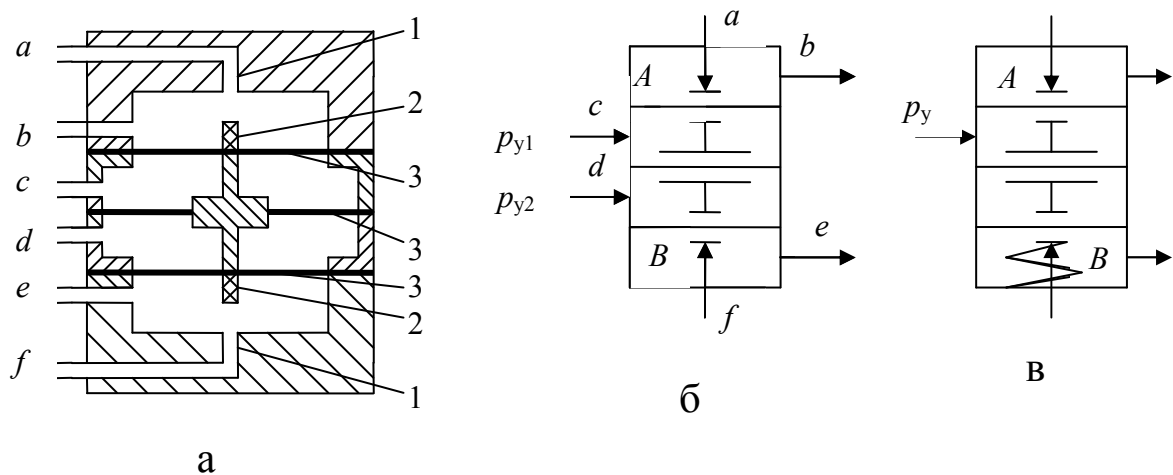


Рис. 3.1. Трехмембранное реле:

а – конструктивная схема;

б, в – условные обозначения в схемах.

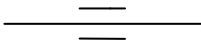
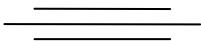
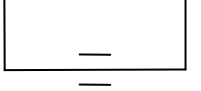

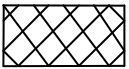
Схема трехмембранного реле приведена на рис. 3.1б. На входы реле подаются давления  $p_{y1}$  и  $p_{y2}$ . Одно из давлений поддерживается постоянным

(давление подпора), другое (давление управления) может принимать два дискретных значения: «0» (нет давления) или «1» (есть давление) Величина давления, соответствующая единичному сигналу, составляет порядка  $0,14 \pm 0,1$  МПа. Давление подпора может составлять 30% (малый подпор) или 70% (большой подпор) от максимального значения и выбирается в зависимости от схемы включения реле. На схемах малый подпор изображается одинарной штриховкой, а большой – двойной (см. табл. 3.1).

Усилие, возникающее на мембранах в результате действия на них давления подпора и давления управления, обуславливает перемещение жесткого центра вверх или вниз в зависимости от результирующего усилия. Если это усилие направлено вверх, то размыкается контакт *A*, а контакт *B* замыкается, если же оно направлено вниз, то, наоборот, замыкается контакт *A* и размыкается контакт *B*.

Таблица 3.1

## Условные обозначения

Элемент схемы	Условное графическое обозначение
Мембрана с жестким центром и малой эффективной площадью	
Мембрана с жестким центром и большой эффективной площадью	
Камера с одной мембраной	
Камера с двумя мембранами, соединенными общим штоком	
Сообщение с источником питания	
Сообщение с атмосферой	
Сообщение с источником давления, равного примерно 30% давления питания	
Сообщение с источником давления, равного примерно 70% давления питания	

Обозначение входов и выходов ( $a, b, c, d, e, f$ ) на схеме реле (рис. 3.1б) соответствует обозначению входов и выходов на конструктивном обозначении реле (рис. 3.1а).

В номенклатуру дискретных элементов УСЭПА входят также мембранные реле, у которых начальное положение мембранного блока фиксируется пружиной (рис. 3.1в) в одном из крайних положений. При отсутствии управляющего давления один из контактов (контакт  $A$ ) разомкнут, а другой (контакт  $B$ ) – замкнут. Такие реле называют *реле с фиксированным нулем*. Для управления работой реле с фиксированным нулем нужно только одно давление (роль давления подпора выполняет пружина).

### 3.2. Элементы непрерывно-дискретного действия

Элементы этой группы предназначены для непрерывно-дискретных преобразований, алгебраических и временных операций.

Основными элементами этой группы являются двух- и четырехходовые усилители, а также повторители.

Двухходовой усилитель (рис. 3.2а) конструктивно отличается от трехмембранного реле тем, что он имеет большую чувствительность и более сложную конструкцию управляемых пневмосопротивлений типа «сопло-заслонка». Положение сопел регулируется винтами 4, что обеспечивает высокую точность настройки. На рис. 3.2а представлена схема двухходового усилителя.

На рис. 3.3а представлена конструкция четырехходового усилителя, а на рис. 3.3б – его схема.

Каждый из усилителей состоит из двух пар узлов типа «сопло-заслонка» и мембранного блока, который образует вместе с корпусом глухие камеры. В усилителе с двумя входами  $p_1$  и  $p_2$  мембранный блок содержит три эластичные мембраны, а в усилителе с четырьмя входами  $p_1 - p_4$  – пять эластичных мембран, соединенных общим штоком, торцы которого служат заслонками. В двухходовом усилителе эффективные площади мембран 3 и 1 равны друг другу и



значительно меньше эффективной площади мембраны 2, а в четырехвходовом усилителе мембраны 5, 3 и 1 выполняются одинаковыми и имеют значительно меньшую эффективную площадь, чем мембраны 4 и 2.

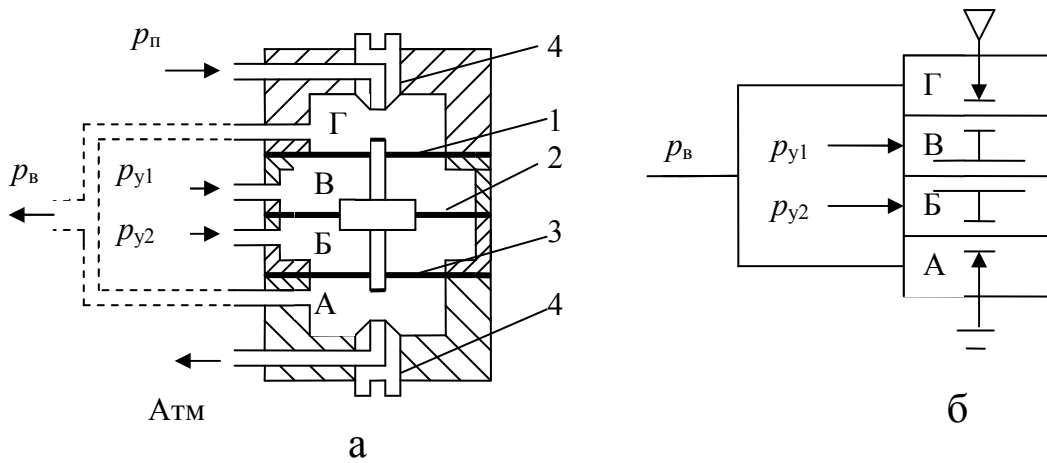


Рис. 3.2. Двухвходовой усилитель:

а – конструкция; б – обозначение в схемах.

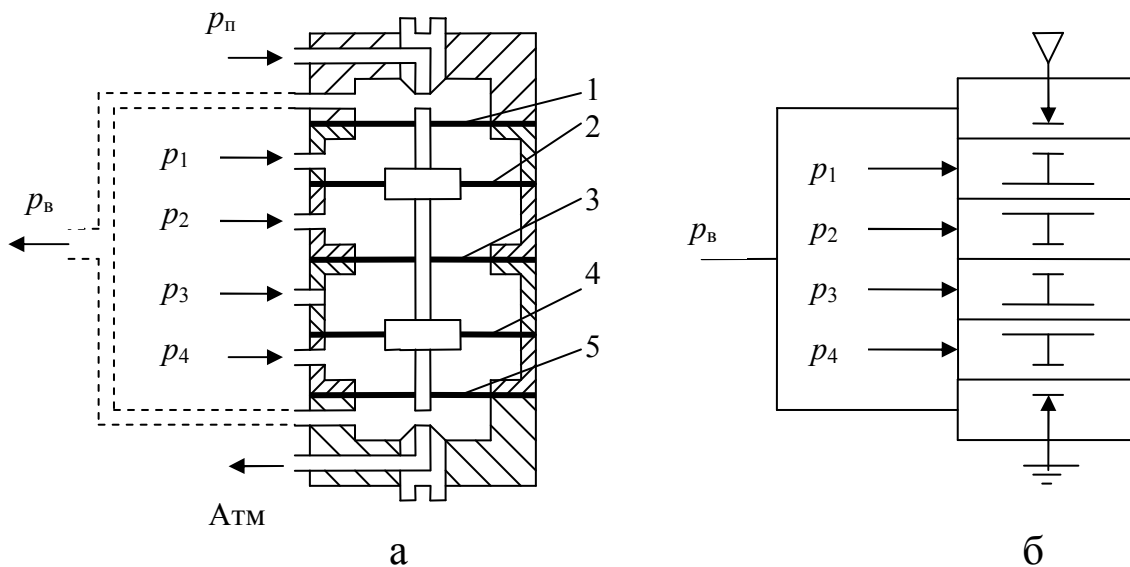


Рис. 3.4. Четырехвходовой усилитель:

а – конструкция; б – обозначение в схемах.

Камеры, в которых располагаются сопла, соединяются последовательно и образуют тем самым проточную камеру с двумя управляемыми пневмосопротивлениями. Из-за различия эффективных площадей мембран,

образующих глухие камеры, при увеличении давления  $p_1$  в двухвходовом усилителе давление на выходе  $p_v$  увеличивается, а при увеличении давления  $p_2$  – уменьшается. Поэтому камеру В в двухвходовом усилителе называют положительной, а камеру Б – отрицательной. В четырехвходовом усилителе камеры В и Д – положительные, а камеры Б и Г – отрицательные. Уровень выходного давления  $p_v$  определяется положением мембранного блока, так как его торцы служат заслонками, причем возрастание проводимости одного сопротивления сопровождается одновременным уменьшением проводимости другого. Положение мембранного блока определяется соотношением входных сигналов. Таким образом, между выходным и входными давлениями имеется однозначная зависимость.

Двухвходовой усилитель обеспечивает сравнение двух непрерывных сигналов  $p_1$  и  $p_2$ , а четырехвходовой усилитель – четырех непрерывных сигналов  $p_1, p_2, p_3$  и  $p_4$ .

Уравнения, описывающие работу двухвходового и четырехвходового усилителей в разомкнутом режиме (то есть, когда ни одно из сопел не перекрыто полностью), могут быть получены из рассмотрения равновесия сил на мембранных блоках этих усилителей.

Для двухвходового усилителя условие равновесия сил запишем в виде

$$p_a f + p_1(F - f) = p_2(F - f) + p_a f + N,$$

где  $f$  – эффективная площадь малой мембраны;  $F$  – эффективная площадь большой мембраны;  $N$  – сила упругой деформации мембранного блока.

Учитывая, что  $N = c\delta$  (где  $c$  – жесткость мембраны, н/м;  $\delta$  – величина деформации мембраны, м), а  $p_v = S\delta$  (где  $S$  – крутизна статической характеристики узла «сопло-заслонка», Па/м) получим

$$p_1(F - f) = p_2(F - f) + \left(\frac{c}{S}\right)p_a.$$

Отсюда

$$p_a = \left[ \frac{(F - f)}{c} \cdot S \right] \cdot (p_1 - p_2) = K(p_1 - p_2),$$

где  $K = \left[ \frac{(F - f)}{c} \cdot S \right]$  - коэффициент усиления.

Для четырехходового усилителя аналогичным образом можно получить

$$p_b = K(p_1 - p_2 + p_3 - p_4).$$

Маломощный повторитель (рис. 3.5а) представляет собой одномембранный элемент с управляемым сопротивлением типа «сопло-заслонка». Входной сигнал поступает в камеру А. При подаче в камеру Б через дроссель (конструктивно не входящий в повторитель) сжатого воздуха, в ней устанавливается давление, равное давлению в камере А. При увеличении входного давления равновесие мембраны нарушается и она устанавливается в новое положение равновесия, а избыток сжатого воздуха сбрасывается в атмосферу.

На рис. 3.4б приведено условное графическое изображение повторителя.

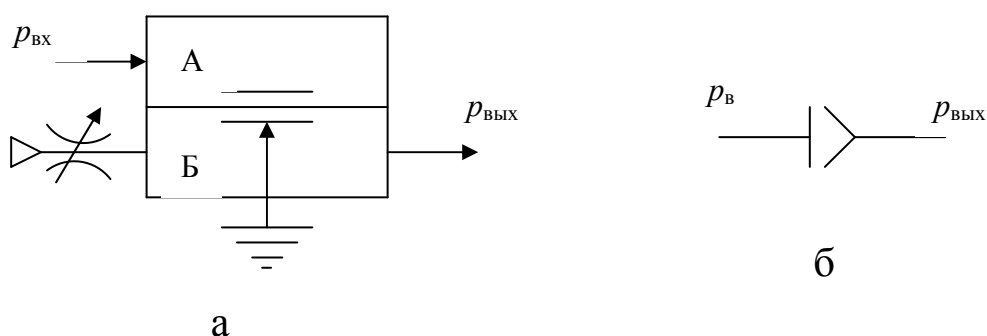


Рис. 3.4. Повторитель:

а – конструкция; б – обозначение в схемах.

### 3.3. Выходные и вспомогательные устройства

Выходные устройства предназначены для управления исполнительными механизмами и выдачи сигналов о состоянии системы управления. К выходным устройствам относятся усилители (для усиления дискретных пневматических сигналов по давлению и расходу), пневмоэлектропреобразователи (для связи пневматических элементов с электрическими устройствами) и индикаторы (для визуального контроля наличия пневматических сигналов).

## ЛИТЕРАТУРА

1. Залманзон Л. А. Теория аэрогидродинамических систем автоматического управления. – М.: Наука, 1977.
2. Залманзон Л. А. Аэрогидродинамические методы измерения входных параметров автоматических систем. – М.: Наука, 1973.
3. Ибрагимов И. А., Фарзане Н. Г., Илясов Л. В. Элементы и системы пневмоавтоматики. - М.: Высшая школа, 1984.
4. Пневматические устройства и системы в машиностроении. Справочник. Под общей ред. Е. В. Герц. - М.: Машиностроение, 1981.
5. Струйные логические элементы и устройства автоматического управления технологическим оборудованием. Отраслевой каталог. Под ред. Э. И. Чаплыгина. - М.: ВНИИТЭМР, 1989.
6. Сутин А. И. Элементы и системы пневмоавтоматики. Учебное пособие. – Волгоград: Издательство ВПИ, 1986.
7. ГОСТ 2.781-96 ЕСКД. Обозначения условные графические. Аппараты гидравлические и пневматические, устройства управления и приборы контрольно-измерительные.
8. ГОСТ 6678-72. Манжеты резиновые уплотнительные для пневматических устройств. Технические условия.
9. ГОСТ 14691-69. Устройства исполнительные для систем автоматического регулирования. Термины.
10. ГОСТ 14768-69. Устройства исполнительные ГСП. Методы определения пропускной способности.
11. ГОСТ 15608-81. Пневмоцилиндры поршневые. Технические условия.
12. ГОСТ 17752-81. Гидропривод объемный и пневмопривод. Термины и определения.
13. ГОСТ 18460-91. Пневмоприводы. Общие технические требования.

## СОДЕРЖАНИЕ

СТР.

ВВЕДЕНИЕ .....	3
1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПНЕВМАТИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВАХ ...	6
1.1. Свойства воздуха .....	6
1.2. Термодинамические процессы .....	9
1.3. Основные закономерности течения газов .....	11
1.4. Основные параметры пневматических устройств .....	14
1.5. Выбор системы управления .....	18
1.5.1. Сравнительная оценка пневматических и других систем управления .....	18
1.5.2. Прочие критерии для выбора системы управления .....	18
2. ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ .....	23
2.1. Составные части привода .....	23
2.1.1. Классификация промышленных пневмогидроприводов .....	23
2.1.2. Основные элементы пневмопривода .....	24
2.2. Источники энергии в пневматических и гидравлических системах.....	25
2.2.1. Организация питания от сети высокого давления .....	26
2.2.2. Источники питания низкого давления и организация питания по замкнутому контуру .....	27
2.3. Пневматические емкости и конденсаторы .....	28
2.4. Пневмогидродвигатели .....	30
2.4.1. Пневмодвигатели с поступательным движением выходного звена .....	30
2.4.2 Поворотные пневмогидродвигатели .....	34
2.4.3 Пневмогидромоторы .....	35
2.5. Направляющая аппаратура .....	37
2.5.1. Пневмогидрораспределители .....	37

2.5.2. Обратные клапаны .....	42
2.5.3. Пневмоклапаны быстрого выхлопа .....	43
2.5.4 Логические пневмоклапаны .....	44
2.5.5. Пневмоклапаны выдержки времени .....	46
2.6. Регулирующая пневмогидроаппаратура .....	46
2.6.1. Сопротивления (дрессели) .....	47
2.6.2. Редукционные клапаны .....	53
2.6.3. Предохранительные клапаны .....	55
2.7. Кондиционирование рабочего тела .....	56
2.7.1. Очистка сжатого воздуха для пневматических систем .....	56
2.7.2. Смазка пневматических устройств .....	62
2.7.3. Борьба с шумом и загрязнением окружающей среды при работе пневмосистем .....	62
2.8. Коммутационные линии .....	63
2.8.1. Трубопроводы .....	63
2.8.2. Соединения .....	68
3. ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ ЭЛЕМЕНТЫ И УСТРОЙСТВА СРЕДНЕГО УРОВНЯ ДАВЛЕНИЯ .....	69
3.1. Дискретные элементы .....	70
3.2. Элементы непрерывно-дискретного действия .....	72
3.3. Выходные и вспомогательные устройства .....	76
ЛИТЕРАТУРА .....	77

Владимир Александрович Горюнов

Евгений Александрович Дьячков

Эдуард Иванович Чаплыгин

ПНЕВМОГИДРОАВТОМАТИКА. ЧАСТЬ I.  
(пневматические и гидравлические устройства)  
Учебное пособие

Редактор А. К. Саютина

Темплан 2005 г. Поз. №

Лицензия ИД № 04790 от 18.05.01

Подписано к печати                      Формат 60×84 1/16. Бумага газетная.

Печать офсетная. Усл. печ. л.              Уч. – изд. л.              Тираж              экз.

Заказ

Волгоградский государственный технический университет

400131 Волгоград, просп. им. В. И. Ленина, 28

РПК «Политехник» Волгоградского государственного технического  
университета

400131 Волгоград, ул. Советская, 35