

# **ГИДРОМАШИНЫ, ГИДРОПРИВОДЫ, КОМПРЕССОРЫ**

**ИЗДАТЕЛЬСТВО ТГТУ**

УДК 532  
ББК 356я73-5  
Г464

Рецензент

Доктор технических наук, профессор,  
заведующий кафедрой «Гидравлика и теплотехника» ГОУ ВПО ТГТУ  
*Н.П. Жуков*

Составители:  
*О.Г. Маликов, М.В. Забавников,  
П.С. Беляев, В.Г. Однолько, Д.С. Полушкин*

Г464 Гидромашины, гидроприводы, компрессоры : лабораторные работы / сост. : О.Г. Маликов, М.В. Забавников, П.С. Беляев, В.Г. Однолько, Д.С. Полушкин. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2009. – 40 с. – 50 экз.

Даны методические указания, контрольные вопросы и порядок выполнения лабораторных работ по курсу «Гидромашины, гидроприводы, компрессоры».

Предназначены для студентов 2 курса специальности 261201 «Технология и дизайн упаковочного производства» дневной и заочной форм обучения.

УДК 532

ББК 356я73-5

© ГОУ ВПО «Тамбовский государственный  
технический университет» (ТГТУ), 2009  
Министерство образования и науки Российской Федерации  
**ГОУ ВПО «Тамбовский государственный технический университет»**

## **ГИДРОМАШИНЫ, ГИДРОПРИВОДЫ, КОМПРЕССОРЫ**

Лабораторные работы  
для студентов 2 курса специальности 261201  
«Технология и дизайн упаковочного производства» дневной  
и заочной форм обучения



---

Тамбов  
◆ Издательство ТГТУ ◆  
2009

Учебное издание

**ГИДРОМАШИНЫ, ГИДРОПРИВОДЫ,  
КОМПРЕССОРЫ**

Лабораторные работы

Составители:

МАЛИКОВ Олег Георгиевич,  
ЗАБАВНИКОВ Михаил Владимирович,  
БЕЛЯЕВ Павел Серафимович,  
ОДНОЛЬКО Валерий Григорьевич,  
ПОЛУШКИН Дмитрий Сергеевич

Редактор Е.С. Мордасова

Инженер по компьютерному макетированию М.А. Филатова

Подписано в печать 30.03.2009.

Формат 60 × 84/16. 2,32 усл. печ. л. Тираж 50 экз. Заказ № 134.

Издательско-полиграфический центр  
Тамбовского государственного технического университета  
392000, Тамбов, Советская, 106, к. 14

## ВВЕДЕНИЕ

Курс «Гидромашины, гидроприводы, компрессоры» является одним из составляющих цикла общепрофессиональных дисциплин (ОПД) для студентов специальности 261201 «Технология и дизайн упаковочного производства» и предлагает подготовку будущих специалистов к практической деятельности при эксплуатации упаковочного оборудования, оснащенного системами гидро- и пневмоприводов.

Основная цель лабораторных работ по этому курсу состоит в закреплении и углублении теоретических представлений по способам преобразования механической энергии в гидравлическую и обратно; принципам, законам действия и конструктивным особенностям гидравлических машин и компрессоров, составляющих элементов и устройств, используемых в гидро- или пневмосистемах технического упаковочного оборудования.

Каждая лабораторная работа должна выполняться в два этапа:

– Закрепление и углубление теоретических знаний, полученных при изучении отдельных разделов курса. Теоретический материал к лабораторным работам студент должен предварительно изучить по лекциям и рекомендованной литературе.

– Практическая часть выполняется студентами в лаборатории кафедры на соответствующих стендах и установках.

Второй этап выполняется в следующей последовательности:

1. На рабочем месте ознакомиться с инструкцией по охране труда и технике безопасности при работе с приборами и установками.

2. Произвести разборку той или иной гидромашины или устройства.

3. Изучить конструкцию основных рабочих органов, составить их эскизы и конструктивную схему устройства.

4. Произвести сборку устройства.

По окончании работы каждый студент готовит отчет о проделанной работе. Отчёт по лабораторной работе оформляется на листах формата А4 (297×210 мм) и должен содержать следующее:

– титульный лист, на котором указывается название работы, фамилия и инициалы студента, номер группы;

– краткую теоретическую часть, конструктивные особенности и принцип действия той или иной гидромашины или устройства, основные расчетные формулы;

– эскизы основных рабочих органов того или иного устройства, выполненных в соответствии с требованиями ЕСКД;

– конструктивную схему изученного устройства;

– подпись студента.

# Лабораторная работа 1

## ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ОБЪЁМНЫХ ГИДРОМАШИН

*Цель работы.* изучение конструкций и принципа действия объёмных гидромашин – шестеренных насосов, пластинчатых, радиально-поршне-вых, аксиально-поршневых. Составление конструктивных схем машин и эскизов основных рабочих элементов.

*Оборудование.* насосы шестеренные, пластинчатые, радиально-поршневые, аксиально-поршневые.

### Предварительная подготовка

Ознакомиться с назначением, принципом действия, устройством и конструкциями объёмных насосов различного типа [1, с. 129 – 149; 204 – 225; 2, с. 272 – 350; 3, с. 111 – 142].

### Методические указания

Насосы являются механизмами, служащими для преобразования механической энергии двигателя в механическую энергию состояния жидкости, для приведения в действие тех или иных исполнительных органов оборудования.

Во время работы насоса жидкости сообщается приращение давления либо за счёт скоростного напора (кинетической энергии), либо за счёт статического напора.

В результате приращения давления происходит перемещение жидкости из полости большого давления в полость меньшего давления. В гидравлических системах оборудования применяются насосы, создающие приращение давления за счёт статического напора. Такие насосы называются насосами объёмного действия.

Цикл работы насоса объёмного действия состоит из следующих элементов:

- создание вакуума в рабочей камере путём увеличения её объёма;
- заполнение рабочей камеры жидкостью из бака через линию всасывания под влиянием атмосферного давления.
- вытеснение жидкости из рабочей камеры путём уменьшения её объёма в линию нагнетания.

Увеличение и уменьшение объёма рабочей камеры насоса обеспечиваются движением нагнетающих частей. В период увеличения её объёма рабочая камера соединена с линией всасывания и разъединена с линией нагнетания. После заполнения жидкостью в период уменьшения её объёма рабочая камера соединена с линией нагнетания и разъединена с линией всасывания.

По конструкции рабочего органа объёмные насосы разделяются на шестеренные, пластинчатые (лопастные) и роторно-поршневые. Роторно-поршневые насосы в свою очередь делятся на аксиальные и радиальные роторно-поршневые, а также поршневые эксцентриковые.

По принципу распределения потоков рабочей жидкости между всасывающей и напорной гидролиниями насосы разделяются на насосы с замыканием рабочих органов (шестерённые и пластинчатые), с радиальным распределением потоков через вал и втулку (радиальные роторно-поршневые), с торцовым распределением потоков плоским или сферическим распределителем (аксиальные роторно-поршневые) и с клапанным распределением потоков (поршневые эксцентриковые).

Шестеренные и пластинчатые насосы применяются для рабочих давлений 12...16 МПа (120...160 кг/см<sup>2</sup>); аксиальные и радиальные роторно-поршневые – для давлений 20...30 МПа (200...300 кг/см<sup>2</sup>) и поршневые эксцентриковые для давления 50 МПа (500 кг/см<sup>2</sup>) и выше.

Шестеренные насосы с внешним зацеплением шестерен по сравнению с насосами других типов получили наибольшее распространение. Это объясняется простотой их изготовления и эксплуатации, малыми габаритами и массой, сравнительно высоким КПД, лёгкостью реверсирования, достаточной надёжностью и долговечностью.

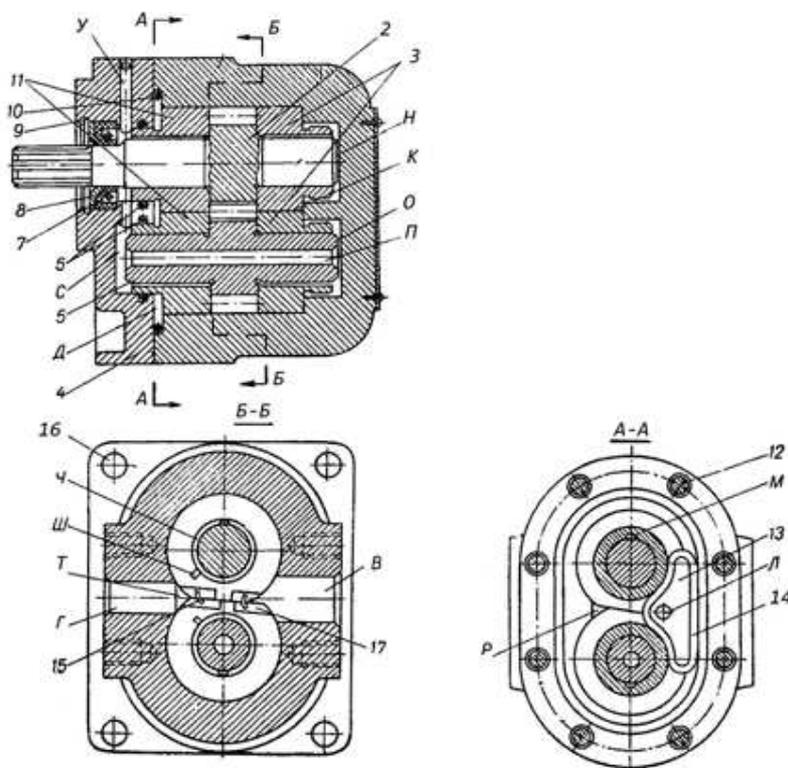
В шестеренных насосах допускаются большие кратковременные перегрузки по давлению, величина которых определяется лишь конструкцией подшипников.

К недостаткам шестеренных насосов относятся: наличие полости с защемляемым объёмом рабочей жидкости, внутренние утечки через торцевые зазоры шестерен и корпуса насоса, значительный шум и пульсация потока.

На рис. 1 представлена конструкция шестеренного насоса с гидравлической компенсацией торцевых зазоров.

В корпусе насоса 1 имеются два ступенчатых глухих отверстия для размещения шестерен 2 и 5, и двух пар втулок 3 и 11. Втулки закрывают отверстия для шестерен и одновременно являются подшипниками валиков насоса, выполненных заодно с шестернями.

Корпус закрыт крышкой 4 при помощи болтов 12. Крышка имеет центрирующий выступ для соосного монтажа вала насоса с приводным валом и отверстия 16 для монтажных болтов. Для предотвращения утечки масла по стыку корпуса и крышки в выемке Д по контуру корпуса уложено кольцо круглого сечения 10 из маслостойкой резины. Масло, проникающее при работе насоса через зазоры между втулками и корпусом из полости давления насоса Т в полость Д, создаёт давление на кольцо 10 с усилием, соответствующим давлению масла плюс усилие от предварительного сжатия кольца, при этом обеспечивается требуемая герметичность стыка. На хвостовике валика ведущей шестерни имеются шлицы для соединения с приводом.



**Рис. 1. Шестеренный насос с гидравлической компенсацией торцевых зазоров**

В крышке насоса имеется уплотнение 7 для предотвращения утечки масла по хвостовику приводного валика из полости С. С торца уплотнение закрыто кольцом 8 и зафиксировано в осевом направлении замковой шайбой 9.

В боковых частях корпуса имеются отверстия для всасывания В и нагнетания Г. Для уплотнения зазоров между сопрягающимися поверхностями втулок 11 и крышки 4 поставлены резиновые кольца 6.

В месте пересечения отверстий корпуса втулки 3 и 11 имеют лыски, по которым их стыковые плоскости К прилегают друг к другу. При параллельном положении лысок между ними образуется зазор величиной около 0,1 мм.

При повороте втулок в разные стороны этот зазор «выбирается» и создаётся плотное прилегание лысок друг к другу. При этом стык втулок располагается под некоторым углом к горизонтали (см. разрез А-А). При работе насоса под давлением указанный поворот втулок обеспечивается за счёт трения шестерен о торцы втулок.

Для создания предварительного поворота втулок применены изогнутые проволоочки 15, которые обеспечивают «выборку» зазора между лысками. Проволочки вставляются в соответствующие отверстия во втулках.

На торцах втулок имеются канавки 17 для разгрузки от давления запираемого между зубьями шестерен масла.

Гидравлический поджим втулок происходит следующим образом. Полость Д соединена с полостью нагнетания Т каналом Р, который образован за счёт фрезеровки лыски на корпусе в месте пересечения отверстий. Таким образом, к кольцевым площадям втулок 11 поводится рабочее давление насоса, создающее их прижим к шестерням и соответственно шестерен ко втулкам 3. Торцевые зазоры в насосе «выбираются» и остаются в пределах толщины масляного слоя, зависящего от вязкости масла и результивного удельного давления.

Так как давление во впадинах зубьев шестерен насоса постоянно падает от камеры нагнетания до камеры всасывания, то если подвести давление ко всей кольцевой поверхности втулок 11 из камеры Д, отсутствие встречного давления на втулки из части впадин шестерен вызовет перекося втулок.

Для избежания перекося втулок и связанных с ним явлений неравномерного износа и заедания часть площади торцов втулок 11 разгружается от давления следующим образом. В полости Д между торцами крышки 4 и втулок 11 устанавливается пластина 13, по контуру которой укладывается резиновое кольцо 14 круглого сечения, изолирующее площадь, занятую пластинкой от давления. Резиновое кольцо при соединении крышки с корпусом получает предварительное сжатие. Давление масла на кольцо стремится вдавить его между пластиной и крышкой и между пластинкой и торцами втулок и уплотняет эти соединения.

Незначительная утечка масла, проникающая за контур пластинки, отводится через отверстие Л по каналу, аналогичному каналу Р, во всасывании. Это устройство позволяет уравновесить давления изнутри и извне втулок и способствует равномерному износу втулок.

В связи с повышением давления насосов и стремлением обеспечить их высокий объёмный КПД гидравлическая компенсация торцевых зазоров находит всё большее применение.

### **Порядок выполнения**

1. Произвести разборку насоса того или иного типа.
2. Изучить конструкцию основных рабочих органов насоса и его комплектующих элементов.
3. Составить эскизы основных рабочих элементов насоса (шестерен, ротора лопастного насоса и рабочих пластин и т.д.).
4. Составить конструктивную схему того или иного типа насоса.
5. Осуществить сборку насоса.

### **Отчёт по работе**

1. Описать подготовку в соответствии с рекомендуемой литературой.
2. Приложить эскизы рабочих элементов насосов различного типа.
3. Приложить схему конструкции изученных насосов того или иного типа.

### **Контрольные вопросы**

1. Принцип действия и особенности объёмных поршневых насосов.
2. Принцип действия и особенности объёмных лопастных насосов.
3. Принцип действия и особенности объёмных шестеренных насосов.
4. Что представляет собой полный напор насоса?
5. Как определяется наибольшая допустимая высота всасывания насоса?
6. Что представляет собой кавитация при работе насоса?

## Лабораторная работа 2

### ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ И ВЕНТИЛЯТОРОВ

*Цель работы:* изучение конструкций и принципа действия центробежных насосов и вентиляторов. Составление конструктивных схем и эскизов основных рабочих элементов.

*Оборудование:* центробежные насос и вентилятор.

#### Предварительная подготовка

Ознакомиться с назначением, принципом действия, устройством и конструкцией центробежных насосов и вентиляторов [1, с. 149 – 175; 2, с. 154 – 225; 3, с. 11 – 91].

#### Методические указания

Центробежные насосы в силу целого ряда своих качеств являются самыми распространёнными из всех типов насосов. Широкий диапазон подач (до десятков м<sup>3</sup>/с) и напоров, высокая частота вращения, достигающая до десятков тысяч оборотов в минуту и сравнительно высокий КПД (80...85 %) позволяют использовать их в самых различных отраслях народного хозяйства в качестве питательных насосов для подачи воды, циркуляционных, сетевых – для нужд теплофикации и т.д.

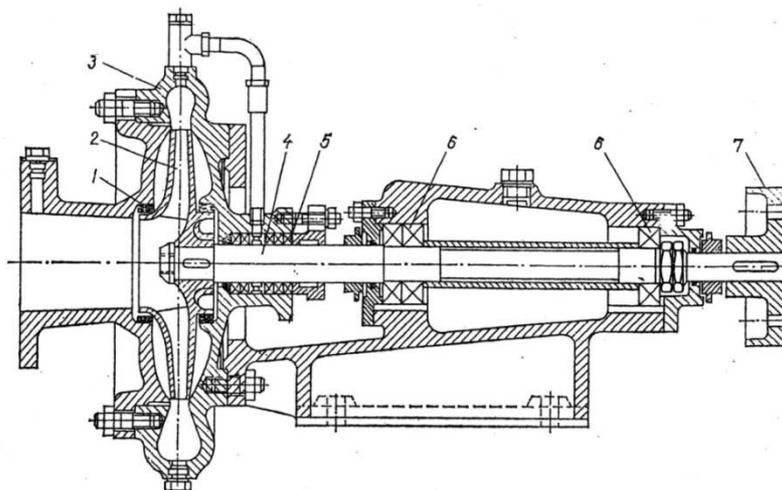
Центробежные вентиляторы используются для проветривания помещений в качестве тяго-дутьевых машин (дутьевых вентиляторов).

На рис. 1 представлен продольный разрез простейшего центробежного насоса. Основными элементами указанной конструкции насоса являются: корпус 3, внутри которого на валу 4 насажено рабочее колесо 2, подшипники 6, наружное уплотнение вала 5.

На рис. 2 представлена схема этого насоса. Рабочее колесо, в каналах которого происходит повышение энергии жидкости, состоит из переднего 4 и заднего 7 дисков. Между дисками размещены лопасти 1, образующие криволинейные каналы. Передний диск имеет уплотнительное кольцо 2, предназначенное для герметизации (уменьшения протечек) напорной части насоса от приёмной. Подвод 3, выполненный в виде сходящегося патрубка, улучшает условия поступления жидкости на рабочее колесо. В месте выхода вала из корпуса устанавливается уплотнение 8.

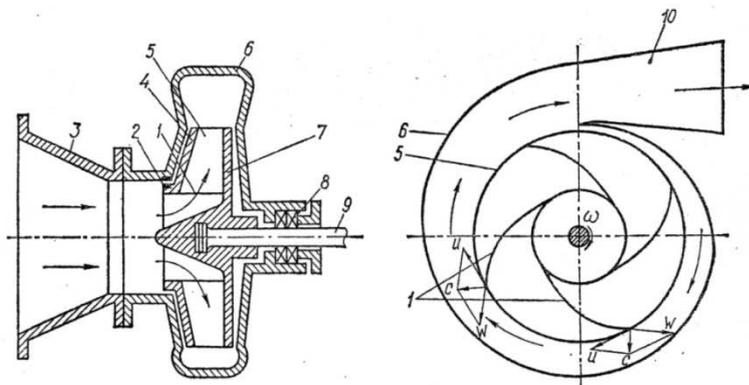
На рис. 3 показаны основные геометрические параметры рабочего колеса. Рабочие колёса могут быть с односторонним и двусторонним подводом жидкости, как это показано на рис. 4, т.е. жидкость подводится к рабочим органам с двух противоположных сторон.

По конструктивному оформлению рабочие колёса бывают закрытые (рис. 5, а), имеющие передний и задний диски; полузакрытые (рис. 5, б), в которых отсутствует передний диск и лопасти крепятся к заднему диску; открытые (рис. 5, в), имеющие втулки с закреплёнными на них лопастями. Межлопачочные каналы в этом случае образуются лопастями и стенками корпуса.



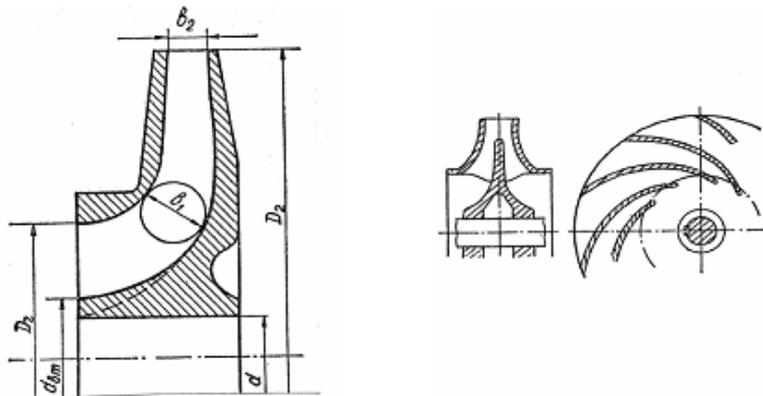
**Рис. 1. Консольный одноступенчатый центробежный насос:**

1 – уплотнительное кольцо; 2 – рабочее колесо; 3 – корпус; 4 – вал; 5 – уплотнительный сальник; 6 – подшипники; 7 – соединительная муфта



**Рис. 2. Схема устройства центробежного насоса:**

1 – лопасть рабочего колеса; 2 – уплотнительное кольцо рабочего колеса; 3 – подводящий патрубок; 4 – передний диск рабочего колеса; 5 – рабочее колесо; 6 – корпус; 7 – задний диск рабочего колеса; 8 – сальниковое уплотнение; 9 – вал; 10 – диффузор



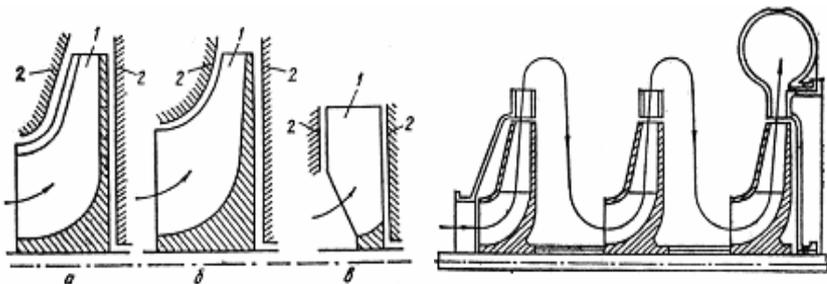
**Рис. 3. Основные геометрические параметры рабочего колеса**

**Рис. 4. Рабочее колесо с двусторонним входом жидкости**

Преимуществом полуоткрытых и открытых рабочих колёс является отсутствие потерь, вызванных трением наружных поверхностей дисков о жидкость в корпусе насоса.

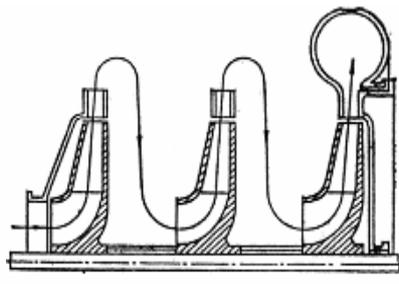
Центробежный насос может быть одноступенчатым, т.е. иметь одно рабочее колесо, либо многоступенчатым, когда на валу последовательно закреплено несколько рабочих колёс.

Корпус насоса объединяет все его элементы и выполняет следующие функции: собирает жидкость, выходящую из рабочего колеса и направляет её в напорный трубопровод. Насос может быть однопоточным, в котором жидкость подаётся через один отвод; двухпоточным, в котором жидкость подаётся через два отвода; многопоточным, имеющим несколько отводов.



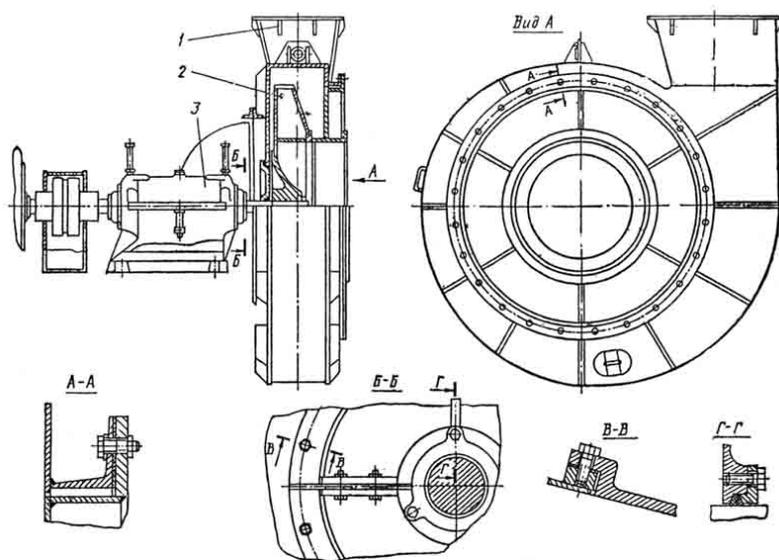
**Рис. 5. Схематическое изображение рабочих колёс различного типа:**  
 а – закрытое колесо; б – полуоткрытое; в – открытое; 1 – лопасть колеса; 2 – корпус насоса

**Рис. 6. Схема последовательного включения рабочих колёс центробежного насоса**



Одна из особенностей центробежного насоса – невозможность пуска его в действие без предварительного залива перекачиваемой жидкостью, так как наличие зазора между уплотнительным кольцом рабочего колеса и корпусом не позволяет создать необходимого разрежения и обеспечить поступление жидкости к рабочему колесу. Чтобы запустить насос, его корпус и весь приёмный трубопровод должны быть заполнены перекачиваемой жидкостью. При вращении рабочего колеса лопасти захватывают жидкость, которая под влиянием сил, возникающих при обтекании ею лопастей, отбрасывается от центра колеса к периферии, попадает в корпус и далее в напорный трубопровод.

По конструкции центробежный вентилятор мало чем отличается от насоса. Он состоит из корпуса и рабочего колеса. У насоса корпус обычно литой, а у вентилятора – сварной или клепаный из листовой стали. Рабочее колесо вентилятора сборное, состоящее из втулки, переднего и заднего дисков. Лопасти к дискам колеса либо привариваются, либо приклепываются. Диски к втулке крепятся болтами. На рис. 7 приведена схема конструкции мельничного вентилятора серии ВМ. Вентиляторы общего назначения в зависимости от величины полного давления  $p_v$  разделяют на вентиляторы низкого давления –  $p_v$  до 981 Па ( $100 \text{ кг/м}^2$ ), среднего давления –  $p_v$  до 2943 Па ( $300 \text{ кг/м}^2$ ) и высокого давления –  $p_v$  до 11 772 Па ( $1200 \text{ кг/м}^2$ ).



**Рис. 7. Мельничный вентилятор серии ВМ:**  
1 – кожух; 2 – рабочее колесо; 3 – ходовая часть

### Порядок выполнения работы

1. Произвести разборку центробежного насоса или вентилятора.
2. Изучить конструкцию основных рабочих органов насоса или вентилятора.
3. Составить эскизы основных рабочих органов насоса или вентилятора (рабочего колеса, корпуса).
4. Составить конструктивную схему центробежного насоса или вентилятора.
5. Осуществить сборку насоса или вентилятора.

### Отчёт по работе

1. Описать подготовку в соответствии с рекомендованной литературой.
2. Приложить эскизы рабочих элементов центробежного насоса или вентилятора.
3. Приложить схему конструкции изученных насоса или вентилятора.

### Контрольные вопросы

1. На чём основан принцип работы центробежного насоса или вентилятора?
2. Что представляют собой «утечки» при работе центробежного насоса?
3. Как изменится напор, если центробежный насос, нагнетающий воду, станет с теми же скоростями нагнетать воздух?
4. Что такое явление кавитации при работе центробежного насоса?
5. Как изменяется напор многоступенчатого насоса по сравнению с одноступенчатым?

## Лабораторная работа 3

### ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ СИЛОВЫХ ГИДРО- И ПНЕВМОЦИЛИНДРОВ

*Цель работы:* изучение конструкции и принципа действия силовых гидро- и пневмоцилиндров. Составление схемы конструкции силового цилиндра, эскизов основных рабочих элементов – поршня (плунжера), корпуса цилиндра.

*Оборудование:* цилиндр гидравлический, цилиндр пневматический.

#### Предварительная подготовка

Ознакомиться с назначением, принципом действия, устройством силовых гидро- и пневмоцилиндров, конструкцией комплектующих элементов цилиндров [1, с. 227 – 229; 2, с. 350 – 356; 4, с. 26 – 57].

#### Методические указания

Силовые гидро- и пневмоцилиндры широко применяются во всех отраслях техники и особенно часто в технологическом оборудовании в качестве исполнительных механизмов различного назначения.

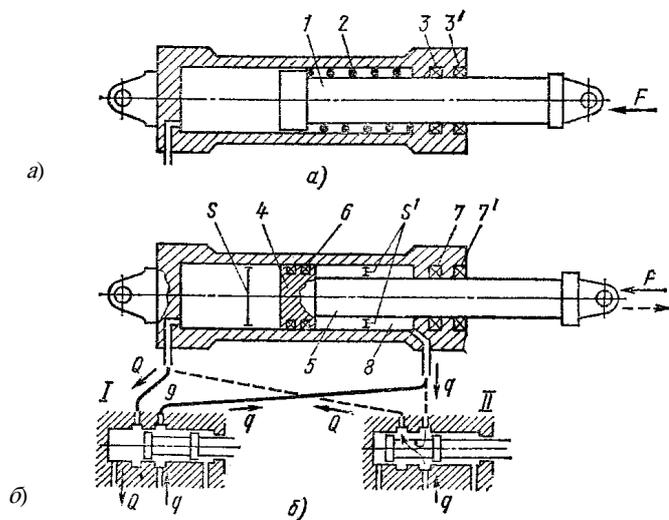
По типу рабочей среды – жидкость или газ – они подразделяются на гидроцилиндры и пневмоцилиндры.

По конструкции различают цилиндры: поршневые, плунжерные простые и дифференциальные. В поршневых цилиндрах энергия движущейся жидкости преобразуется в механическую энергию перемещающегося поршня, при этом диаметр поршня  $D$  больше диаметра штока  $d$ , поршень сопрягается с внутренней поверхностью цилиндра по посадочному размеру.

В плунжерных цилиндрах плунжер имеет по всей длине одинаковый диаметр  $D$ , меньший внутреннего диаметра цилиндра и сопрягается лишь с сальниковым уплотнением в крышке; при этом отпадает необходимость в точной обработке внутренней поверхности цилиндра.

По принципу работы силовые цилиндры делятся на два типа: одностороннего и двустороннего действия.

Гидроцилиндр одностороннего действия (рис. 1, а) имеет плунжер 1, перемещаемый силой давления жидкости в одну сторону. Обратный ход плунжера совершается под действием внешней силы  $F$ , если она действует непрерывно, или пружины 2. Единственное наружное уплотнение плунжера состоит из основного 3 и грязезащитного 3' уплотняющих элементов.



**Рис. 1. Схема гидроцилиндров:**

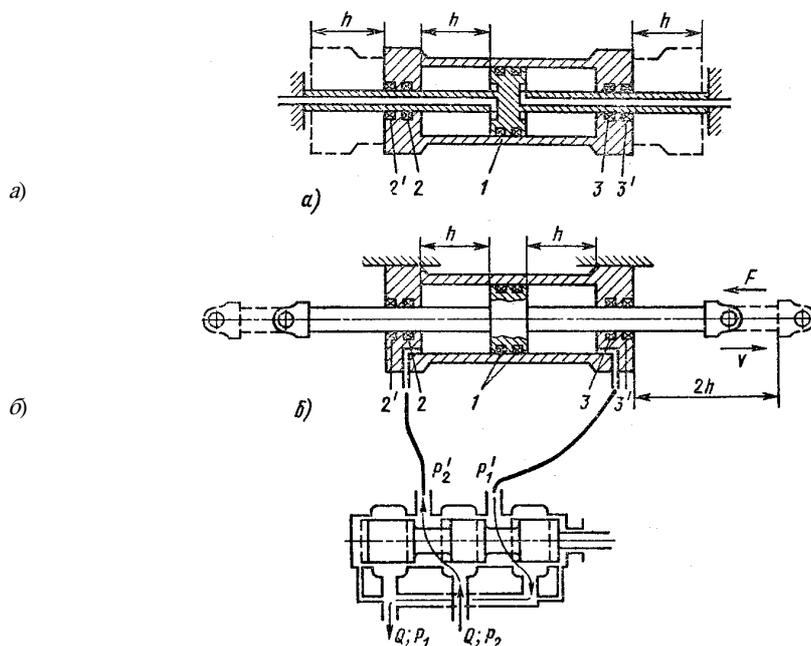
а – одностороннего действия возвратной пружиной;

б – двустороннего действия с управлением по дифференциальной схеме

Гидроцилиндр двустороннего действия (рис. 1, б) имеет поршень 4 со штоком 5, уплотнённые внутренним 6 и наружным 7 и 7' уплотнителями. Разница полной  $S$  и кольцевой  $S'$  площадей поршня ведёт к различию в используемом давлении  $P$  при перемещении поршня влево и вправо, если преодолеваемая сила  $F$  одинакова. Если к цилиндру подводится постоянный расход  $Q$ , то разница площадей приводит в зависимости от направления перемещения к различию скоростей движения поршня.

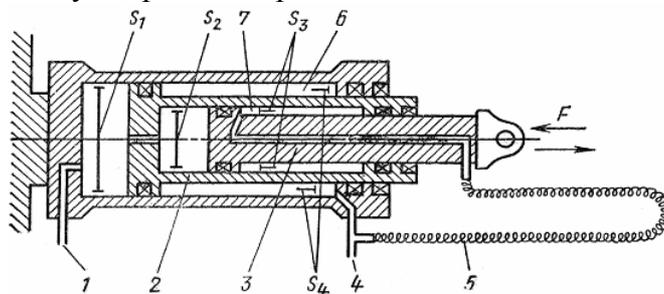
Для устранения этих явлений, когда они нежелательны, такие гидроцилиндры включают при помощи золотника по дифференциальной схеме (см. позиции I и II), при которой штоковая полость 8 непрерывно соединена с питающей линией 9. Если при этом  $S' = S/2$ , то при движении вправо (позиция золотника I) и влево (позиция золотника II) скорость  $U = Q/S'$  и сила  $F = P \cdot S'$  будут одинаковы.

Для получения полной симметрии сил и скоростей применяют гидроцилиндры с двусторонним штоком (рис. 2) с одним внутренним 1 и двумя 2 и 3 наружными уплотнениями. В этом случае конструкция с закреплённым штоком (рис. 2, а) в полтора раза короче, чем конструкция с закреплённым цилиндром (рис. 2, б).



**Рис. 2. Гидроцилиндр с двусторонним штоком:**  
а – с закреплённым поршнем; б – с закреплённым цилиндром и золотником управления

Телескопические гидроцилиндры (рис. 3) применяются в случаях, когда желаемый ход превышает допустимую установочную длину гидроцилиндра.

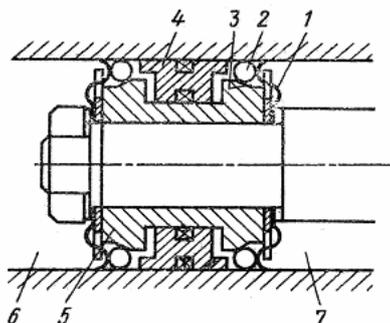


**Рис. 3. Телескопический гидроцилиндр**

Выдвижение секций цилиндра, если он питается через линию 1 от источника постоянного расхода  $Q$  (например, объёмный насос) будет происходить с разными скоростями и, если преодолеваемая сила  $F$  постоянна, при разных давлениях. При выдвижении первым смещается до упора поршень 2 с малой скоростью  $U_1 = Q/S_1$  при меньшем давлении  $P = F/S_1$ . После полного выдвижения поршня 2 начинает перемещаться до полного выдвижения поршень 3, площадь которого  $S_2$ . При этом скорость

увеличивается до  $U_2 = Q/S_2$ , а давление возрастает до  $P_2 = F/S_2$ . Вдвижение секций производится либо под действием силы  $F$ , либо путём подачи расхода  $Q$  через линию 4 в полости 6 и 7 через рукав 5.

Частым требованием к гидроцилиндрам является их способность удерживать нагрузку при неподвижном поршне без подачи жидкости от насоса. Схема фиксирующего устройства на поршне 5 представлена на рис. 4. При равенстве давления в обеих полостях 6 и 7 цилиндра пружины 1 смещают шарики 2 на коническую поверхность 3, и шарики заклинивают поршень. При подаче жидкости от насоса в одну из полостей в ней повышается давление и скользящий уплотняющий элемент 4 смещается. Таким образом, перед началом движения поршня шарики выдавливаются из кольцевой конусной щели и не препятствуют движению поршня. Такая система из-за износа стенок цилиндра применима только при малых нагрузках. При больших нагрузках положение поршня фиксируется гидравлическими замками, представляющими собой управляемые обратные клапаны.



**Рис. 4. Поршень гидроцилиндра с фиксирующими устройствами**

Конструктивно силовые цилиндры состоят из следующих основных элементов: днища (плоского или сферического), цилиндрической части, опорного фланца, расточки под направляющую втулку и уплотнения.

В днище и корпусе цилиндра имеются отверстия для крепления трубопроводов подачи рабочей жидкости.

Днище цилиндра может изготавливаться отдельно и крепиться к цилиндру на резьбе, болтах, с помощью разрезной кольцевой шпонки.

Наличие воздуха в гидросистеме может оказаться причиной неравномерности движения ведомых звеньев механизма. Кроме того, воздух, присутствующий в гидросистеме, содействует окислению масла, образованию кислот и коррозии деталей гидросистемы.

Для выпуска воздуха из системы цилиндры снабжают специальными вентилями, расположенными в самой высшей точке цилиндра. Конструкция и место расположения таких вентилях 1 показана на рис. 5.

Конструкция поршней должна обеспечивать простоту и доступность сборки, надёжное уплотнение и плавный ход его в цилиндре. Ширина поршня выбирается таким образом, чтобы на нём были размещены все уплотнения и в то же время отверстия под крепёжные винты не были сквозными.

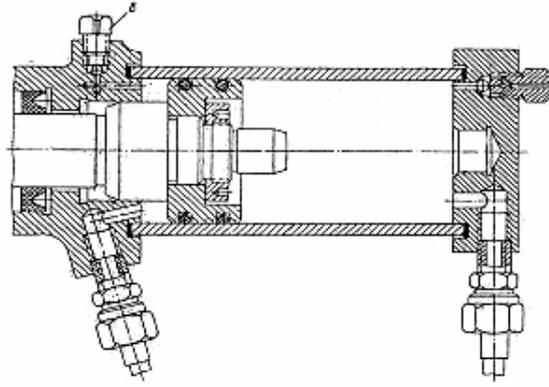
Зазор между поршнем и цилиндром в случае применения резиновых уплотнительных колец должен быть не более 0,1 мм, а ширина поршня не менее 20 мм при одном кольце и не менее 30 мм при двух кольцах.

При уплотнениях, осуществляемых с помощью резиновых колец в профилиных канавках, рекомендуется принимать следующие размеры в мм.

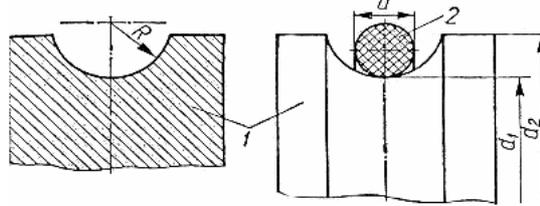
Конец штока, на котором крепится поршень, в зависимости от способа крепления может быть нарезанным, гладким цилиндрическим с упорным буртиком, коническим, с внешним нарезанным отверстием.

Плунжеры малого диаметра (до 200...250) обычно выполняются сплошными из углеродистой стали. Плунжеры больших диаметров часто выполняют полыми для облегчения их веса. Полые плунжеры изготавливают литыми из чугуна или стали.

Надёжность работы и КПД силовых цилиндров в значительной степени зависят от соблюдения герметичности соединений, и, в первую очередь, от соблюдения герметичности подвижных соединений типа поршень–цилиндр, шток–крышка цилиндра и т.п.



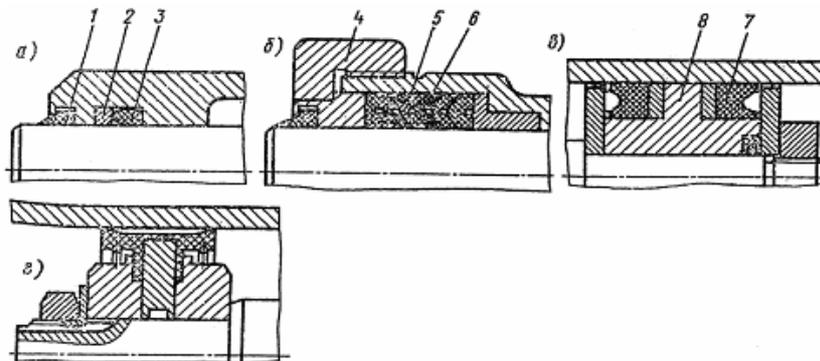
**Рис. 5. Схема конструкции цилиндра двойного действия с вентилями для удаления воздуха**



**Рис. 6. Формы канавок под уплотнительные кольца:**

1 – поршень; 2 – уплотнительное кольцо;  $d_1 = D - 1,7d$ ;  $d_2 = 0,98D$ ;  $R = (1,0 - 1,2)d$  – для пневматических цилиндров;  $R = (1,2 - 1,5)d$  – для гидравлических цилиндров, где  $d$  – диаметр сечения уплотняющего кольца  
 $D$  – внутренний диаметр цилиндра

На рис. 7. представлены различные варианты уплотнения штоков и поршней гидроцилиндров.



**Рис. 7. уплотнения штоков (а, б) и поршней (в, г) гидроцилиндров:**

а – круглым резиновым кольцом; б, в – V-образными манжетами;  
 г – двусторонней манжетой

Уплотнение, показанное на рис. 7, а состоит из резинового кольца 3 с пластиковым упорным кольцом 2 и защитного кольца 1, предохраняющего основное уплотнение от попадания грязи.

Конструкция, изображённая на рис. 7, б представляет пакет V-образных манжет: уплотняющих б из резины и разделительных 5 из пластика. Гайкой 4 пакет может сжиматься для компенсации износа.

На рис. 7, в, г представлены уплотнения поршней двустороннего действия: уплотнение высокого давления манжетами 7 поршня с направляющим поясом 8 и уплотнение двусторонней манжетой, служащей одновременно направляющим элементом, такой тип уплотнения предназначен для умеренных давлений.

Движущее усилие, создаваемое рабочей жидкостью в полостях гидроцилиндра без учёта потерь (номинальное усилие), определяется по формулам:

- в поршневой полости  $P_{п} = P_p \cdot \pi \cdot D^2 / 4$ ;
- в штоковой полости  $P_{ш} = P_p \pi (D^2 - d^2) / 4$ ;

где  $P_p$  – давление рабочей жидкости;  $D$  – диаметр гидроцилиндра;  $d$  – диаметр штока, поршня.

Действительное (эффективное) усилие создаваемое гидроцилиндром с учётом потерь на трение поршня и штока определяется по формуле:

$$P_{эф} = P_{п(ш)} \cdot \eta_m,$$

где  $\eta_m$  – механический КПД силового цилиндра, величина которого находится в пределах 0,92...0,99; в среднем величина  $\eta_m$  принимается равной 0,95.

Эффективная скорость движения поршня в зависимости от расхода жидкости вычисляется по уравнению

$$U = Q \cdot \eta_0 / F,$$

где  $Q$  – расход жидкости;  $h_0$  – 0,98...0,99 – объёмный КПД силового цилиндра;  $F$  – площадь поршня.

Усилие, создаваемое жидкостью при подаче её в бесштоковую полость больше, а скорость поршня меньше, чем при подаче в штоковую полость, поэтому первый случай используется для совершения рабочего хода инструмента. Отвод рабочего органа происходит при подаче жидкости в штоковую область, т.е. с большей скоростью, но с меньшим усилием.

### **Порядок выполнения работы**

1. Провести разборку силового гидроцилиндра и пневмоцилиндра.
2. Изучить конструкцию силового цилиндра и его комплектующих элементов.
3. Составить эскизы основных рабочих элементов цилиндра (поршня или плунжера, корпуса цилиндра).
4. Составить конструктивную схему силового цилиндра.
5. Осуществить сборку цилиндра.
6. Произвести расчёт эффективного усилия цилиндров при заданной величине рабочего давления в гидро- или пневмосистеме (задается преподавателем).
7. Произвести расчёт потребного расхода жидкости  $Q$ , необходимого для сообщения поршню или плунжеру заданной скорости движения в цилиндре (задается преподавателем).

### **Отчёт по работе**

1. Описать подготовку в соответствии с рекомендованной литературой.
2. Приложить эскизы рабочих элементов силовых цилиндров.
3. Приложить схему конструкции изученных силовых цилиндров.

### **Контрольные вопросы**

1. Классификация силовых цилиндров по конструктивному исполнению и принципу действия.
2. Из каких составных частей состоит рабочий поршень силового цилиндра?
3. Какие виды соединений применяются при сборке поршня со штоком?
4. Каково назначение уплотнительных элементов силовых цилиндров?
5. Какие типы уплотнительных элементов применяются на поршнях цилиндров?
6. Какие типы уплотнительных элементов применяют для уплотнения штоков и плунжеров в цилиндрах?
7. Что такое номинальное и эффективное усилие силового цилиндра?

## Лабораторная работа 4

### ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ КОМПЛЕКТУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОПРИВОДОВ И ПНЕВМОСИСТЕМ

*Цель работы:* изучение конструкции и принципа действия комплектующих элементов – распределительных устройств, клапанов, фильтрующих элементов, соединительных элементов трубопроводов.

- Оборудование:* 1. Распределительные устройства различного типа (золотниковые, крановые);  
2. Клапаны (обратные, предохранительные, регулировочные);  
3. Дроссели;  
4. Фильтры, маслоотделители, влагоотделители.  
5. Конструктивные элементы соединения трубопроводов (фланцевые, ниппельные, цанговые).

#### Предварительная подготовка

Ознакомьтесь с назначением, принципом действия, устройством комплектующих элементов гидропривода и пневмосистем [1, с. 237 – 257; 2, с. 356 – 379; 4, с. 58 – 119; 5, с. 29 – 91].

#### Методические указания

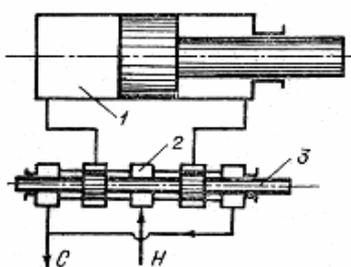
Все гидравлические устройства самого различного назначения строятся как комбинации основных конструктивных элементов – распределительных устройств, клапанов, дроссельных устройств, фильтрующих элементов, соединительных трубопроводов.

Распределительные устройства служат для направления потоков рабочего типа от источника энергии к рабочим полостям силовых устройств и для отвода его от силовых устройств в бак или атмосферу.

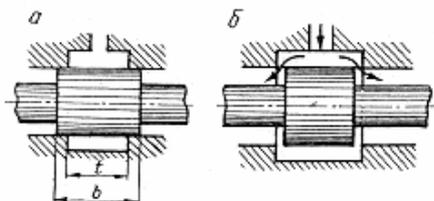
Наиболее распространёнными типами распределительных устройств являются золотниковые, крановые и клапанные распределители.

*Золотниковые распределители* вне зависимости от их конструкции могут иметь два или три фиксированных положения. Первые называются двухпозиционными, и два их крайних положения соответствуют движению силового органа в двух противоположных направлениях. Трёхпозиционные золотники могут останавливаться ещё и в среднем положении, «запирая» исполнительный орган. В зависимости от числа подключаемых к ним основных трубопроводов (без учета ответвлений) бывают трех- и четырехходовые золотники. Первые применяются для управления гидроцилиндрами одностороннего действия, вторые – для гидроцилиндров двойного действия.

Наибольшее распространение получили золотники с линейным перемещением (рис. 1).



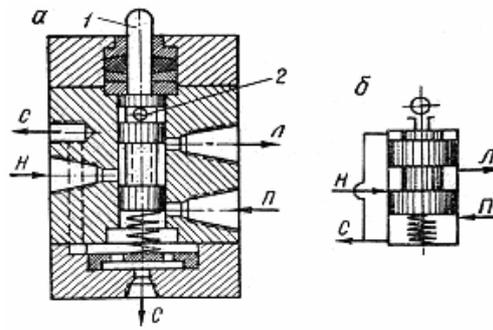
**Рис. 1. Золотники с линейным перемещением**



**Рис. 2. Перекрытие золотником:**  
*а* – положительное; *б* – отрицательное

Такой золотник состоит из корпуса (гильзы) 2 и плунжера 3, имеющего чередующиеся друг с другом пояски и проточки. При перемещении плунжера пояски открывают или закрывают окна в корпусе, направляя рабочее тело в полости исполнительного механизма или линию сброса.

На рис. 3 изображен золотник типа Г74-2.



**Рис. 3. Золотник типа Г74-2:**  
*a* – разрез; *б* – его гидравлическая схема

Под действием пружины плунжер располагается в крайнем верхнем положении, напорная линия (окно *H*) соединена с левой полостью исполнительного органа (окно *Л*). Из правой полости (окно *П*) жидкость вытесняется на слив (окно *С*). Под давлением кулачка плунжер *1* перемещается вниз, напорная линия соединяется с правой стороной исполнительного органа, а левая сторона через отверстие *2* и сверление в плунжере соединяется со сливом. После переключения золотника исполнительный орган изменяет направление движения.

На чувствительность управляемой золотником системы влияет соотношение между шириной пояска *b* и шириной окна *t* (рис. 2).

Если  $b > t$  (положительное перекрытие), то наблюдается нечувствительность исполнительного механизма, ибо окно не откроется, пока плунжер не сместится от среднего положения на величину хода  $\frac{b-t}{2}$ .

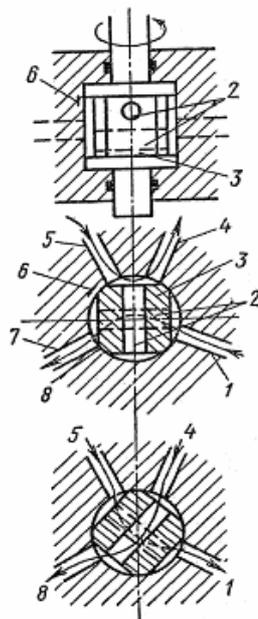
Золотник с отрицательным перекрытием ( $b < t$ ) при любом малом смещении плунжера меняет направление движения жидкости. Нечувствительность здесь минимальна, но происходит постоянная утечка жидкости через зазоры между пояском и более широким окном. Однако с этим мирятся, так как обычно стремятся к высокой чувствительности систем управления и распределения.

**Крановые пробковые распределители** конструктивно просты (рис. 4). Они состоят из поворотного плунжера (пробки *3*) конического или цилиндрического, тщательно подогнанного к отверстию в корпусе *б*, имеющем каналы *5* подвода, *7* отвода и *1* и *4* питания гидродвигателя. В пробке на двух уровнях выполнены отверстия *2*. Между плоскими срезами пробки находятся уплотняющие перемычки *8*. При повороте на  $45^\circ$  соединение гидролиний (как показано на рис. 4) изменяется и может, в частности, осуществляться реверс гидродвигателя. При размещении мест присоединения гидролиний учтена необходимость гидростатического уравнивания противоположные грани пробки всегда момент трения, преодолеваемый при

повороте крана. Пробковые краны из-за трения для работы при высоких давлениях ( $P > 10$  МПа) не применяют. Золотниковые и крановые позиционного переключения, но их не позволяют удерживать неподвижном состоянии.

В таких случаях для используются клапанные по сравнению с золотниками герметически перекрывать

**Клапаны** используются в качестве автоматических одной и той же конструкции могут связи с этим конструктивных типов шариковые, конусные, тарельчатые назначению они разделяются на



**Рис. 4. Крановый пробковый распределитель**

необходимости гидростатического уравнивания противоположные грани пробки всегда момент трения, преодолеваемый при

значительных утечек и моментов давлениях ( $P > 10$  МПа) не применяют. распределители удобны для недостатком являются утечки, которые гидродвигатель под нагрузкой в

позиционного переключения распределители, имеющие увеличенные размеры и массу, но позволяющие гидролинии.

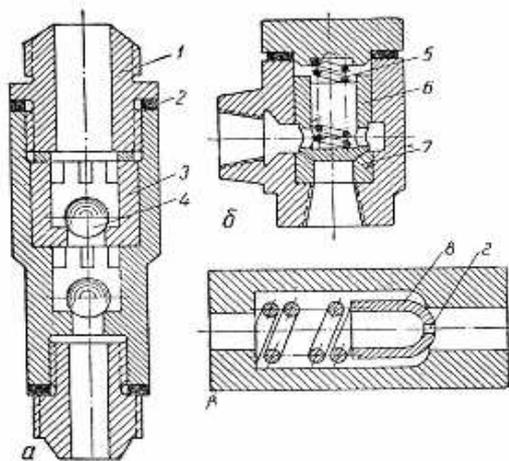
гидросистемах и пневмосистемах в регулирующих устройств. Клапаны выполнить различные функции и в клапанов немного. Основные из них – и плунжерные. По функциональному обратные, предохранительные,

разгрузочные, переливные, редукционные.

*Обратные клапаны* применяют в тех случаях, когда необходимо обеспечить односторонний поток рабочего тела. В соответствии с этим клапаны должны обеспечить проход рабочего тела в прямом направлении при минимальном сопротивлении, сохраняя полную герметичность в обратном направлении. Конструктивно обратные клапаны подобны предохранительным с той лишь разницей, что в данном случае применяется пружина малого усилия, обеспечивающая лишь надёжную посадку клапана в гнездо. В тех случаях, где посадка клапана в гнездо может быть обеспечена за счёт веса подвижной системы, пружину можно не применять.

На рис. 5 представлены различные типы обратных клапанов.

В системах, где от утечек рабочего тела через клапан зависит надёжность работы механизма, рекомендуется применять два последовательно расположенных обратных клапана (рис. 5, *а*).



**Рис. 5. Схема обратных клапанов:**

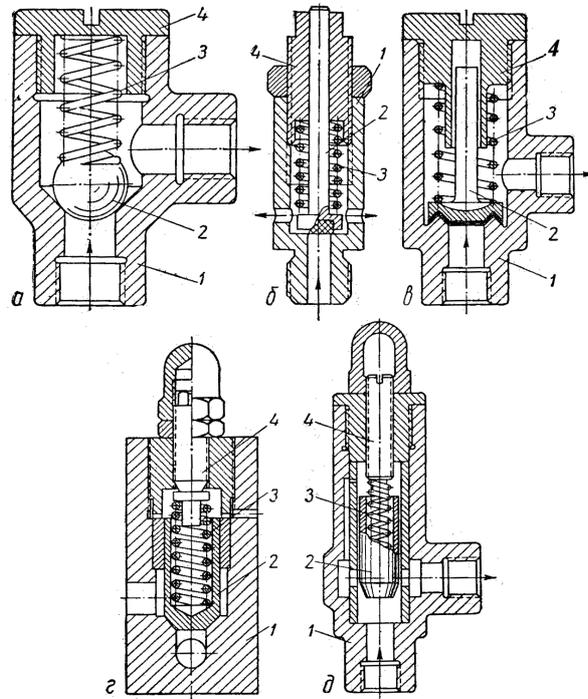
- а* – со сдвоенным шариковым клапаном; *б* – с конусным уплотнением;  
*в* – с дросселированием рабочего тела при его движении в обратном направлении;  
1 – штуцер; 2 – уплотнительная прокладка; 3 – вкладыш; 4 – шарик; 5 – пружина;  
6 – конус; 7 – седло; 8 – клапан; г – дросселирующее отверстие

Широкое распространение получили обратные клапаны с конусным уплотнением типа Г51 (рис. 5, *б*).

Рабочее тело может проходить лишь снизу вверх. Если направление изменится, то клапан давлением жидкости и пружины 5 прижимается к седлу. Для этого в клапане выполнены четыре отверстия, благодаря чему давление жидкости действует на площадь поперечного сечения клапана, определяемую максимальным диаметром притертой конической поверхности. Конструкция клапана обеспечивает надёжное уплотнение между конусом 6 и седлом 7. Пружина 5 рассчитана на преодоление сил трения в клапане.

В некоторых случаях возникает необходимость пропускать рабочее тело в одном направлении свободно, а в противоположном – с некоторым сопротивлением. Для этих усилий могут применяться клапаны, представленные на рис. 5, *в*.

*Предохранительные клапаны* применяются для защиты системы или её частей от недопустимых давлений. Они срабатывают тогда, когда давление превышает допустимое значение и остаются открытыми в течение короткого времени, необходимого для снижения давления. На рис. 6 представлены схемы предохранительных клапанов наиболее распространённых типов.



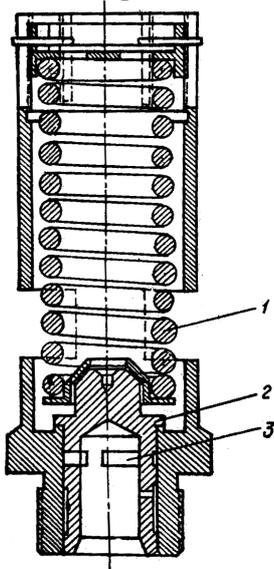
**Рис. 6. Схема предохранительных клапанов**

Основными деталями этих клапанов являются: корпус *1*, запирающий элемент *2*, пружина *3* и регулировочное устройство *4*. Принципиальное различие предохранительных клапанов заключается в конструкции запирающего элемента *2*.

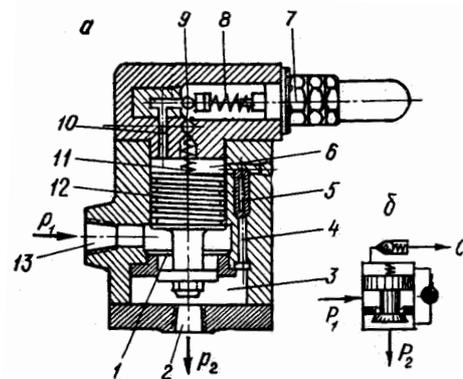
*Разгрузочные* клапаны предназначены для разгрузки насосов в промежутках между рабочими ходами силового органа, когда высокое давление не нужно. Открывшийся клапан сообщает систему или её участок со сливной линией, снижает давление и разгружает насос.

*Переливные клапаны* играют роль регуляторов давления. Их назначение – поддерживать заданное давление, не допуская повышения или понижения (рис. 7).

Под воздействием нормального (заданного) давления плунжер *2* занимает такое положение, при котором окна *3* частично открыты и жидкость в некотором количестве уходит на слив. При отклонении давления от заданного плунжер либо опустится, либо поднимется, меняя проходное сечение окон, а следовательно, и сопротивление проходу жидкости. В результате этого восстановится заданное давление, определяемое предварительным натяжением пружины *1*.



**Рис. 7. Переливной клапан**



**Рис. 8. Редукционный клапан:**  
*а* – разрез; *б* – гидравлическая схема

*Редукционные клапаны* применяются для уменьшения и поддержания постоянным давления в некоторой части гидросистемы, если её обслуживает насос, создающий большее давление, чем это нужно в данной части системы. Жидкость с давлением  $P_1$ , поступает в окно  $13$  и, пройдя через щель  $1$ , с уменьшенным давлением  $P_2$  выходит через окно  $2$  (рис. 8). При неподвижном плунжере  $12$  давление в полости  $3$  и сообщающейся с ней каналом  $4$  полости  $6$  одинаково. Если редуцированное давление  $P_2$  возрастает больше допустимого, на которое настроен с помощью пружины  $8$  и винта  $7$  шариковый клапан  $9$ , то последний откроется и жидкость из полости  $6$  по каналу  $10$  начнет выходить на слив. Давление в полости упадёт быстрее, чем в полости  $3$ , так как в соединительном канале имеется калиброванное отверстие (жиклер)  $5$  с большим сопротивлением, поэтому плунжер  $12$  сместится вверх, прикроет щель  $1$  и давление в полости  $3$  вернется к прежнему (меньшему) значению. Таким образом редуцирующий клапан не только уменьшает поступающее давление, но и поддерживает его в заданных пределах.

*Дроссели* представляют собой регулируемые или постоянные гидравлические сопротивления. При включении такого сопротивления в сеть может быть достигнуто или понижение давления за ним, при неизменном давлении перед дросселем или, наоборот, повышение давления перед дросселем при постоянном давлении за ним.

Дроссели бывают трех типов с использованием:

- а) линейных сопротивлений;
- б) местных сопротивлений;
- в) комбинации обоих видов сопротивлений.

*Фильтры*. При работе гидросистемы жидкость постоянно засоряется из-за проникновения в систему посторонних примесей извне, а также продуктами износа деталей системы и продуктами окисления масла. Частицы, загрязняющие жидкость, ухудшают смазку, увеличивают силы трения и износ деталей, засоряют каналы и отверстия золотников клапанов и других устройств, способствуют окислению масла. Для очистки рабочей жидкости применяются фильтры. Они включаются либо на нагнетании перед одним из ответственных узлов, либо на сливной линии. В качестве фильтрующих элементов применяются различные ткани – фетр, войлок, специальная бумага, металлические сетки (латунные с числом отверстий более 3100 на  $1 \text{ см}^2$ ). На рис. 9 представлен пластинчатый фильтр.

Периодическая очистка фильтра производится поворотом шпинделя  $1$ , вместе с которым поворачиваются пластины  $2$  относительно неподвижных ножей  $4$ , заложенных в зазоры между ними. Таким образом очищаются зазоры между пластинами и поверхность самих пластин. Отстой сливается через отверстие, закрытое пробкой  $3$ .

В пневматических системах возникает необходимость в отделении влаги от подаваемого в цилиндры воздуха, особенно это имеет значение при использовании сжатого воздуха непосредственно от компрессора. Схема влагоотделителя представлена на рис. 10. Корпус  $1$  влагоотделителя имеет входное  $a$  и выходное  $b$  отверстия. Внутри корпус перегороден стенкой, делящей его на две неравные полости  $v$  и  $г$ . В большей полости расположена корзинка  $3$  из мелкой металлической сетки. Воздух, поступающий в корпус из отверстия  $a$ , резко изменяет скорость, расширяется и вследствие охлаждения теряет часть заключённой в нем в виде пара влаги. При резком изменении направления струи, огибающей стенку  $2$ , капли оседают на дно; воду периодически выпускают с помощью вентиля  $4$ . Одновременно сетка корзинки  $3$  очищает проходящий воздух от механических примесей.

*Трубопроводы* служат для подвода рабочего тела к насосам и подачи его от насосов к распределительной и регулирующей аппаратуре и исполнительным органам, а также для возврата рабочего тела в баки.

Внутренние диаметры труб, являющиеся их основными расчётными размерами, определяются исходя из допустимых скоростей течения жидкости по формуле

$$d = 0,46 \sqrt{\frac{Q}{V}},$$

где  $Q$  – расход жидкости через данную трубу, л/мин.;  $V$  – средняя скорость течения жидкости, м/с.

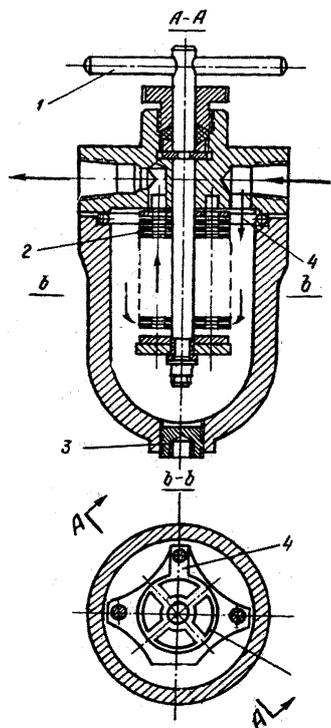


Рис. 9. Пластинчатый фильтр

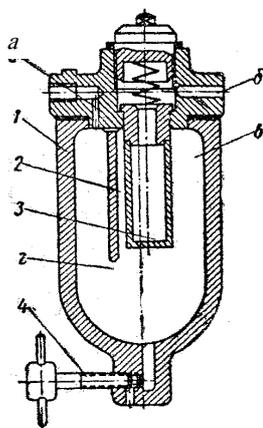


Рис. 10. Влагодделитель

Скорость течения масла принимают: для всасывающих трубопроводов 1,5...2 м/с, для нагнетающих 3...5 м/с.

Согласно рассчитанному значению  $d$  подбирают соответствующий размер трубы по стандартам в зависимости от давления жидкости в системе.

Присоединение труб к насосам и аппаратуре, а также их соединение между собой должны быть надёжными в смысле прочности и герметичности.

Соединение стальных труб производится с помощью так называемого шарового соединения (рис. 11, а и б).

В этом случае к концу трубы 1 приваривается ниппель 2, другой конец которого имеет сферическую форму. Уплотнение создаётся путём прижима накладной гайкой 3 конического конца ниппеля к поверхности штуцера 4. Такое соединение рекомендуется применять для труб с диаметром не более 42 мм.

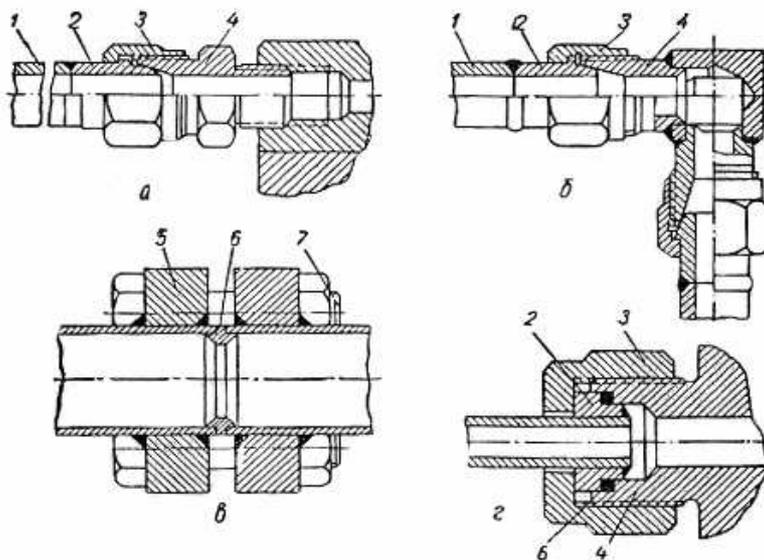


Рис. 11. Схемы соединения стальных труб

Стальные трубы диаметром свыше 42 мм, находящиеся под высоким давлением, соединяются с помощью двух фланцев 5 (рис. 11, в), которые привариваются к концам труб и стягиваются болтами 7. В качестве уплотнительной прокладки применяется медное кольцо 6, располагающееся между торцами соединяемых труб.

Присоединение к штуцеру стальной трубы (рис. 11, г) может осуществляться с помощью ниппеля 2, приваренного к концу трубы и накидной гайки 3. Между ниппелем 2 и штуцером 4 прокладывается уплотняющее медное кольцо 6.

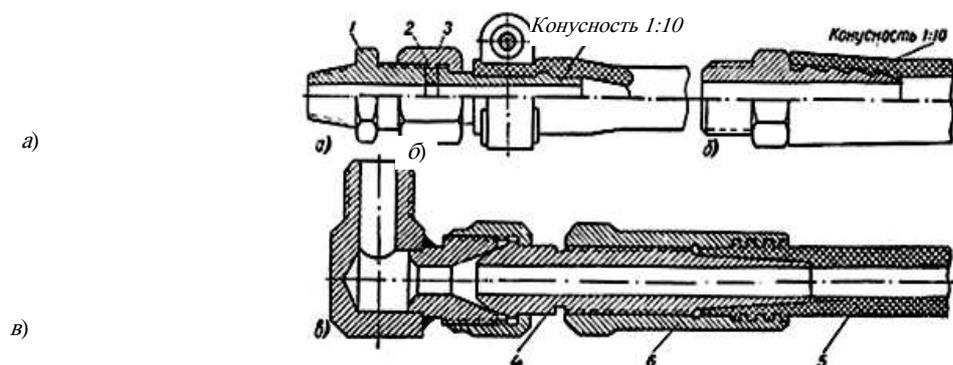
**Соединение шлангов.** Конструкции шлангов довольно разнообразны и зависят от условий работы, давления, применяемого рабочего тела и т.д.

Обычно присоединение шлангов осуществляется посредством ниппелей, конструкции которых приведены на рис. 12.

Крепление шланга к ниппелю при низких давлениях можно производить хомутиком (рис. 12, а), кромки которого во избежание повреждения поверхности шланга должны быть отбортованы.

Присоединение ниппеля 4 к штуцеру 1 может осуществляться накидной гайкой 3, при этом между ниппелем и штуцером необходимо установить прокладку 2.

Применение конических ниппелей без хомуток (рис. 12, б) обеспечивает надёжную работу при давлениях до 3 МПа.



**Рис. 12. Ниппели для присоединения гибких шлангов**

Схема соединения гибких шлангов высокого давления показана на рис. 12, в. Крепление шланга к ниппелю в этом соединении происходит как по внутреннему, так и по наружному диаметру. Уплотнение внутреннего диаметра осуществляется путём напрессовки шланга 5 на конус ниппеля 4. Уплотнение наружного диаметра и крепление шланга на конусе ниппеля производится с помощью детали 6, имеющей изнутри нарезку и навинчиваемую на ниппель 4. На втором конце детали 6 имеются кольцевые проточки, которые вдавливаются в поверхность шланга и при навинчивании детали на ниппель натягивают шланг на конус ниппеля.

### Порядок выполнения

1. Произвести разборку комплектующих элементов гидропривода и изучить их конструкцию.
2. Составить эскизы основных рабочих элементов устройств – золотника, поворотного плунжера и т.д.
3. Составить конструктивную схему того или иного устройства (золотникового распределителя, кранового распределителя, клапана и т.д.).
4. Осуществить сборку комплектующих устройств.

### Отчет по работе

1. Описать подготовку в соответствии с рекомендованной литературой.
2. Приложить эскизы рабочих деталей изученных устройств.
3. Приложить схему конструкции изученных комплектующих устройств.

## Контрольные вопросы

1. Перечислите основные комплектующие элементы гидропривода или пневмопривода.
2. Каково назначение распределительных устройств в гидроприводе?
3. В чем заключается отличие золотниковых распределителей от крановых?
4. Какие типы перекрытия используются в золотниковых распределителях, их преимущества и недостатки?
5. Назначение обратных клапанов в составе гидропривода.
6. В чём отличие роли предохранительных и разгрузочных клапанов; переливных и редукционных?
7. Каково назначение дросселя в составе гидропривода?
8. Каково назначение фильтров, маслоотделителей, влагоотделителей в составе гидропривода?
9. Основные конструктивные элементы соединения трубопроводов.

## Лабораторная работа 5

### ИЗУЧЕНИЕ ПРИНЦИПА ПОСТРОЕНИЯ ГИДРО- И ПНЕВМОСХЕМ

*Цель работы.* Развить навыки построения гидро- и пневмосхем, познакомиться с конструкцией и принципом работы элементов пневмо- и гидросистем упаковочных автоматов, изучить условные обозначения элементов пневмосхем, приобрести навыки построения пневмо- и гидросхем.

*Оборудование.* фасовочно-упаковочный автомат модель серии ТПА-1200РА.

### Методические указания

Фасовочно-упаковочный автомат ТПА-1200РА (рис. 1) предназначен для упаковывания сыпучих веществ в полимерную пленочную упаковку. Упаковываемый материал из бункера с помощью вибрационного питателя поступает в весовой дозатор. В момент взвешивания ограничителем для прекращения подачи материала является механизм блокирующих щеток. После набора дозы сыпучий материал внутри ствола передаётся в сформированную заготовку упаковки.

В фасовочно-упаковочном автомате данного типа применён принцип сворачивания полимерного полотна упаковочного плёночного материала при помощи формующего воротника в рукав вокруг вертикальной трубы – тубуса (или ствола). Формуемый рукав перемещается шаговым приводом вдоль трубы вниз. Во время остановки подачи материала продольными губками электронагревателя на нём сваривается продольный шов, и сваривается нижний поперечный шов будущего пакета. В этот момент времени в рукав через формующую трубу (ствол) поступает очередная доза  $S$  фасуемого продукта из дозатора.

После этого формируется верхний поперечный шов заполненного пакета и производится отрезка заполненного пакета ножом, расположенным между сваривающими губками. Лента материала, разматываясь с рулона, попадает на узел направляющих роликов, предназначенных для стабилизации движения плёнки. Для обеспечения требуемого натяжения полотна плёнки разматывающее устройство снабжено тормозом.

Технологические операции дозирования – поворот ограничительных щеток, подъём ковша весового дозатора и сварки швов осуществляются с помощью исполнительных механизмов, приводимых в действие пневмоцилиндрами.

Регулирование последовательности работы пневмоцилиндров исполнительных механизмов осуществляется посредством трех пневмораспределителей.

В пневматическую схему фасовочно-упаковочного автомата входят: компрессор, создающий давление 6 – 8 атм, ручной пневмопереключатель магистрали, водомаслоотстойник, манометр входной, пневмореле

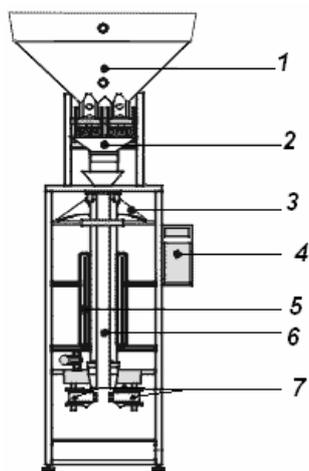


Рис. 1. Схема вертикального фасовочно-упаковочного автомата:

- 1 – бункер; 2 – дозатор;
- 3 – воротник; 4 – пульт;
- 5 – система протяжки ленты;
- 6 – ствол; 7 – ножи, совмещенные со сварочными элементами

пневмопереключатель магистрали, водомаслоотстойник, манометр входной, пневмореле

распределителя узла сварки, пневмоцилиндр сварки, пневмореле распределителя ограничительных щёток, пневмоцилиндр ограничительных щёток, пневмореле распределителя ковша весового дозатора, пневмоцилиндр ковша весового дозатора.

При заполнении сжатым воздухом воздушной магистрали автомата перед началом его работы поршни всех цилиндров отжаты. Это положение исполнительных механизмов является исходным.

Разнообразные по конструкции и назначению элементы гидро- и пневмосистем, предназначенные для управления потоком рабочей жидкости (воздуха) или для обеспечения безотказной работы гидро- и пневмосистем из которых составляются гидро- и пневмосхемы, имеют своё условное обозначение (прил. 1).

### **Порядок выполнения**

1. Изучить принцип работы пневматической схемы вертикального фасовочно-упаковочного автомата.

2. Используя условные обозначения, приведенные в прил. 1, составить принципиальную пневматическую схему вертикального фасовочно-упаковочного автомата.

### **Отчет по работе**

1. Отчет по лабораторной работе оформляется в соответствии с общими требованиями методических указаний..

2. Приложить чертеж принципиальной пневматической схемы вертикального фасовочно-упаковочного автомата.

### **Контрольные вопросы**

1. Назначения предохранительного клапана на компрессоре.

2. В чем принципиальное отличие принципа действия поршневых пневмоцилиндров от плунжерных?

3. В каких случаях применяется пневматическая, а в каких гидравлическая схема, обеспечивающая работу оборудования?

4. Зачем нужна система фильтрации воздуха в пневмосхемах?

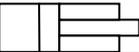
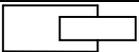
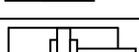
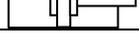
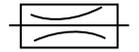
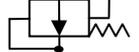
5. Как определить максимальное рабочее давление, на которое рассчитана пневмосхема?

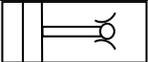
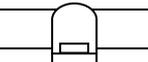
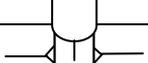
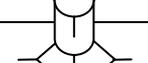
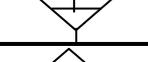
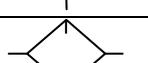
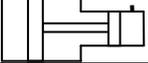
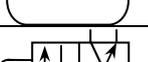
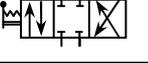
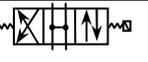
## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Юшкин, В.В. Гидравлика и гидравлические машины / В.В. Юшкин. – Минск : Высшая школа, 1974. – 272 с.
2. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т.М. Башта и др. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с.
3. Дурнов, П.И. Насосы, вентиляторы, компрессоры / П.И. Дурнов. – Киев; Одесса : Вища школа. Головное издательство, 1985. – 264 с.
4. Пискорский, Г.А. Гидравлические и пневматические устройства машин / Г.А. Пискорский, Н.А. Сивченко. – М. : Киев : Машгиз, 1962. – 213 с.
5. Беляев, Н.М. Пневмогидравлические системы. Расчет и проектирование / Н.М. Беляев, Е.И. Уваров, Ю.М. Степанчук. – М. : Высшая школа, 1988. – 271 с.
6. Кононов, А.А. Гидравлика. Гидравлические машины и гидроприводы СДМ : методические указания к выполнению курсовой работы / А.А. Кононов, С.М. Ермашонок. – Братск : ГОУ ВПО «БрГТУ», 2003. – 61 с.

## ПРИЛОЖЕНИЕ

### Условные обозначения основных гидро- и пневмоэлементов

	Гидронасос нерегулируемый с постоянным направлением потока
	Гидронасос нерегулируемый с реверсивным направлением потока
	Гидронасос регулируемый
	Гидромотор нерегулируемый с постоянным направлением потока
	Гидромотор нерегулируемый с реверсивным направлением потока
	Гидромотор регулируемый
	Компрессор плунжерный
	Компрессор мембранный (диафрагменный)
	Компрессор лопаточный (пластинчатый)
	Компрессор винтовой
	Жидкостно-кольцевой компрессор
	Турбокомпрессор
	Компрессор системы Рутса
	Гидроцилиндр поршневой с односторонним штоком
	Гидроцилиндр поршневой с двухсторонним штоком
	Гидроцилиндр плунжерный
	Гидроцилиндр телескопический
	Гидроцилиндр с торможением в конце хода
	Дроссель настраиваемый
	Дроссель регулируемый
	Клапан напорный
	Клапан перепада давления
	Клапан обратный

	Гидрозамок
	Гидроаккумулятор грузовой
	Гидроаккумулятор пружинный
	Гидроаккумулятор пневмогидравлический
	Фильтр для улавливания пыли
	Влагоотделитель с ручным отводом конденсата
	Влагоотделитель с автоматическим отводом конденсата
	Фильтр-влагоотделитель с ручным отводом
	Фильтр-влагоотделитель с автоматическим отводом
	Осушитель
	Маслораспылитель
	Теплообменник
	Гидропреобразователь
	Гидробак с атмосферным давлением
	Гидробак с давлением выше атмосферного
	Механический гидрораспределитель четырёхлинейный двухпозиционный с управлением от кулачка
	Гидрораспределитель четырёхлинейный трехпозиционный с ручным управлением и перекрытым потоком в исходной позиции
	Гидрораспределитель четырёхлинейный трехпозиционный с электромагнитным управлением и закольцованным потоком в исходной позиции
	Распределитель двухпозиционный с односторонним электропневматическим управлением и ручным дублированием, и пневматическим возвратом
	Распределитель двухпозиционный с двухсторонним пневматическим управлением
	Распределитель двухпозиционный с односторонним пневматическим управлением и пневматическим возвратом

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	3
Лабораторная работа 1. Изучение конструкции объёмных гидромашин ...	4
Лабораторная работа 2. Изучение конструкций центробежных насосов и вентиляторов ...	8
Лабораторная работа 3. Изучение конструкции силовых гидро- и пневмоцилиндров ....	13
Лабораторная работа 4. Изучение конструкции комплектующих элементов гидроприводов и пневмосистем..	20
Лабораторная работа 5. Изучение принципа построения гидро- и пневмосхем .	31
Список литературы .....	34
Приложение .....	35

