

Документ подписан простой электронной подписью  
Информация о владельце:  
ФИО: Масалов Владимир Николаевич  
Должность: ректор  
Дата подписания: 16.07.2022 22:33:34  
Уникальный программный идентификатор:  
f31e6db16690784ab6b50c564da269716c3454fc

**МИНИСТЕРСТВО ТРУДА И СОЦИАЛЬНОГО ЗАЩИТЫ  
ОБЩЕСТВЕННОГО ПОСЛАДСТВОМ БОЛЖЕТИНОГ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ  
КОМПЬЮТЕРНЫЕ НАУКИ**

**Решение ЮН**

**Поддержка, поощрение и популяризация научных исследований по специальности**

**Дисциплина: «История культуры» 23.03.01. Направление: «Историческое образование»**

**Юрид. АСЭ**

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	5
1 Общие сведения о гидравлических машинах.....	7
1.1 Структура предмета.....	7
1.2 Основные понятия и определения.....	7
1.3 Преимущества и недостатки гидравлических передач (гидроприводов).....	9
1.4 Обозначение элементов гидро- и пневмосистем.....	11
2 Общая характеристика гидропривода .....	17
2.1 Структурная схема гидропривода.....	17
2.2 Классификация и принцип работы гидроприводов.....	17
3 Рабочие жидкости для гидросистем. Гидравлические линии.....	22
3.1 Характеристика рабочих жидкостей.....	22
3.2 Выбор и эксплуатация рабочих жидкостей.....	22
3.3 Гидравлические линии.....	24
3.4 Соединения.....	26
3.5 Расчет гидролиний.....	29
4 Насосы и гидромоторы.....	32
4.1 Некоторые термины и определения.....	32
4.2 Гидравлические машины шестеренного типа.....	33
4.3 Пластинчатые насосы и гидромоторы.....	36
4.4 Радиально-поршневые насосы и гидромоторы.....	37
4.5 Аксиально-поршневые насосы и гидромоторы.....	39
4.6 Лопастные насосы.....	43
4.7 Поршневые насосы.....	45
4.8 Индикаторная диаграмма поршневых насосов.....	48
4.9 Баланс энергии (мощности) в насосах.....	49
5 Гидроцилиндры.....	51
5.1 Механизмы с гибкими разделителями.....	51
5.2 Классификация гидроцилиндров.....	52
5.3 Гидроцилиндры прямолинейного действия.....	53
5.4 Расчет гидроцилиндров.....	55
5.5 Поворотные гидроцилиндры.....	58
6 Гидрораспределители.....	61
6.1 Общие сведения.....	61
6.2 Золотниковые гидрораспределители.....	62
6.3 Крановые гидрораспределители.....	67
6.4 Клапанные гидрораспределители.....	69
7 Регулирующая и направляющая аппаратура.....	71
7.1 Общие сведения о гидроаппаратуре.....	71
7.2 Напорные гидроклапаны.....	72
7.3 Редукционный клапан.....	76
7.4 Обратные гидроклапаны.....	79
7.5 Ограничители расхода.....	80
7.6 Делители (сумматоры) потока.....	81

7.7 Дроссели и регуляторы расхода.....	83
8 Гидравлические следящие приводы (гидроусилители).....	88
8.1 Общие сведения о гидроусилителях.....	88
8.2 Классификация гидроусилителей.....	91
8.3 Гидроусилитель золотникового типа.....	93
8.4 Гидроусилитель с соплом и заслонкой.....	94
8.5 Гидроусилитель со струйной трубкой.....	95
8.6 Сравнительный анализ типов слежения гидроусилителей.....	96
8.7 Двухкаскадные усилители.....	99
9 Вспомогательные устройства гидросистем.....	102
9.1 Гидравлические баки и теплообменники.....	102
9.2 Фильтры.....	104
9.3 Уплотнительные устройства.....	111
9.4 Гидравлические аккумуляторы.....	117
9.5 Гидрозамки.....	119
9.6 Гидравлические реле давления и времени.....	123
9.7 Средства измерения.....	127
10 Системы разгрузки насосов и регулирования гидродвигателей.....	133
10.1 Способы разгрузки насосов от давления.....	133
10.2 Дроссельное регулирование.....	135
10.3 Объемное регулирование.....	137
10.4 Комбинированное регулирование.....	141
10.5 Сравнение способов регулирования.....	142
11 Схемы типовых гидросистем.....	144
11.1 Гидросистемы с регулируемым насосом и дросселем.....	144
11.2 Гидросистемы с двухступенчатым усилением.....	146
11.3 Гидросистемы непрерывного (колебательного) движения.....	148
11.4 Электрогидравлические системы с регулируемым насосом.....	149
11.5 Гидросистемы с двумя спаренными насосами.....	150
11.6 Питание одним насосом двух и несколько гидродвигателей.....	151
12 Монтаж и эксплуатация объемных гидроприводов.....	154
12.1 Монтаж объемных гидроприводов.....	156
12.2 Эксплуатация объемных гидроприводов в условиях низких..... температур.....	156
12.3 Основные неисправности в гидросистемах и способы их устранения.....	158
13 Пневматический привод.....	165
13.1 Общие сведения о применении газов в технике.....	165
13.2 Особенности пневматического привода, достоинства и недостатки.....	167
13.3 Течение воздуха.....	171
13.4 Подготовка сжатого воздуха.....	175
13.5 Исполнительные пневматические устройства.....	184
Вопросы для самоконтроля.....	185
Литература.....	187

# 1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИНАХ

## 1.1 Структура предмета

Дисциплина «Гидравлические машины» включает в себя следующие основные разделы:

- 1) Гидропривод и его характеристика (схема, классификация).
- 2) Рабочие жидкости для гидросистем. Гидравлические линии.
- 3) Насосы и гидромоторы.
- 4) Гидроцилиндры.
- 5) Гидрораспределители.
- 6) Регулирующая, направляющая, вспомогательная аппаратура (клапаны, фильтры, емкости и т.д.).
- 7) Гидравлические следящие приводы (гидроусилители).
- 8) Схемы типовых гидросистем.
- 9) Монтаж и эксплуатация гидросистем (гидроприводов).

## 1.2 Основные понятия и определения

**Гидравлическими машинами** называются машины, которые сообщают протекающей через них жидкости механическую энергию (насос), либо получают от жидкости часть энергии и передают ее рабочему органу для полезного использования (гидродвигатель, гидромоторы т.д.).

Насосы и гидромоторы применяют также в **гидропередатках**, назначением которых является передача механической энергии от двигателя к исполнительному органу, а также преобразование вида и скорости движения последнего посредством жидкости.

Гидропередатки по сравнению с механическими передатками (муфты, коробки скоростей, редукторы и т.д.) имеют следующие преимущества:

1. Плавность работы;
2. Возможность бесступенчатого регулирования скорости.
3. Меньшая зависимость момента на выходном валу от нагрузки, приложенной к исполнительному органу.
4. Малые габаритные размеры.
5. Высокая надежность.

Эти преимущества привели к большому распространению гидропередатков, несмотря на их несколько меньший, чем у механических передатков КПД.

**Объемный гидропривод** - это устройство, в состав которого входят насос объемного типа и один или несколько объемных гидродвигателей, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин посредством рабочей жидкости (рабочая среда) под давлением.

Объемный гидропривод трактора, служащий для преобразования энергии потока рабочей жидкости и передачи ее на расстояние с преобразованием в энергию движения выходного звена (гидродвигатель), получил в нашей стране (в общем машиностроении) название **гидросистема**.

Объемный гидропривод нераздельного исполнения, состоящий из объемных машин, конструктивно оформленных в одном общем блоке, называют – **объемной гидропередачей**.

Любой объемный гидропривод состоит из источника расхода жидкости (насос), гидродвигателя возвратно-поступательного (силовой цилиндр) или вращательного (гидромотор) движения, агрегатов управления гидролинией и прочих гидроаппаратов (золотники, клапаны, краны).

Рабочей средой, переносящей энергию в тракторном гидроприводе от насоса к гидродвигателю, служат различные масла и их смеси, именуемые **рабочими жидкостями**.

**Гидрообъемной машиной** – называют такую машину, рабочий процесс которой основан на попеременном заполнении рабочей камеры рабочей жидкостью и вытеснении ее из рабочей камеры.

**Рабочая камера** – представляет собой пространство объемной гидромашин, ограниченное рабочими поверхностями деталей, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщающееся с местами входа и выхода рабочей жидкости.

**Объемным насосом** – называют объемную гидромашину, преобразующую энергию движения входного звена (вал) в энергию потока жидкости, а **гидродвигателем** – гидромашину, преобразующую энергию потока жидкости в энергию движения выходного звена.

**Поворотный гидродвигатель** - это объемный гидродвигатель с ограниченным углом поворота выходного звена.

**Гидромотором** – называют объемный гидродвигатель с неограниченным вращательным движением выходного звена, а **гидроцилиндром** – объемный гидродвигатель с прямолинейным возвратно-поступательным движением выходного звена.

**Гидроприводом поступательного движения** – называют объемный гидропривод с поступательным движением выходного звена объемного гидродвигателя;

**Гидропривод вращательного движения** - объемный гидропривод с вращательным движением выходного звена объемного гидродвигателя.

**Гидропривод поворотного движения** - объемный гидропривод с поворотным движением выходного звена объемного гидродвигателя.

Под **параметрами потока** понимают давление, объемную подачу и направление движения рабочей жидкости.

**Гидроаппаратурой** – называют устройства, в которых открытие рабочего проходного сечения не изменяется от воздействия потока рабочей жидкости, проходящей через гидроаппарат.

Предназначена гидроаппаратура для изменения параметров потока рабочей жидкости или для удержания их на определенном постоянном уровне.

К гидроаппаратуре относят распределители, краны и другие устройства, запорными или запорнорегулирующими элементами которых служат золотники, краны, клапаны.

**Гидролинией** или **гидросетью** – называют устройство, предназначенное для прохождения рабочей жидкости в процессе работы объемного гидропривода.

К гидролиниям относят трубы, рукава, каналы и соединения.

Различают следующие гидролинии:

1) **всасывающая** – по которой рабочая жидкость движется к насосу из гидробака, от распределителя или непосредственно от объемного гидродвигателя;

2) **напорная** – по которой рабочая жидкость под давлением движется от насоса, гидроаккумулятора или гидромагистрали к объемному гидродвигателю и другим устройствам;

3) **сливная** – по которой рабочая жидкость движется в гидробак от распределителя или непосредственно от гидродвигателя;

4) **управления** – по которой рабочая жидкость движется к устройствам объемного гидропривода для управления, например от распределителя к гидродвигателю и обратно;

5) **дренажная** – по которой отводятся утечки рабочей жидкости.

**Гидроемкость** – это устройство, предназначенное для содержания в нем рабочей жидкости с целью использования ее в процессе работы объемного гидропривода.

**Гидроприводом с открытой циркуляцией** – называют привод, в котором рабочая жидкость поступает от объемного гидропривода в бак, а если рабочая жидкость от объемного гидродвигателя идет во всасывающую линию насоса, называют **гидроприводом с закрытой циркуляцией**.

### 1.3 Преимущества и недостатки гидравлических передач

Преимущества гидроприводов:

Гидропривод получил широкое распространение благодаря тому, что этот привод обладает рядом преимуществ перед другими видами приводов машин:

1) **Бесступенчатое регулирование скорости движения выходного звена гидропередачи и обеспечение малых устойчивых скоростей.** Минимальная угловая скорость вращения вала гидромотора может составлять 2...3 об/мин.

2) **Небольшие габариты и масса.** Время разгона, благодаря меньшему моменту инерции вращающихся частей не превышает долей секунды в отличие

от электродвигателей, у которых время разгона может составлять несколько секунд.

3) **Частое реверсирование движения выходного звена гидропередачи.** Например, частота реверсирования вала гидромотора может быть доведена до 500, а штока поршня гидроцилиндра даже до 1000 реверсов в минуту. В этом отношении гидропривод уступает лишь пневматическим инструментам, у которых число реверсов может достигать 1500 в минуту.

4) **Большое быстроедействие и наибольшая механическая и скоростная жесткость.** Механическая жесткость - величина относительного позиционного изменения положения выходного звена под воздействием изменяющейся внешней нагрузки. Скоростная жесткость - относительное изменение скорости выходного звена при изменении приложенной к нему нагрузки.

5) **Автоматическая защита** гидросистем от вредного воздействия перегрузок благодаря наличию предохранительных клапанов.

6) **Хорошие условия смазки** трущихся деталей и элементов гидроаппаратов, что обеспечивает их надежность и долговечность. Так, например, при правильной эксплуатации насосов и гидромоторов срок их службы доведен в настоящее время до 5...10 тыс. ч работы под нагрузкой. Гидроаппаратура может не ремонтироваться в течение долгого времени (до 10...15 лет).

7) **Простота преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное и возвратно-поворотные** без применения каких-либо механических передач, подверженных износу.

Говоря о преимуществах гидропривода, следует также отметить простоту автоматизации работы гидрофицированных механизмов, возможность автоматического изменения их режимов работы по заданной программе.

Гидроприводу присущи и недостатки, которые ограничивают его применение.

Недостатки гидроприводов:

1. **Зависимость вязкости применяемых жидкостей от температуры**, что приводит к изменению рабочих характеристик гидропривода и создает дополнительные трудности при эксплуатации гидроприводов (особенно при отрицательных температурах).

2. **Утечки жидкости из гидросистем**, которые снижают КПД привода, вызывают неравномерность движения выходного звена гидропередачи, затрудняют достижение устойчивой скорости движения рабочего органа при малых скоростях.

3. **Необходимость изготовления многих элементов гидропривода по высокому классу точности** для достижения малых зазоров между подвижными и неподвижными деталями, что усложняет конструкцию и повышает стоимость их изготовления.

4. **Взрыво- и огнеопасность** применяемых минеральных рабочих жидкостей.

5. **Невозможность передачи энергии на большие расстояния** из-за больших потерь на преодоление гидравлических сопротивлений и резкое снижение при этом КПД гидросистемы.

Со многими из этих недостатков можно бороться. Например, стабильность вязкости при изменении температуры достигается применением синтетических рабочих жидкостей. Окончательный выбор типа привода устанавливается при проектировании машин по результатам технико-экономических расчетов с учетом условий работы этих машин.

Гидропривод, тем не менее, имеет преимущества по сравнению с другими типами приводов там, где требуется создание значительной мощности, быстроедействие, позиционная точность исполнительных механизмов, компактность, малая масса, высокая надежность работы и разветвленность привода.













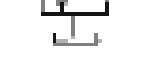

#### **1.4 Обозначение элементов гидро- и пневмосистем**

Существующие элементы гидросистем разнообразны по назначению и по конструкции. Одни управляют потоком рабочей жидкости, другие служат для обеспечения безотказной работы гидросистем и т.д. Совокупность этих устройств называется *гидросистемой*. Все гидроэлементы имеют свое условное обозначение, из которых составляются гидросхемы по аналогии с электрическими схемами.

В таблице 1.1 приводятся условные обозначения основных гидроэлементов.















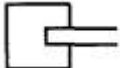
Таблица 1.1 – Условные обозначения основных гидроэлементов

Обозначение	Специальные элементы
	Гидроэлемент с регулирующей функцией (закрытое положение)
	Гидроэлемент с регулирующей функцией с предохранительной функцией (закрытое положение)
	Гидроэлемент с регулирующей функцией
	Гидроэлемент с регулирующей функцией (пружина) (закрытое положение)
	Гидроэлемент с регулирующей функцией (пружина)
	Гидроэлемент с регулирующей функцией (пружина) (закрытое положение) в рамке
	Гидроэлемент с регулирующей функцией (пружина) (закрытое положение) в рамке
	Гидроэлемент с регулирующей функцией (пружина) (закрытое положение) в рамке
	Гидроэлемент с регулирующей функцией (пружина) (закрытое положение) в рамке
	Гидроэлемент с регулирующей функцией (пружина) (закрытое положение) в рамке
	Гидроэлемент с регулирующей функцией (пружина) (закрытое положение) в рамке
	Гидроэлемент с регулирующей функцией (пружина) (закрытое положение) в рамке
	Гидроэлемент с регулирующей функцией (пружина) (закрытое положение) в рамке
	Гидроэлемент с регулирующей функцией (пружина) (закрытое положение) в рамке

Продолжение таблицы 1.1

	<p>датчик перепада давления (с 2-мя входами)</p>
	<p>датчик перепада</p>
	<p>датчик перепада</p>
	<p>датчик перепада (с 1-м входом)</p>
	<p>датчик перепада (с 1-м входом)</p>
	<p>датчик перепада (с 1-м входом и температурным)</p>
	<p>датчик</p>
	<p>датчик перепада</p>
	<p>датчик перепада</p>
	<p>датчик перепада (с 1-м входом, температурным и с 1-м выходом)</p>
	<p>датчик перепада (с 1-м входом, температурным и с 2-мя выходами)</p>
	<p>датчик перепада (с 1-м входом, температурным и с 2-мя выходами)</p>
	<p>датчик перепада (с 1-м входом, температурным и с 2-мя выходами)</p>
	<p>датчик перепада (с 1-м входом, температурным и с 2-мя выходами)</p>

Окончание таблицы 1.1

Обозначение	Описание элемента	
Компрессор		
Пневмомотор нерегулируемый:		
- с нереверсивным потоком		
- с реверсивным потоком		
Пневмомотор регулируемый:		
- с нереверсивным потоком		
- с реверсивным потоком		
Поворотный пневмодвигатель		
Цилиндр одностороннего действия:	Детальное	Упрощенное
- поршневой без указания способа возврата штока, пневматический		
- поршневой с возвратом штока пружиной, пневматический		
- поршневой с выдвиганием штока пружиной, гидравлический		
- плунжерный		

Обозначение	Описание элемента
- телескопический с односторонним выдвижением, пневматический	
- телескопический с двухсторонним выдвижением	
<p>Играющие</p> 	
	
Пневмогидравлический вытеснитель с разделителем:	
- поступательный	
- вращательный	
Поступательный преобразователь:	
- с одним видом рабочей среды	
- с двумя видами рабочей среды	
28 Вращательный преобразователь:	
- с одним видом рабочей среды	
- с двумя видами рабочей среды	
29 Цилиндр с встроенными механическими замками	

На рисунке 1.1 изображен составленный из условных обозначений пример гидравлической схемы привода поворота стрелы челюстного погрузчика.

Схема состоит из бака, нерегулируемого гидромотора, трехпозиционного гидрораспределителя, двух регулируемых дросселей с параллельно подключенными к ним обратными клапанами, двух гидроцилиндров, фильтра и предохранительного клапана.

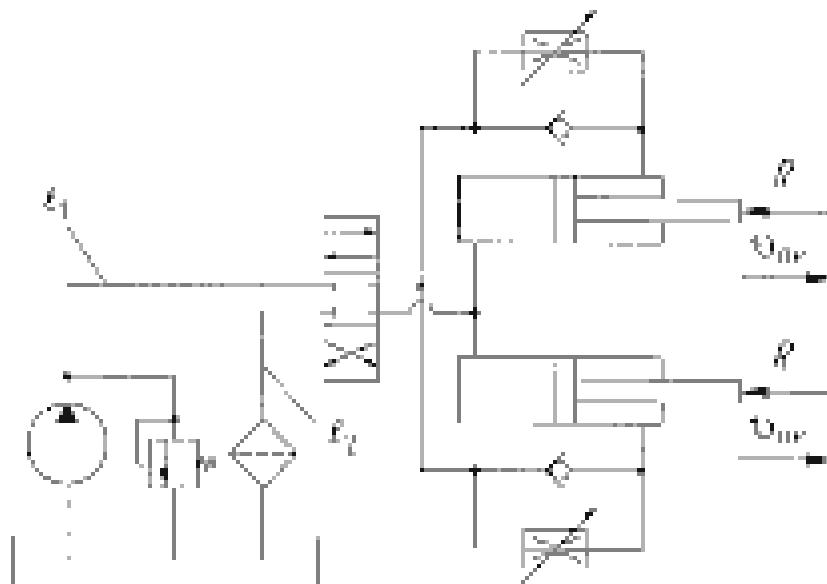


Рисунок 1.1 – Гидравлическая схема привода поворота стрелы челюстного погрузчика.

Принцип работы гидропривода заключается в следующем. Из бака рабочая жидкость (масло) забирается насосом и подается к гидрораспределителю. В нейтральном положении золотника гидрораспределителя при работающем насосе на участке трубопровода между насосом и распределителем начинает увеличиваться давление, при этом срабатывает предохранительный клапан и жидкость сливается обратно в бак. При смене позиции золотника (нижняя позиция на схеме) открываются проходные сечения в гидрораспределителе, и жидкость начинает поступать в полости нагнетания гидродвигателей (поршневые полости гидроцилиндров). Из штоковой полости гидроцилиндров масло по гидролинии слива проходит через регулируемые дроссели, гидрораспределитель и, очищаясь фильтром, попадает на слив в бак.

Скорость поступательного движения штоков гидроцилиндров регулируется дросселями. Реверсирование движения штоков осуществляется путем переключения позиций гидрораспределителя. При обратном движении штоков без нагрузки их скорость не регулируется и зависит от расхода рабочей жидкости в штоковые полости. При аварийной остановке штоков (например, непреодолимое усилие) давление в системе возрастает, вызывая тем самым открытие предохранительного клапана и сброс рабочей жидкости в бак.

## 2 ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ГИДРОПРИВОДА

### 2.1 Структурная схема гидропривода

**Гидроприводом** – называется совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин посредством рабочей жидкости, находящейся под давлением, с одновременным выполнением функций регулирования и реверсирования скорости движения выходного звена гидродвигателя.

Гидроприводы могут быть двух типов: *гидродинамические* и *объемные*. В гидродинамических приводах используется в основном кинетическая энергия потока жидкости. В объемных гидроприводах используется потенциальная энергия давления рабочей жидкости.

**Объемный гидропривод состоит** из гидропередачи, устройств управления, вспомогательных устройств и гидролиний (рисунок.2.1).

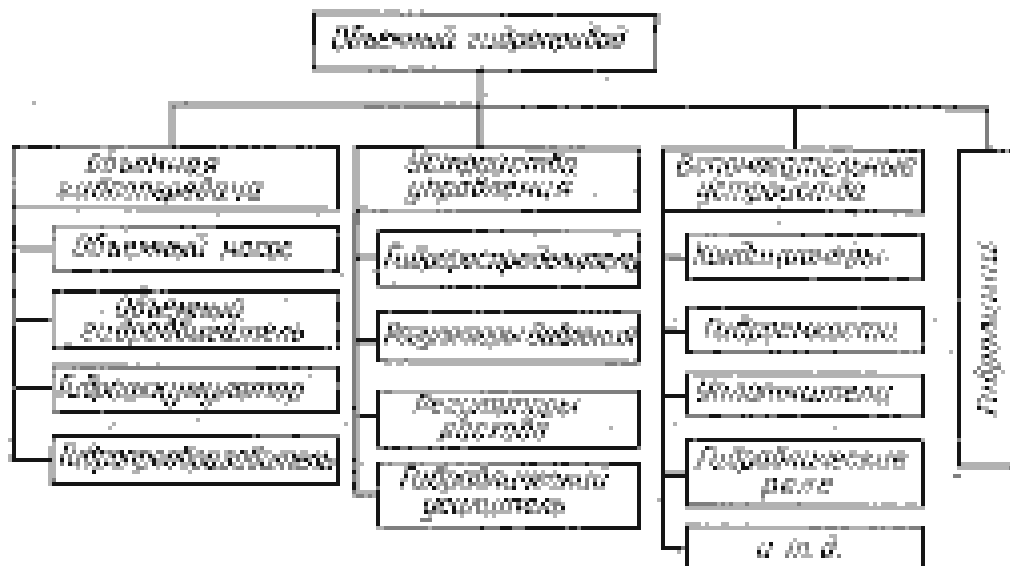


Рисунок 2.1 – Схема объемного гидропривода

### Объемная гидропередача

являющаяся силовой частью гидропривода, состоит из:

**объемного насоса** – (преобразователя механической энергии приводящего двигателя в энергию потока рабочей жидкости);

**объемного гидродвигателя** – (преобразователя энергии потока рабочей жидкости в механическую энергию выходного звена).

В состав некоторых объемных гидропередач входит **гидроаккумулятор** – это гидроемкости, предназначенные для аккумулирования энергии рабочей жидкости, находящейся под давлением, с целью последующего ее использования для приведения в работу гидродвигателя.

Кроме того, в состав гидropередач могут входить также **гидропреобразователи** - объемные гидромашины для преобразования энергии потока рабочей жидкости с одними значениями давления  $P$  и расхода  $Q$  в энергию другого потока с другими значениями  $P$  и  $Q$ .

**Устройства управления** предназначены для управления потоком или другими устройствами гидропривода. При этом под управлением потоком понимается изменение или поддержание на определенном уровне давления и расхода в гидросистеме, а также изменение направления движения потока рабочей жидкости.

К устройствам управления относятся:

**гидрораспределители** – служащие для изменения направления движения потока рабочей жидкости, обеспечения требуемой последовательности включения в работу гидродвигателей, реверсирования движения их выходных звеньев и т.д.;

**регуляторы давления** –, предназначенные для регулирования давления рабочей жидкости в гидросистеме (предохранительный, редуцирующий, переливной и другие клапаны);

**регуляторы расхода** – (делители и сумматоры потоков, дроссели и регуляторы потока, направляющие клапаны), с помощью которых управляют потоком рабочей жидкости;

**гидравлические усилители** – необходимые для управления работой насосов, гидродвигателей или других устройств управления посредством рабочей жидкости с одновременным усилением мощности сигнала управления.

**Вспомогательные устройства** обеспечивают надежную работу всех элементов гидропривода.

К вспомогательным устройствам относятся:

**кондиционеры рабочей жидкости** – (фильтры, теплообменные аппараты и др.);

**уплотнители** – обеспечивающие герметизацию гидросистемы;

**гидравлические реле давления;**

**гидроемкости** (гидробаки и гидроаккумуляторы рабочей жидкости).

Состав вспомогательных устройств устанавливают исходя из назначения гидропривода и условий, в которых он эксплуатируется.

**Гидролинии** – (трубы, рукава высокого давления, каналы и соединения) предназначены для прохождения рабочей жидкости по ним в процессе работы объемного гидропривода.

В зависимости от своего назначения гидролинии, входящие в общую гидросистему, подразделяются на:

- всасывающие;
- напорные;
- сливные;
- дренажные;
- гидролинии управления.

## **2.2 Классификация и принцип работы гидроприводов**

В зависимости от конструкции и типа входящих в состав гидропередачи элементов объемные гидроприводы можно классифицировать по нескольким признакам.

### **1. По характеру движения выходного звена гидродвигателя:**

– *гидропривод вращательного движения* (рисунок 2.2, а), когда в качестве гидродвигателя применяется гидромотор, у которого ведомое звено (вал или корпус) совершает неограниченное вращательное движение;

– *гидропривод поступательного движения* (рисунок 2.2, б, в), у которого в качестве гидродвигателя применяется гидроцилиндр - двигатель с возвратно-поступательным движением ведомого звена (штока поршня, плунжера или корпуса);

– *гидропривод поворотного движения* (рисунок 2.2, г), когда в качестве гидродвигателя применен поворотный гидроцилиндр, у которого ведомое звено (вал или корпус) совершает возвратно-поворотное движение на угол, меньший 360°.

### **2. По возможности регулирования:**

– *регулируемый гидропривод* – в котором в процессе его эксплуатации скорость выходного звена гидродвигателя можно изменять по требуемому закону. В свою очередь регулирование может быть дроссельным (рисунок 2.2, б, г), объемным (рисунок 2.2, а), объемно-дроссельным или изменением скорости двигателя, приводящего в работу насос. Регулирование может быть ручным или автоматическим. В зависимости от задач регулирования гидропривод может быть стабилизированным, программным или следящим.;

– *нерегулируемый гидропривод* – у которого нельзя изменять скорость движения выходного звена гидропередачи в процессе эксплуатации.

### **3. По схеме циркуляции рабочей жидкости:**

– *гидропривод с замкнутой схемой циркуляции* – (рисунок 2.2, а), в котором рабочая жидкость от гидродвигателя возвращается во всасывающую гидролинию насоса. Гидропривод с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости компактен, имеет небольшую массу и допускает большую частоту вращения ротора насоса без опасности возникновения кавитации, поскольку в такой системе во всасывающей линии давление всегда превышает



атмосферное. К недостаткам следует отнести плохие условия для охлаждения рабочей жидкости, а также необходимость спускать из гидросистемы рабочую жидкость при замене или ремонте гидроаппаратуры;

– *гидропривод с разомкнутой системой циркуляции* – (рисунок 2.2, б, в, г), в котором рабочая жидкость постоянно сообщается с гидробаком или атмосферой. Достоинства такой схемы - хорошие условия для охлаждения и очистки рабочей жидкости. Однако такие гидроприводы громоздки и имеют большую массу, а частота вращения ротора насоса ограничивается допускаемыми (из условий бескавитационной работы насоса) скоростями движения рабочей жидкости во всасывающем трубопроводе.

#### **4. По источнику подачи рабочей жидкости:**

– *насосные гидроприводы* – в которых рабочая жидкость подается в гидродвигатели насосами, входящих в состав этих гидроприводов;

– *аккумуляторные гидроприводы* – в которых рабочая жидкость подается в гидродвигатели из гидроаккумуляторов, предварительно заряженных от внешних источников, не входящих в состав данных гидроприводов;

– *магистральные гидроприводы* – в которых рабочая жидкость подается к гидродвигателям от специальной магистрали, не входящей в состав этих приводов.

#### **5. По типу приводящего двигателя:**

– *гидроприводы могут быть с электроприводом;*

– *приводом от ДВС;*

– *турбин и т.д.*

Принцип работы объемного гидропривода:

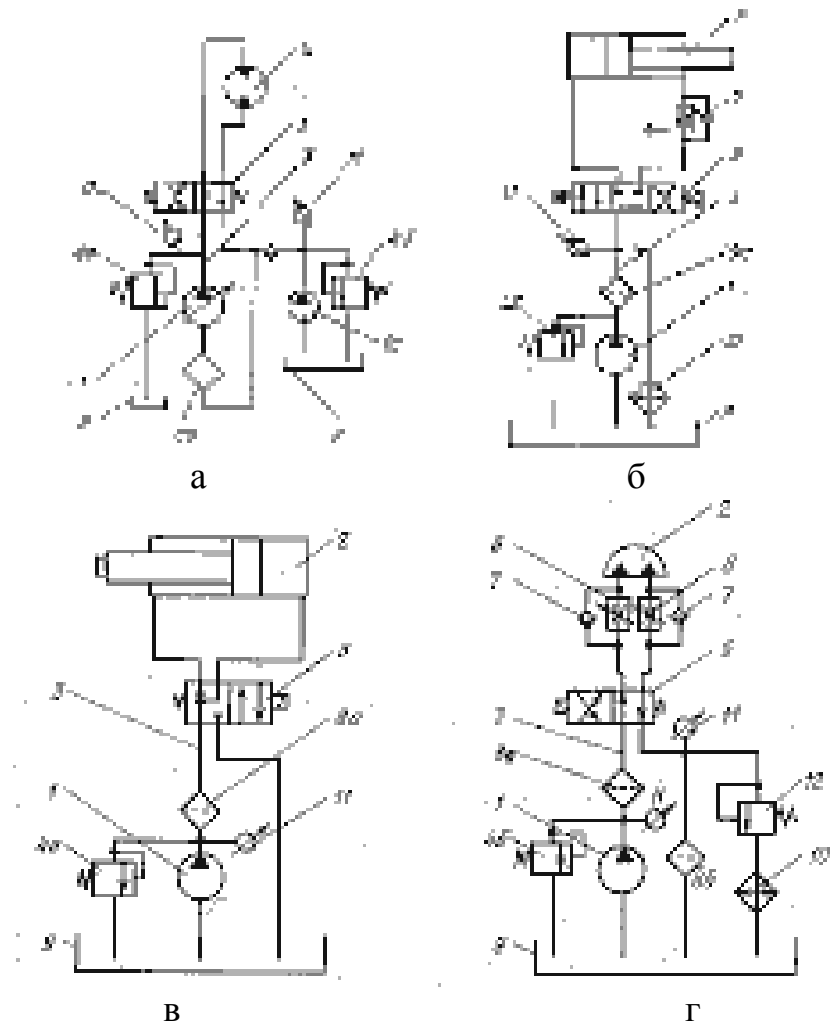
Принцип работы объемного гидропривода основан на законе Паскаля, по которому всякое изменение давления в какой-либо точке покоящейся жидкости, не нарушающее ее равновесия, передается в остальные ее точки без изменения (рисунок.2.2).

Насосом 1 рабочая жидкость подается в напорную гидролинию 3 и далее через распределитель 5 к гидродвигателю 2. При одном положении гидрораспределителя совершается рабочий ход гидродвигателя, а при другом положении - холостой. Из гидродвигателя жидкость через распределитель поступает в сливную гидролинию и далее или в гидробак 9, или во всасывающую гидролинию насоса (в гидроприводах с замкнутой схемой циркуляции рабочей жидкости, см. рисунок 2.2, а). В резервуаре жидкость охлаждается и снова поступает в гидросистему. Надежная работа гидропривода возможна только при соответствующей очистке рабочей жидкости фильтрами 8.

Регулирование скорости движения выходного звена гидродвигателя может быть дроссельным или объемным. При дроссельном регулировании в гидросистеме устанавливаются нерегулируемые насосы, а изменение скорости движения выходного звена достигается изменением расхода рабочей жидкости через дроссель 6. При объемном регулировании скорость движения выходного звена гидродвигателя изменяется подачей регулируемого насоса либо за счет применения регулируемого гидромотора.

Защита гидросистемы от чрезмерного повышения давления обеспечивается предохранительным 4а или переливным 4б клапанами, которые настраиваются на максимально допустимое давление. Если нагрузка на гидродвигатель возрастает сверх установленной, то весь поток рабочей жидкости будет идти через предохранительный или переливной клапаны, минуя гидродвигатель. Контроль за давлением на отдельных участках гидросистемы осуществляется по манометрам 11.

Работа гидроагрегатов сопровождается утечками рабочей жидкости. В гидросистемах с замкнутой циркуляцией утечки компенсируются специальным подпитывающим насосом 1а (рисунок 2.2, а).



а - с объемным регулированием; б - с дроссельным регулированием; в - нерегулируемый; г - с дроссельным регулированием рабочего и холостого ходов.

Рисунок 2 2 – Варианты принципиальных схем гидроприводов:

## 3 РАБОЧИЕ ЖИДКОСТИ ДЛЯ ГИДРОСИСТЕМ. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ЛИНИИ

### 3.1 Характеристика рабочих жидкостей

В качестве рабочих жидкостей в гидравлическом приводе применяют минеральные масла, водомасляные эмульсии, смеси и синтетические жидкости. Выбор типа и марки рабочей жидкости определяется назначением, степенью надежности и условиями эксплуатации гидроприводов машин.

**Минеральные масла** получают в результате переработки высококачественных сортов нефти с введением в них присадок, улучшающих их физические свойства. Присадки добавляют в количестве 0,05...10%. Присадки могут быть многофункциональными, т.е. влиять на несколько физических свойств сразу.

*Различают присадки:* антиокислительные, вязкостные, противоизносные, снижающие температуру застывания жидкости, антипенные и т.д.

**Водомасляные эмульсии** представляют собой смеси воды и минерального масла в соотношениях 100:1, 50:1 и т.д. Минеральные масла в эмульсиях служат для уменьшения коррозионного воздействия рабочей жидкости и увеличения смазывающей способности. Эмульсии применяют в гидросистемах машин, работающих в пожароопасных условиях и в машинах, где требуется большое количество рабочей жидкости (например, в гидравлических прессах). Применение ограничено отрицательными и высокими (до 60 С) температурами.

**Смеси** различных сортов минеральных масел между собой, с керосином, глицерином и т.д. применяют в гидросистемах высокой точности, а также в гидросистемах, работающих в условиях низких температур.

**Синтетические жидкости** на основе силиконов, хлор- и фторуглеродистых соединениях, полифеноловых эфиров и т.д. негорючи, стойки к воздействию химических элементов, обладают стабильностью вязкостных характеристик в широком диапазоне температур. В последнее время, несмотря на высокую стоимость синтетических жидкостей, они находят все большее применение в гидроприводах машин общего назначения.

### 3.2 Выбор и эксплуатация рабочих жидкостей

Выбор рабочих жидкостей для гидросистемы машины определяется:

- диапазоном рабочих температур;
- давлением в гидросистеме;
- скоростями движения исполнительных механизмов;
- конструкционными материалами и материалами уплотнений;

- особенностями эксплуатации машины (на открытом воздухе или в помещении, условиями хранения машины, возможностями засорения и т.д.).

*Диапазон рекомендуемых рабочих температур находят по вязкостным характеристикам рабочих жидкостей.* Верхний температурный предел для выбранной рабочей жидкости определяется допустимым увеличением утечек и снижением объемного КПД, а также прочностью пленки рабочей жидкости.

Нижний температурный предел определяется работоспособностью насоса, характеризующейся полным заполнением его рабочих камер или пределом прокачиваемости жидкости насосом. При безгаражном хранении машин в зимнее время вязкость жидкостей становится настолько высокой, что в периоды пуска и разогрева гидросистемы насос некоторое время не прокачивает рабочую жидкость. В результате возникает "сухое" трение подвижных частей насоса, кавитация, интенсивный износ и выход насоса из строя. Таким образом, при применении рабочих жидкостей в условиях отрицательных температур пуску гидропривода в работу должен непременно предшествовать подогрев рабочей жидкости.

Максимальные и минимальные значения вязкости рабочих жидкостей в зависимости от типа насоса приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Значения вязкости при крайних температурных пределах

Тип насоса	- мин. °С		+ макс.	
	по вязкости по заполнению рабочих камер	по вязкости по прочности пленки	по вязкости по прочности пленки	по вязкости по заполнению рабочих камер
Центробежный	4000 - 10000	1400 - 1700	1000 - 1200	10 - 14
Поршневый	10000 - 12000	900 - 920	900 - 920	10 - 12
Аксиально-поршневый	20000 - 25000	570 - 530	570 - 530	8 - 8

*Рабочее давление в гидросистеме и скорость движения исполнительного механизма также являются важными показателями, определяющими выбор рабочей жидкости.* Утечки жидкости повышаются при увеличении давления, следовательно, было бы лучше применять рабочую жидкость с повышенной вязкостью. Но при этом будут увеличиваться гидравлические потери, и снижаться КПД гидропривода.

Аналогичное влияние оказывает на рабочую жидкость скорость движения исполнительных механизмов. В настоящее время нет научно обоснованных рекомендаций по выбору рабочих жидкостей в зависимости от давления и скорости движения исполнительного механизма. Однако отмечается стремление при больших давлениях применять рабочую жидкость повышенной, а при низких давлениях - пониженной вязкости.

При эксплуатации гидросистем необходимо создавать такие условия, при которых рабочая жидкость по возможности дольше сохраняла бы свои первоначальные свойства. Для этого необходимо: не смешивать в одной таре свежую и бывшую в эксплуатации рабочие жидкости; пользоваться чистым заправочным инвентарем; не допускать смешивания рабочей жидкости с водой; не допускать попадания в жидкость пыли, песка, стружки и других механических частиц. При этом необходимо: фильтровать жидкость перед ее заливкой; герметично закрывать резервуары, содержащие рабочую жидкость.

При работе гидропривода в широком диапазоне температур рекомендуется применять летние и зимние сорта рабочих жидкостей. Необходимо также после первого периода работы гидропривода в течение 50...100 ч заменять рабочую жидкость для ее фильтрации и очистки от продуктов износа в начальный период эксплуатации.

Наиболее распространенными являются два сорта рабочих жидкостей - **ВМГЗ** и **МГ-30**. Они позволяют заменить более 30 сортов специальных масел - индустриальных, турбинных, трансформаторных, дизельных, моторных, цилиндровых, веретенных и т.д.

### 3.3 Гидравлические линии

В гидросистемах машин отдельные элементы находятся на расстоянии друг от друга и соединяются между собой **гидролиниями**.

Требования, предъявляемые к гидролиниям:

- достаточная прочность;
- минимальные потери давления на преодоление гидравлических сопротивлений;
- отсутствие утечек жидкости;
- отсутствие в трубах воздушных пузырей.

Трубопроводы в зависимости от своей конструкции делятся на **жесткие** и **гибкие**.

**Жесткие трубопроводы** изготавливают из стали, меди, алюминия и его сплавов.

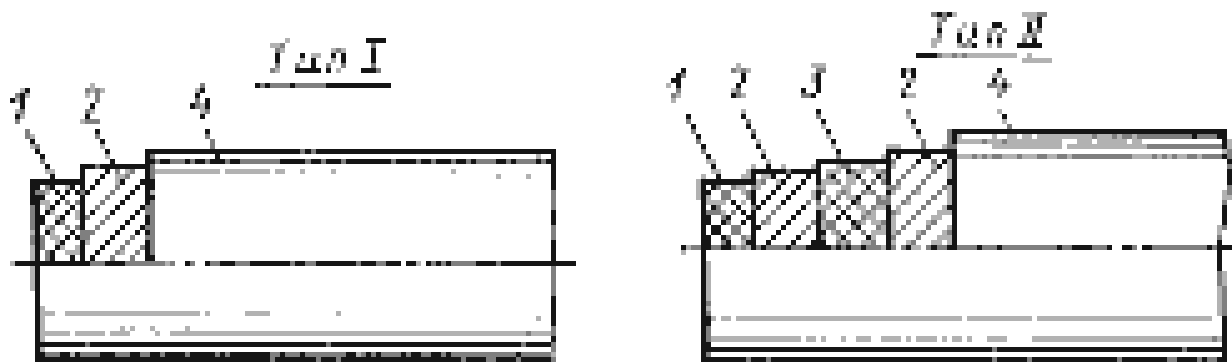
*Стальные* применяют при высоких давлениях (до 320 ат).

*Трубы из сплавов алюминия* применяют при давлениях до 150 ат и главным образом в гидросистемах машин с ограниченной массой (авиация).

*Медные трубопроводы* при меньших давлениях (до 50 ат), там, где требуется изгиб труб под большими углами, что обеспечивает компактность гидросистемы, и применяются для дренажных линий.

**Гибкие трубопроводы (рукава)** бывают двух видов: *резиновые* и *металлические*.

Для изготовления *резиновых трубопроводов* применяют натуральную и синтетическую резину. Рукав состоит из эластичной внутренней резиновой трубки, упрочненной наружной оплеткой или внутренним текстильным каркасом (рисунок 3.1). Их применяют тогда, когда соединяемые трубопроводом гидроагрегаты должны перемещаться относительно друг друга. При этом благодаря своей упругости резиновые рукава уменьшают пульсацию давления в гидросистеме.



1 - внутренний резиновый слой; 2 - металлическая оплетка; 3 - промежуточный резиновый слой; 4 - наружный резиновый слой

Рисунок 3.1 – Схемы конструкции рукавов с оплеткой.

#### Недостатки резиновых трубопроводов:

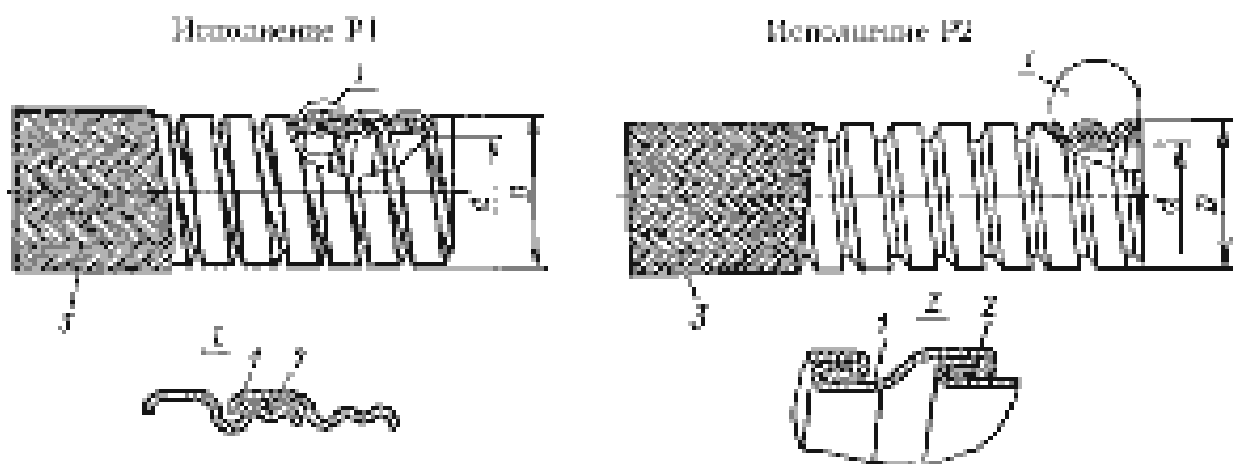
- подвижность при изменении давления;
- снижение общей жесткости гидросистемы;
- малая долговечность (1,5...3 года).

При проектировании гидросистем машин резиновых рукавов следует по возможности избегать.

*Металлические трубопроводы* имеют гофрированную внутреннюю трубу, выполненную из бронзовой или стальной ленты, и наружную проволочную оплетку. Между витками ленты находится уплотнитель.

Рукава с хлопчатобумажным уплотнением предназначены для работы с температурой рабочей жидкости до 110 °С, а с асбестовым уплотнением - до 300 °С.

Металлические рукава применяют в специфических условиях эксплуатации гидросистем, в контакте с агрессивными рабочими жидкостями.



1 - профилированная лента; 2 - уплотнитель; 3 - проволочная оплетка  
Рисунок 3.2 – Металлические рукава.

### 3.4 Соединения

**Соединениями** отдельные трубы и гидроагрегаты монтируются в единую гидросистему. Кроме того, соединения применяют и тогда, когда в гидросистеме необходимо предусмотреть технологические разъемы.

Соединения могут быть *неразборными* и *разборными*.

**Неразборные соединения** применяют в недемонтируемых гидросистемах. Для соединения труб применяют сварку и пайку встык или используют муфты (переходные втулки) с прямыми с скошенными под углом 30 концами. При применении неразборных соединений масса гидролиний может быть уменьшена на 25...30% по сравнению с применением разборных соединений.

**Разборные соединения** (неподвижные и подвижные) - это соединения при помощи фланцев, штуцеров, ниппелей и других соединительных элементов.

*Неподвижное разборное соединение* может быть выполнено по наружному и внутреннему конусу, с врезающимся кольцом и фланцевое.

Соединение по *наружному конусу* (рисунок 3.3) состоит из трубопровода 1 с развальцованным на конус концом, ниппеля 2, штуцера 4 и накидной гайки 3. Герметичность соединения обеспечивается плотным прилеганием развальцованного конца трубы к наружной поверхности штуцера и соответствующей затяжкой накидной гайки.

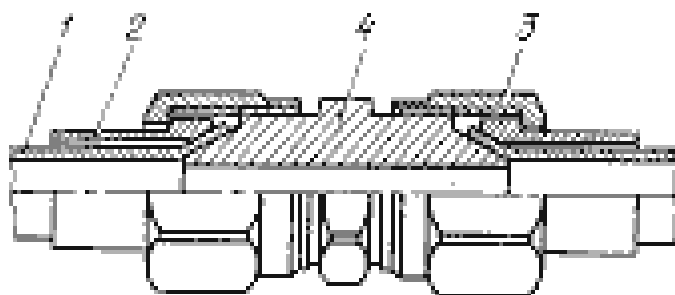


Рисунок 3.3 – Схема соединения по наружному конусу.

Недостатками такого соединения являются:

- уменьшение прочности трубы в месте раструба;
- возможность образования незаметных для глаза кольцевых трещин;
- сравнительно большой момент затяжки накладной гайки;
- применение специализированного инструмента для развальцовки.

Неподвижное разборное соединение по *внутреннему конусу* (рисунок 3.4) состоит из ниппеля 4, приваренного или припаянного к трубе 5, штуцера 2 и накладной гайки 1. Герметичность соединения обеспечивается плотным прилеганием наружной поверхности ниппеля к внутренней поверхности штуцера и затяжной накладной гайки. Соединение по внутреннему конусу допускает большое количество переборок, а при его монтаже не происходит нежелательных деформаций в трубах и в соединительной арматуре. Благодаря сферической поверхности ниппеля допускается небольшой перекося труб.

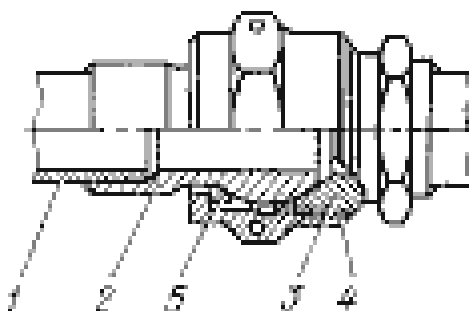


Рисунок 3.4 – Схема соединения по внутреннему конусу

Соединение с *врезающимся кольцом* (рисунок 3.5) состоит из штуцера 1 с внутренней конической поверхностью 2, накладной гайки 5 и врезающегося кольца 3. Кольцо изготовлено из стали с цементированной поверхностью, а его конец, обращенный к штуцеру, имеет режущую кромку.

При затяжке соединения гайкой режущая кромка врезается в трубу 4, происходит деформация кольца, которое получает форму, соответствующую конической поверхности штуцера. В результате обеспечиваются требуемые прочность и герметичность соединения.



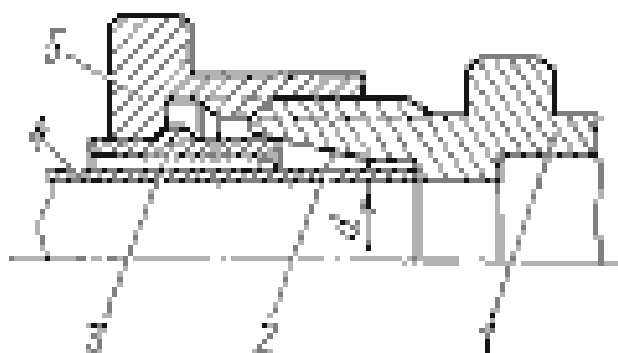


Рисунок 3.5 – Схема соединения с врезающимся кольцом.

К неподвижным разборным соединениям относится и *фланцевое соединение* (рисунок 3.6), которое применяют при монтаже гидросистем с трубами, имеющими диаметр условного прохода более 32 мм при рабочих давлениях до 32 МПа. Герметичность обеспечивается установкой между фланцами уплотнительных колец.

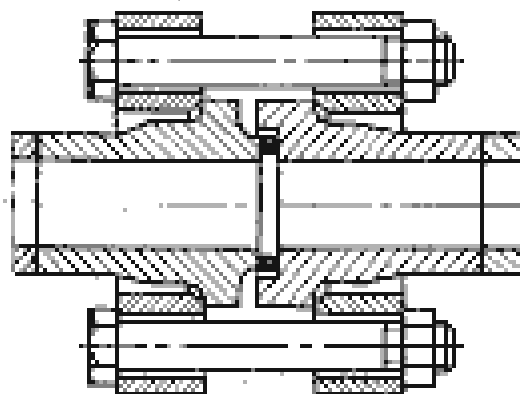
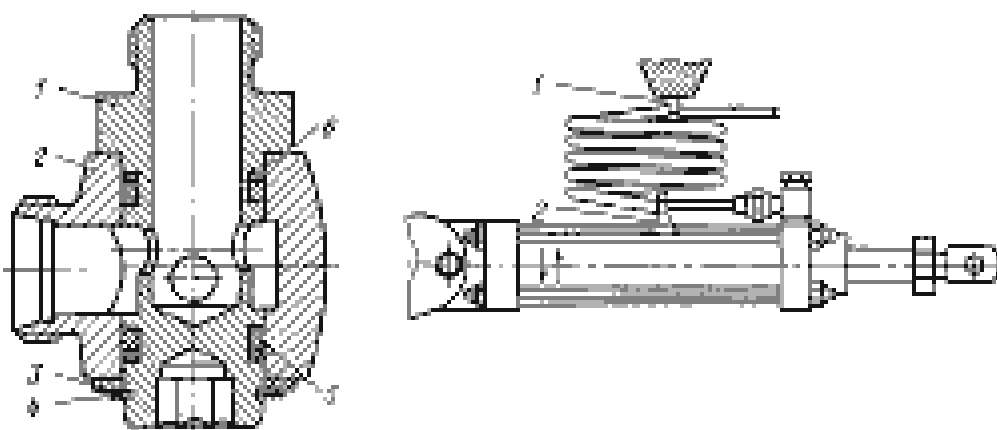


Рисунок 3.6 – Схема фланцевого соединения

*Подвижное разборное соединение* применяется в гидросистемах землеройных, строительных, лесных и других машин. Здесь нередко применяют гидроцилиндры, которые должны поворачиваться на небольшой угол относительно оси, проходящей через точку крепления гидроцилиндра.

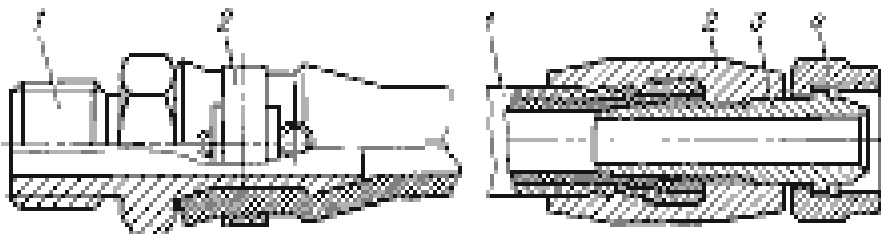
При монтаже таких гидросистем применяют подвижные соединения, имеющие одну, две и более степеней свободы. На рисунке 3.7, а приведено поворотное соединение с одной степенью свободы, которое состоит из штуцера 1 и закрепленного на нем поворотного угольника 2. От осевого перемещения угольник стопорится шайбой 3 и кольцом 4. Герметичность соединения обеспечивается резиновыми кольцами 5 с защитными шайбами 6. Другим примером подвижного соединения является свернутый в спираль трубопровод (рисунок 3.7, б). В этом случае спираль необходимо закрепить в двух точках (точки 1 и 2). Во время поворота гидроцилиндра спираль может растягиваться. Такой способ соединения может обеспечивать несколько степеней свободы.



а - шарнирное; б - в виде трубы, свернутой в спираль

Рисунок 3.7 – Схема подвижного разборного соединения.

Способ заделки в концах гибких трубопроводов соединительной арматуры определяется давлением и конструкцией гибкого трубопровода. При давлении до 0,5 МПа (рисунок 3.8, а) конец рукава навинчивают на наконечник или на ниппель 1 с гребенчатой поверхностью и закрепляют хомутом 2. При давлениях до 10 МПа соединение конца рукава происходит в результате зажатия его между ниппелем и зажимной муфтой (обоймой). При таком способе (рисунок 3.8, б) рукав 1 ввинчивают в зажимную муфту 2, имеющую резьбу с большим шагом. Далее в муфту ввинчивают ниппель 3, который своей конусной поверхностью вдавливает конец рукава в резьбу муфты и зажимает его. Для давлений более 10 МПа муфту 2 обжимают в специальном цанговом приспособлении. Накладной гайкой 4 производят соединение рукава с гидрооборудованием.



а - при давлении до 0,5 МПа; б - при давлении свыше 10 МПа

Рисунок 3.8 – Заделка концов рукавов.

### 3.5 Расчет гидрولينий

Целью расчета гидрولينий является определение внутреннего диаметра трубопроводов, потерь давления на преодоление гидравлических сопротивлений и толщины стенок труб.

*Внутренний диаметр (условный проход) трубопровода  $d$*  определяют по формуле

$$d = \dots \quad (3.1)$$

или

$$\dots \quad (3.2)$$

где  $Q$  – расход жидкости, м<sup>3</sup>/с для (2.1) и л/мин для (2.2);

$v$  – скорость движения жидкости, м/с;

$d$  – внутренний диаметр трубопровода, м для (2.1) и мм для (2.2).

Скорость течения жидкости в трубопроводах зависит в основном от давления в гидросистеме (таблица 3.2).

Таблица 3.2 – Рекомендуемые значения скорости рабочей жидкости

Диаметр трубопровода, мм	Рекомендуемая скорость, м/с			
	гидравлическая	гидравлическая	гидравлическая	гидравлическая
20	1,5	2,0	2,5	3,0
25	1,5	2,0	2,5	3,0

*Потеря давления* на преодоление гидравлических сопротивлений по длине каждого участка трубопровода определяется по формуле

$$\Delta P_{\lambda} = \rho \cdot \lambda \cdot \frac{v^2}{2} \cdot l \quad (3.3)$$

где  $\rho$  – плотность рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup>;

$\lambda$  – коэффициент гидравлического трения;

$l$  – длина трубопровода, м.

Если на пути движения рабочей жидкости встречаются местные сопротивления, то потеря давления в местных сопротивлениях определяется по формуле Вейсбаха

$$\dots \quad (3.4)$$

где  $\zeta$  – коэффициент местных сопротивлений.

Значения коэффициентов  $\zeta$  для наиболее распространенных видов местных сопротивлений принимают следующими: для штуцеров и переходников для труб  $\zeta = 0,1 \dots 0,15$ ; для угольников с поворотом под углом 90°  $\zeta = 1,5 \dots 2,0$ ; для прямоугольных тройников для разделения и объединения потоков  $\zeta = 0,9 \dots 2,5$ ; для плавных изгибов труб на угол 90° с радиусом изгиба, равным  $(3 \div 5)d$   $\zeta = 0,12 \dots 0,15$ ; для входа в трубу  $\zeta = 0,5$ ; для выхода из трубы в бак или в цилиндр  $\zeta = 1$ .

При ламинарном режиме Т.М. Башта [3, с.29] для определения коэффициента гидравлического трения  $\lambda$  рекомендует при  $Re < 2300$  применять формулу

$$\dots \quad (3.5)$$

а при турбулентном режиме течения жидкости в диапазоне  $Re = 2300 \dots 100000$  коэффициент  $\lambda$  определяется по полуэмпирической формуле Блазиуса

$$\dots \quad (3.6)$$

Если:

$$\lambda = \frac{0,025 \Delta \varepsilon}{d} \quad (3.7)$$

где  $\Delta \varepsilon$  – эквивалентная шероховатость труб (для новых бесшовных стальных труб  $\Delta \varepsilon = 0,05$  мм, для латунных –  $\Delta \varepsilon = 0,02$  мм, для медных –  $0,01$ , для труб из сплавов из алюминия –  $0,06$ , для резиновых шлангов –  $0,03$ ), то коэффициент гидравлического трения определяется по формуле А.Д. Альтшуля

$$\lambda = \frac{0,025 \Delta \varepsilon}{d} \quad (3.8)$$

Потери давления в гидроаппаратуре  $\Delta P_{га}$  принимают по ее технической характеристике после выбора гидроаппаратуры. После этого суммируют потери давления

$$\Delta P = \Delta P_{дл} + \Delta P_{м} + \Delta P \quad (3.9)$$

При выполнении гидравлического расчета *производят проверку бескавитационной работы насоса*. Вакуум у входа в насос определяют по формуле

$$h_s = \left( h_{тр} + \frac{v^2}{2g} \right) \alpha \quad (3.10)$$

где  $h_s$  – расстояние от оси насоса до уровня рабочей жидкости в баке;

$h_{тр}$  – потери напора на преодоление всех гидравлических сопротивлений во всасывающей гидролинии;

$v$  – скорость движения жидкости во всасывающей гидролинии;

$\alpha$  – коэффициент Кориолиса.

Рекомендуемый (с запасом на бескавитационную работу насоса) вакуум  $P_v$  у входа в насос должен быть не более  $0,04$  Мпа. Если  $P_v > 0,04$  Мпа, то нужно увеличить диаметр всасывающего трубопровода или расположить бак выше оси насоса. При этом считается, что рабочая жидкость находится в баке с атмосферным давлением  $P_{атм} = 0,1$  Мпа. Таким образом, разность давлений в баке  $P_b$  (с атмосферным или избыточным давлением) и на входе в насос  $P_v$  не должна быть меньше  $0,06$  Мпа.

Определение толщины стенок является проверочным расчетом на прочность жестких труб, подобранных по ГОСТу. Толщину стенки трубы определяют по формуле

$$t = \frac{P \cdot d}{\sigma_v \cdot n} \quad (3.11)$$

где  $P$  – максимальное статическое давление;

$\sigma_v$  – допускаемое напряжение на разрыв материала труб, принимаемое равным  $30 \dots 35\%$  от временного сопротивления;

$n$  – коэффициент запаса,  $n = 3 \dots 6$ , для гнутых труб принимается равным на  $25 \%$  ниже.

С учетом возможных механических повреждений толщина стенок стальных труб должна быть не менее  $0,5$  мм, а для медных – не менее  $0,8 \dots 1,0$  мм.

## 4 НАСОСЫ И ГИДРОМОТОРЫ

### 4.1 Некоторые термины и определения

**Насос** – гидравлическая машина, в которой механическая энергия, приложенная к выходному валу, преобразуется в гидравлическую энергию потока рабочей жидкости.

**Гидродвигатель** – машина, в которой энергия потока рабочей жидкости преобразуется в энергию движения выходного звена. Если выходное звено получает вращательное движение, то такой гидродвигатель называют *гидромотором*, если поступательное, то *силовым цилиндром*.

Гидромашина, которая может работать в режиме насоса или гидромотора, называется **обратимой**.

**Рабочий объем гидромашины** в *насосе* – это объем жидкости вытесняемый в систему за один оборот вала насоса; в *гидромоторе* – объем жидкости, необходимый для получения одного оборота вала гидромотора.

Гидромашины изготавливаются с постоянным и переменным рабочим объемом. В соответствии с этим с постоянным рабочим объемом называются *нерегулируемые*, а с переменным – *регулируемые*.

**Производительность насоса (подача)** – это отношение объема подаваемой жидкости ко времени.

*Теоретическая производительность насоса*  $Q_T$  – это расчетный объем жидкости, вытесняемый в единицу времени из его полости нагнетания.

*Действительная производительность насоса*  $Q_D$  уменьшается на величину  $Q_N$  из-за обратного течения жидкости в насосе из полости нагнетания в полость всасывания и из-за утечки жидкости во внешнюю среду. Поэтому

$$Q_D = Q_T - Q_N, \quad (4.1)$$

а отношение:

$$\frac{Q_D}{Q_T} = 1 - \frac{Q_N}{Q_T} = \eta_{об.н.} \quad (4.2)$$

где  $\eta_{об.н.}$  - объемный КПД насоса.

**Мощность и крутящий момент на валу гидромотора.** Фактическая мощность развиваемая гидромотором при данном перепаде давлений

$$N_{M \text{ факт}} = \Delta P q_m n_m \eta_m, \quad (4.3)$$

где  $q_m$  - рабочий объем гидромотора;

$n_m$  - частота вращения гидромотора;

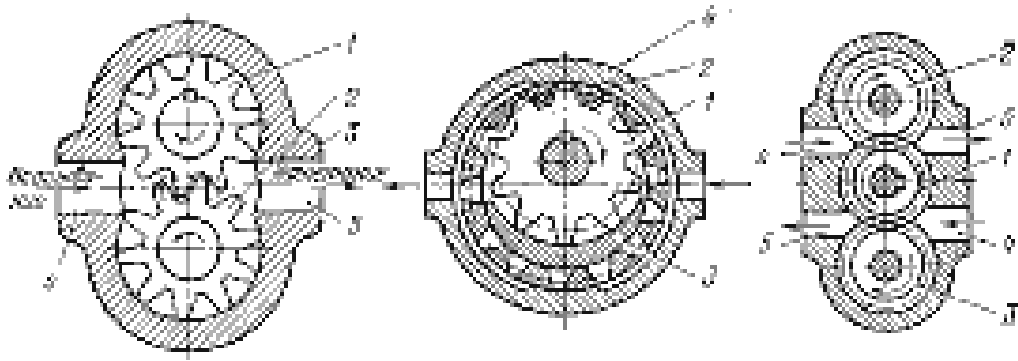
$\eta_m$  - общий КПД гидромотора.

## 4.2 Гидравлические машины шестеренного типа

Шестеренные машины в современной технике нашли широкое применение. Их основным преимуществом является конструкционная простота, компактность, надежность в работе и сравнительно высокий КПД. В этих машинах отсутствуют рабочие органы, подверженные действию центробежной силы, что позволяет эксплуатировать их при частоте вращения до  $20 \text{ с}^{-1}$ . В машиностроении шестеренные гидромашины применяются в системах с дроссельным регулированием.

### Шестеренные насосы

Основная группа шестеренных насосов состоит из двух прямозубых шестерен внешнего зацепления (рисунок 4.1, а). Применяются также и другие конструктивные схемы, например, насосы с внутренним зацеплением (рисунок 4.1, б), трех- и более шестеренные насосы (рисунок 4.1, в).



а - с внешним зацеплением; б - с внутренним зацеплением; в - трехшестеренный

Рисунок 3.1 – Схемы шестеренных насосов.

Шестеренный насос с внешним зацеплением (рисунок 4.1, а) состоит из ведущей 1 и ведомой 2 шестерен, размещенных с небольшим зазором в корпусе 3. При вращении шестерен жидкость, заполнившая рабочие камеры (межзубовые пространства), переносится из полости всасывания 4 в полость нагнетания 5. Из полости нагнетания жидкость вытесняется в напорный трубопровод.

В общем случае подача шестерного насоса определяется по формуле

$$Q = \frac{k \cdot D^3 \cdot z \cdot n \cdot \eta_{об}}{z} \quad (4.4)$$

где  $k$  - коэффициент, для некорригированных зубьев  $k = 7$ , для корригированных зубьев  $k = 9,4$ ;

$D$  - диаметр начальной окружности шестерни;

$z$  - число зубьев;

$b$  - ширина шестерен;

$n$  - частота оборотов ведущего вала насоса;

$\eta_{об}$  - объемный КПД.

Шестеренный насос в разобранном состоянии представлен на рисунке 4.2.

Шестеренный насос состоит из корпуса 8, выполненного из алюминиевого сплава, внутри которого установлены подшипниковый блок 2 с ведущей 1 и ведомой 3 шестернями и уплотняющий блок 5, представляющий собой другую половину подшипника. Для радиального уплотнения шестерен в центральной части уплотняющего блока имеются две сегментные поверхности, охватывающие с установленным зазором зубья шестерен. Для торцевого уплотнения шестерен служат две поджимные пластины 7, устанавливаемые в специальные пазы уплотняющего блока с обеих сторон шестерен. В поджимных пластинах и в левой части уплотняющего блока есть фигурные углубления под резиновые прокладки 6. Давлением жидкости из полости нагнетания пластины 7 прижимаются к торцам шестерен, благодаря чему автоматически компенсируется зазор, а утечки остаются практически одинаковыми при любом рабочем давлении насоса. Ведущая и ведомая шестерни выполнены заодно с цапфами, опирающимися на подшипники скольжения подшипникового и уплотняющего блоков. Одна из цапф ведущей шестерни имеет шлицы для соединения с валом приводящего двигателя. Насос закрывается крышкой 4 с уплотнительным резиновым кольцом 9. Приводной вал насоса уплотнен резиновой манжетой, закрепленной специальными кольцами в корпусе насоса.

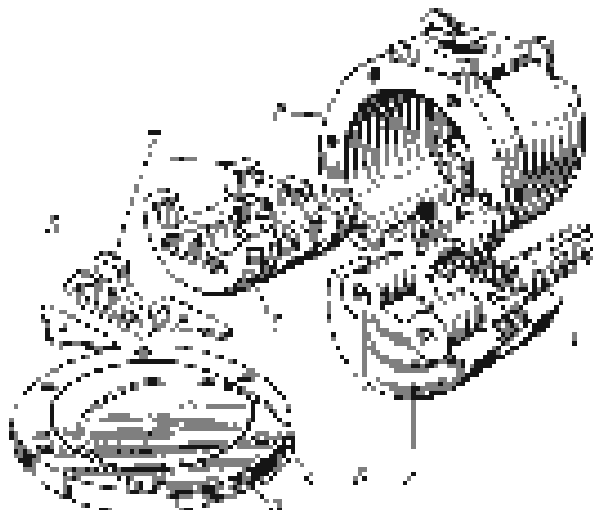


Рисунок 4.2 – Шестеренный насос НШ-К и его составные элементы.

Шестеренные насосы с внутренним зацеплением сложны в изготовлении, но дают более равномерную подачу и имеют меньшие размеры. Внутренняя шестерня 1 (см. рисунок 4.1, б) имеет на два-три зуба меньше, чем внешняя шестерня 2. Между внутренней и внешней шестернями имеется серпообразная перемычка 3, отделяющая полость всасывания от напорной полости. При вращении внутренней шестерни жидкость, заполняющая рабочие камеры, переносится в напорную полость и вытесняется через окна в крышках корпуса 4 в напорный трубопровод.

На рисунке 4.1, в приведена схема трехшестеренного насоса. В этом насосе шестерня 1 ведущая, а шестерни 2 и 3 - ведомые, полости 4 - всасывающие, а полости 5 - напорные. Такие насосы выгодно применять в гидроприводах, в которых необходимо иметь две независимые напорные гидролинии.

Равномерность подачи жидкости шестерным насосом зависит от числа зубьев шестерни и угла зацепления. Чем больше зубьев, тем меньше неравномерность подачи, однако при этом уменьшается производительность насоса. Для устранения зацемяжения жидкости в зоне контакта зубьев шестерен в боковых стенках корпуса насоса выполнены разгрузочные канавки, через которые жидкость отводится в одну из полостей насоса.

### Шестеренные гидромоторы

Работа шестеренных гидромоторов осуществляется следующим образом. Жидкость из гидромагистрали (см. рисунок 4.1, а) поступает в полость 4 гидродвигателя и, воздействуя на зубья шестерен, создает крутящий момент, равный

$$M = \frac{p \cdot V}{2\pi} \cdot \eta_m \quad (4.5)$$

где  $\eta_m$  - механический КПД гидромотора.

Конструктивно шестерные гидромоторы отличаются от насосов меньшими зазорами в подшипниках, меньшими усилиями поджатия втулок к торцам шестерен, разгрузкой подшипников от неуравновешенных радиальных усилий. Пуск гидромоторов рекомендуется производить без нагрузки.

Шестеренные машины являются обратимыми, т.е. могут быть использованы и как гидромоторы и как насосы.

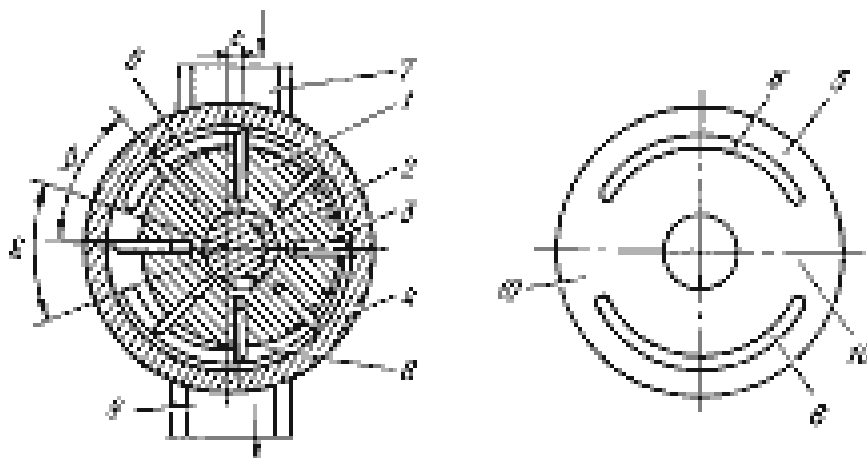


### 4.3 Пластинчатые насосы и гидромоторы

Пластинчатые насосы и гидромоторы так же, как и шестеренные, просты по конструкции, компактны, надежны в эксплуатации и сравнительно долговечны. В таких машинах рабочие камеры образованы поверхностями статора, ротора, торцевых распределительных дисков и двумя соседними вытеснителями-платинами. Эти пластины также называют лопастями, лопатками, шиберами.

**Пластинчатые насосы** могут быть одно-, двух- и многократного действия. В насосах однократного действия одному обороту вала соответствует одно всасывание и одно нагнетание, в насосах двукратного действия - два всасывания и два нагнетания.

Схема насоса однократного действия приведена на рисунке 4.3. Насос состоит из ротора 1, установленного на приводном валу 2, опоры которого размещены в корпусе насоса. В роторе имеются радиальные или расположенные под углом к радиусу пазы, в которые вставлены пластины 3. Статор 4 по отношению к ротору расположен с эксцентриситетом  $e$ . К торцам статора и ротора с малым зазором (0,02...0,03 мм) прилегают торцевые распределительные диски 5 с серповидными окнами. Окно 6 каналами в корпусе насоса соединено с гидролинией всасывания 7, а окно 8 - с напорной гидролинией 9. Между окнами имеются уплотнительные перемычки 10, обеспечивающие герметизацию зон всасывания и нагнетания. Центральный угол, образованный этими перемычками, больше угла между двумя соседними пластинами.



1 - ротор; 2 - приводной вал; 3 - пластины; 4 - статор; 5 - распределительный диск; 6, 8 - окна; 7 - гидролиния всасывания; 9 - гидролиния нагнетания

Рисунок 4.3 – Схема пластинчатого насоса однократного действия.

При вращении ротора пластины под действием центробежной силы, пружин или под давлением жидкости, подводимой под их торцы, выдвигаются из пазов и прижимаются к внутренней поверхности статора. Благодаря эксцентриситету объем рабочих камер вначале увеличивается - происходит всасывание, а затем уменьшается - происходит нагнетание. Жидкость из линии всасывания через окна распределительных дисков

вначале поступает в рабочие камеры, а затем через другие окна вытесняется из них в напорную линию.

При изменении эксцентриситета  $e$  изменяется подача насоса. Если  $e = 0$  (ротор и статор расположены соосно), пластины не будут совершать возвратно-поступательных движений, объем рабочих камер не будет изменяться, и, следовательно, подача насоса будет равна нулю. При перемене эксцентриситета с  $+e$  на  $-e$  изменяется направление потока рабочей жидкости (линия 7 становится нагнетательной, а линия 9 - всасывающей). Таким образом, пластинчатые насосы однократного действия в принципе регулируемые и реверсируемые.

Число пластин  $z$  может быть от 2 до 12. С увеличением числа пластин подача насоса уменьшается, но при этом увеличивается ее равномерность.

### Пластинчатые гидромоторы

**Пластинчатые гидромоторы** могут быть также одно-, двух- и многократного действия. Пластинчатые гидромоторы от пластинчатых насосов отличаются тем, что в их конструкцию включены устройства, обеспечивающие постоянный прижим пластин к статорному кольцу.

При подводе к машине жидкости на рабочую поверхность пластин действует сила, создающая крутящий момент на валу гидромотора, который для гидромоторов однократного действия определяется по формуле:

$$M_{\text{гид}} = \frac{\rho \omega^2}{2\pi} q_{\text{в}} = \frac{\rho \omega^2}{2\pi} z \pi r_1^2 e \sin \alpha_1 \approx z \rho \omega^2 r_1^2 e \sin \alpha_1 \quad (4.6)$$

а для гидромоторов двойного действия:

$$M_{\text{гид}} = \frac{\rho \omega^2}{2\pi} q_{\text{в}} = \frac{\rho \omega^2}{2\pi} z \pi (r_1^2 e \sin \alpha_1 + r_2^2 e \sin \alpha_2) \approx z \rho \omega^2 (r_1^2 e \sin \alpha_1 + r_2^2 e \sin \alpha_2) \quad (4.7)$$

Гидромоторы двойного действия так же, как и насосы двойного действия, нерегулируемые.

Надежность и срок службы пластинчатых гидромашин зависят от материала пластин и статорного кольца. Во избежание отпуска материала пластин из-за нагрева от трения о статорное кольцо пластины изготавливают из стали с высокой температурой отпуска. Статорное кольцо цементируется и закаливается. Ротор изготавливают из закаленной хромистой стали, а торцевые распределительные диски из бронзы.

#### 4.4 Радиально-поршневые насосы и гидромоторы

Радиально-поршневые гидромашины применяют при сравнительно высоких давлениях (10 МПа и выше). По принципу действия радиально-поршневые гидромашины делятся на одно-, двух- и многократного действия.

В машинах однократного действия за один оборот ротора поршни совершают одно возвратно-поступательное движение.

Схема радиально-поршневого насоса однократного действия приведена на рисунке 4.4. Рабочими камерами в насосе являются радиально расположенные цилиндры, а вытеснителями - поршни. Ротор (блок цилиндров) 1 на скользящей посадке установлен на ось 2, которая имеет два канала 3 и 4 (один соединен с гидролинией всасывания, другой - с напорной гидролинией). Каналы имеют окна 5, которыми они могут соединяться с цилиндрами 6. Статор 7 по отношению к ротору располагается с эксцентриситетом.

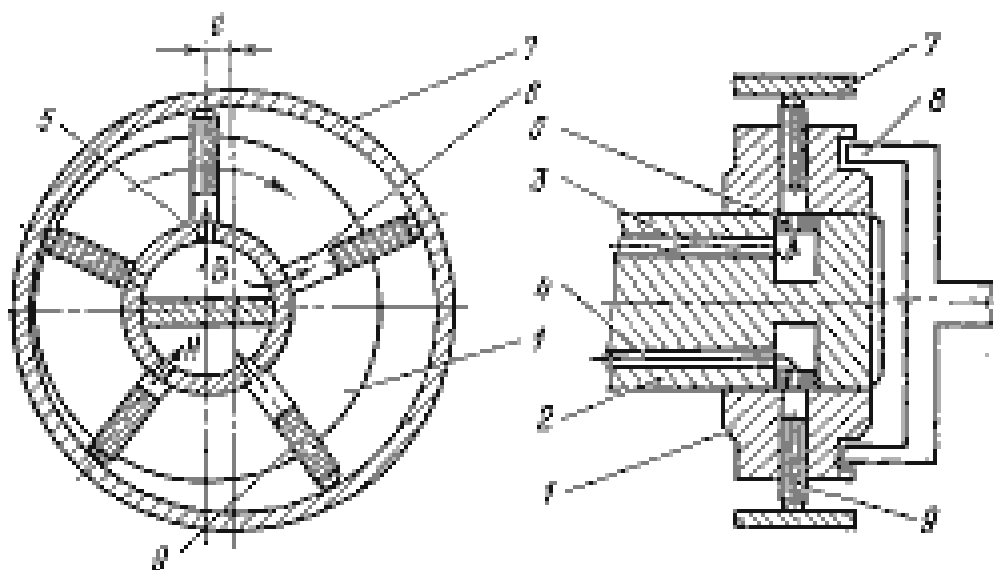


Рисунок 4.4 – Схема радиально-поршневого насоса однократного действия.

Ротор вращается от приводного вала через муфту 8. При вращении ротора в направлении, указанном на рисунке 4.4. стрелкой, поршни 9 вначале выдвигаются из цилиндров (происходит всасывание), а затем вдвигаются (нагнетание). Соответственно рабочая жидкость вначале заполняет цилиндры, а затем поршнями вытесняется оттуда в канал 4 и далее в напорную линию гидросистемы. Поршни выдвигаются и прижимаются к статору центробежной силой или принудительно (пружиной, давлением рабочей жидкости или иным путем).

Подача радиально-поршневого насоса:

$$Q_t = \frac{\pi d^2 e}{4} \omega z \eta_{\text{об}} \quad (4.8)$$

где  $d$  - диаметр цилиндра;  $e$  - эксцентриситет;  $z$  - число поршней.

В серийных конструкциях радиально-поршневых насосов число поршней принимается нечетным (чаще всего  $z = 7$  или  $z = 9$ ). Число рядов цилиндров для увеличения подачи может быть увеличено от 2 до 6. Подача радиально-поршневого насоса с кратностью действия  $i$  и числом рядов  $m$  подсчитывается по формуле:

$$Q = \frac{\pi z^2}{4} \dots \eta_v \quad (4.9)$$

где  $h$  - ход поршней.

В станкостроении применяют регулируемые радиально-поршневые насосы однократного действия типа НП, которые выпускают с максимальной подачей до 400 л/мин и давлением до 200 МПа.

Для радиально-поршневых машин работающих в режиме гидромотора крутящий момент можно определить по формуле

$$M_{гп} = \frac{\pi z^2}{8} \eta_m = \dots \frac{z^2}{8} \eta_m \quad (4.10)$$

где  $m$  - число рядов цилиндров;  
 $i$  - кратность хода поршней;  
 $h$  - величина хода поршней.

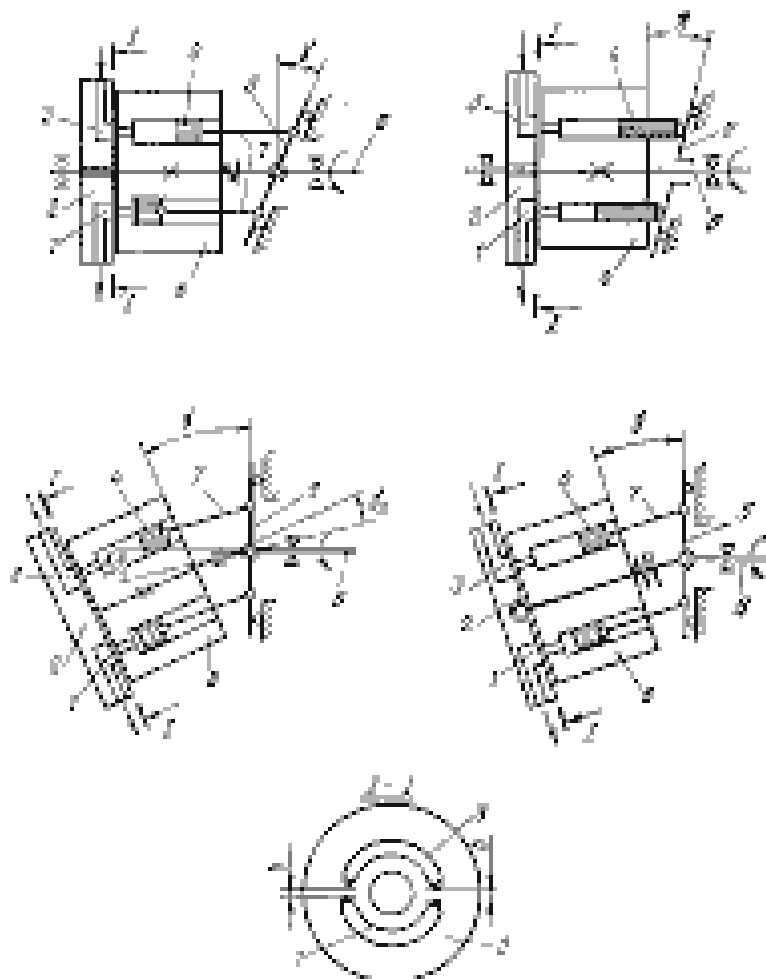
#### 4.5 Аксиально-поршневые насосы и гидромоторы

Аксиально-поршневые гидромашинны нашли широкое применение в гидроприводах, что объясняется рядом их преимуществ: меньшие радиальные размеры, масса, габарит и момент инерции вращающихся масс; возможность работы при большом числе оборотов; удобство монтажа и ремонта.

Аксиально-поршневой насос состоит из блока цилиндров 8 (рисунок 4.5) с поршнями (плунжерами) 4, шатунов 7, упорного диска 5, распределительного устройства 2 и ведущего вала 6.

Во время работы насоса при вращении вала приходит во вращение и блок цилиндров. При наклонном расположении упорного диска (см. рис.4.5, а, в) или блока цилиндров (см. рис.4.5, б, г) поршни, кроме вращательного, совершают и возвратно-поступательные аксиальные движения (вдоль оси вращения блока цилиндров). Когда поршни выдвигаются из цилиндров, происходит всасывание, а когда вдвигаются - нагнетание. Через окна 1 и 3 в распределительном устройстве 2 цилиндры попеременно соединяются то с всасывающей, то с напорной гидролиниями. Для исключения соединения всасывающей линии с напорной блок цилиндров плотно прижат к распределительному устройству, а между окнами этого устройства есть

уплотнительные перемычки, ширина которых  $b$  больше диаметра  $d_k$  отверстия соединительных каналов в блоке цилиндров. Для уменьшения гидравлического удара при переходе цилиндрами уплотнительных перемычек в последних сделаны дроссельные канавки в виде небольших усиков, за счет которых давление жидкости в цилиндрах повышается равномерно.



1 и 3 - окна; 2 - распределительное устройство; 4 - поршни; 5 - упорный диск; 6 - ведущий вал; 7 - шатуны; 8 - блок цилиндров.

а - с иловым карданом; б - с несильным карданом; в - с точечным касанием поршней; г - бескарданного типа.

Рисунок 4.5 – Принципиальные схемы аксиально-поршневых насосов.

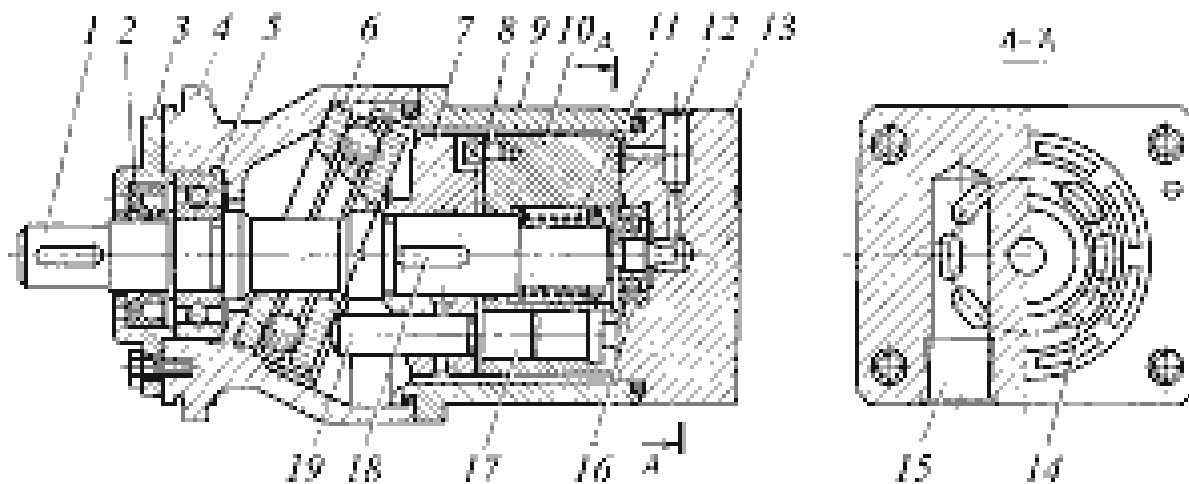
Рабочими камерами аксиально-поршневых насосов являются цилиндры, аксиально расположенные относительно оси ротора, а вытеснителями - поршни. По виду передачи движения вытеснителям аксиально-поршневые насосы подразделяются на насосы с наклонным блоком (см. рис.3.8, б, г) и с наклонным диском (см. рис.3.8, а, в). Известные конструкции аксиально-поршневых насосов выполнены по четырем различным принципиальным схемам.

**Насосы с силовым карданом** (см. рисунок.4.5, а) приводной вал соединен с наклонным диском силовым карданом, выполненным в виде универсального шарнира с двумя степенями свободы. Поршни соединяются с

диском шатунами. При такой схеме крутящий момент от приводящего двигателя передается блоку цилиндров через кардан и наклонный диск. Начальное прижатие блока цилиндров распределительному устройству обеспечивается пружиной, а во время работы насоса давлением жидкости. Передача крутящего момента блоку цилиндров необходима для преодоления сил трения между торцом блока цилиндров и распределительным устройством.

**В насосах с двойным несилевым карданом** (см. рисунок 4.5, б) углы между осью промежуточного вала и осями ведущего и ведомого валов принимают одинаковыми и равными  $1 = 2 = /2$ . При такой схеме вращение ведущего и ведомого валов будет практически синхронным, а кардан полностью разгруженным, так как крутящий момент от приводящего двигателя передается блоку цилиндров через диск 5, изготавливаемый заодно с валом 6.

**Насосы с точечным касанием поршней наклонного диска** (см. рисунок 4.5, в) имеют наиболее простую конструкцию, поскольку здесь нет шатунов и карданных валов. Однако для того, чтобы машина работала в режиме насоса, необходимо принудительное выдвигание поршней из цилиндров для прижатия их к опорной поверхности наклонного диска (например, пружинами, помещенными в цилиндрах). По такой схеме чаще всего изготавливают гидромоторы типа Г15-2 (рисунок 4.6). Эти машины выпускаются небольшой мощности, т.к. в местах контакта поршней с диском создается высокое напряжение, которое ограничивает давление жидкости.

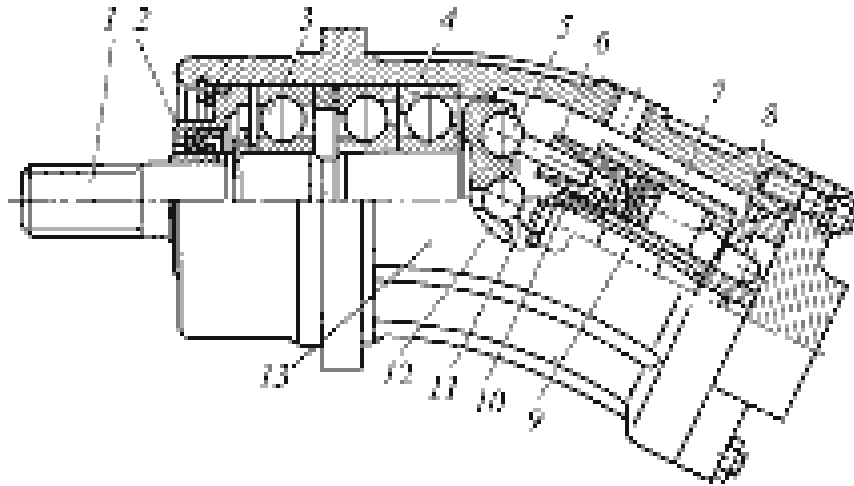


1 - вал; 2 - манжета; 3 - крышка; 4, 9 - корпус; 5, 16 - подшипник; 6 - радиально упорный подшипник; 7 - барабан; 8 - поводок; 10 - ротор; 11 - пружины; 12 - дренажное отверстие; 13 - распределительное устройство; 14 - полукольцевые пазы; 15 - отверстие напорное; 17 - поршни; 18 - шпонка; 19 - толкатель

Рисунок 4.6 – Аксиально-поршневой гидромотор типа Г15-2.

**Аксиально-поршневые машины бескарданного типа** (см. рисунок 4.5, г) блок цилиндров соединяется с ведущим валом через шайбу и шатуны поршней. По сравнению с гидромашинами с карданной связью машины

бескарданного типа проще в изготовлении, надежнее в эксплуатации, имеют меньший габарит блока цилиндров. По данной схеме отечественной промышленностью выпускается большинство аксиально-поршневых машин серии 200 и 300 (рисунок 4.7).



1 - вал; 2 - манжета; 3 - крышка; 4, 9 - корпус; 5, 16 - подшипник; 6 - радиально упорный подшипник; 7 - барабан; 8 - поводок; 10 - ротор; 11 - пружины; 12 - дренажное отверстие; 13 - распределительное устройство; 14 - полукольцевые пазы; 15 - отверстие напорное; 17 - поршни; 18 - шпонка; 19 - толкатель.

Рисунок 4.7 – Аксиально-поршневой гидромотор типа Г15-2.

Подача (расход) аксиально-поршневой гидромашины зависит от хода поршня, который определяется углом  $\gamma$  наклона диска или блока цилиндров ( $\gamma < 25^\circ$ ). Если конструкция гидромашины в процессе ее эксплуатации допускает изменение угла  $\gamma$ , то такие машины регулируемые. При изменении угла наклона шайбы или блока цилиндров с  $+\gamma$  до  $-\gamma$  достигается реверсирование направления потока жидкости или вращения ротора гидромашин.

Подачу для машин с бесшатунным приводом определяют по формуле:

$$Q = \frac{\pi d^3 z n \sin \gamma}{4} \quad (4.11)$$

а для машин с шатунным приводом:

$$Q = \frac{\pi d^3 z n \sin \gamma}{4} \quad (4.12)$$

где  $d$  - диаметр цилиндра;  $D$  и  $D'$  - диаметр окружности, на которой расположены центры окружностей цилиндров или закреплены шатуны на диске;

$D \tan \gamma$  и  $D' \sin \gamma$  - ход поршня при повороте блока цилиндров на  $180^\circ$ ;

$z$  - число поршней ( $z = 7, 9, 11$ ).

Крутящий момент аксиально-поршневого гидромотора определяют по формуле:

$$M_{\text{кр}} = \frac{D^2 \cdot L}{2 \cdot \pi} \cdot p_{\text{н}} - \frac{D^2 \cdot L^3}{3} \cdot z \cdot \tau \cdot \rho \cdot \omega \quad (4.13)$$

Структура условного обозначения аксиально-поршневых гидромашин серий 200 и 300 приведена на рисунке 4.8.

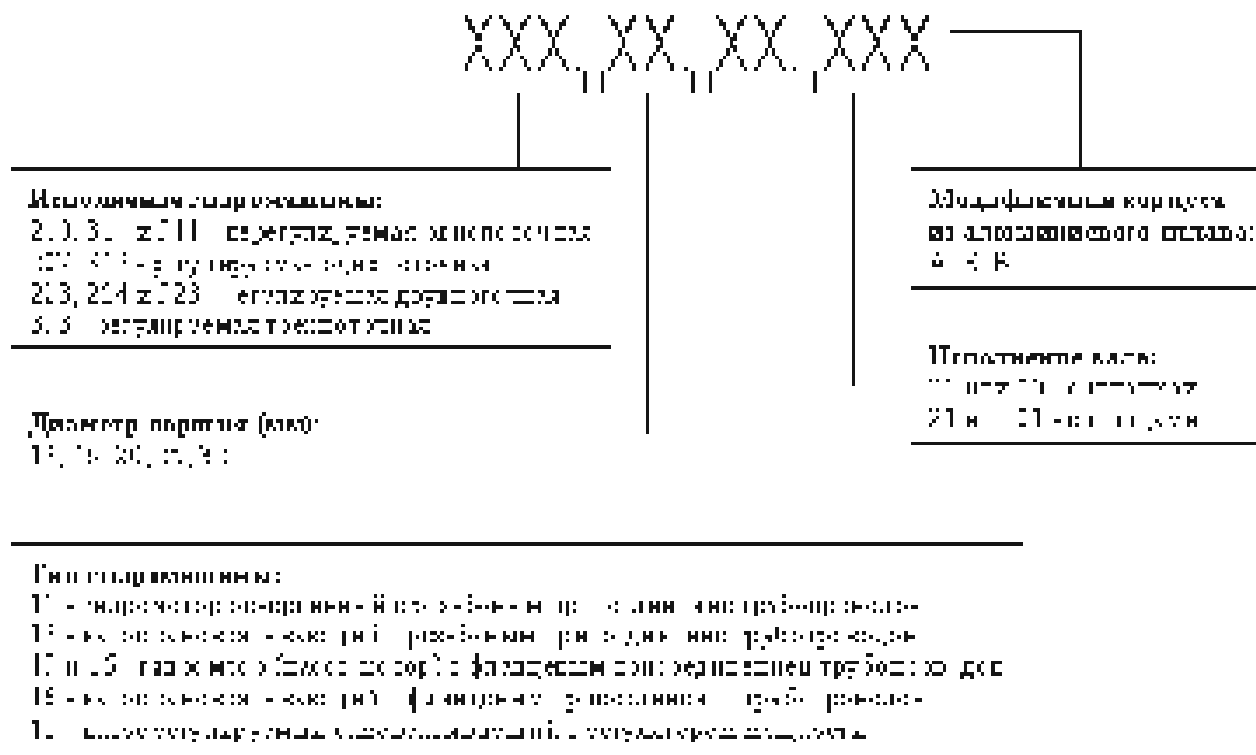


Рисунок 4.8 – Структура условного обозначения аксиально-поршневых гидромашин серий 200 и 300.

#### 4.6 Лопастные насосы

В современной технике применяется большое количество разновидностей машин. Наибольшее распространение для водоснабжения населения получили **лопастные насосы**. Рабочим органом лопастной машины является вращающееся рабочее колесо, снабженное лопастями.

Лопастные насосы делятся на: **центробежные** и **осевые**.

##### Центробежный лопастной насос

В **центробежном лопастном насосе** жидкость под действием центробежных сил перемещается через рабочее колесо от центра к периферии.

На рисунке 4.9 изображена простейшая схема центробежного насоса. Проточная часть насоса состоит из трех основных элементов - подвода 1,



рабочего колеса 2 и отвода 3. По подводу жидкость подается в рабочее колесо из подводящего трубопровода. Рабочее колесо 2 передает жидкости энергию от приводного двигателя. Рабочее колесо состоит из двух дисков *a* и *б*, между которыми находятся лопатки *в*, изогнутые в сторону, противоположную направлению вращения колеса. Жидкость движется через колесо из центральной его части к периферии. По отводу жидкость отводится от рабочего колеса к напорному патрубку или, в многоступенчатых насосах, к следующему колесу.

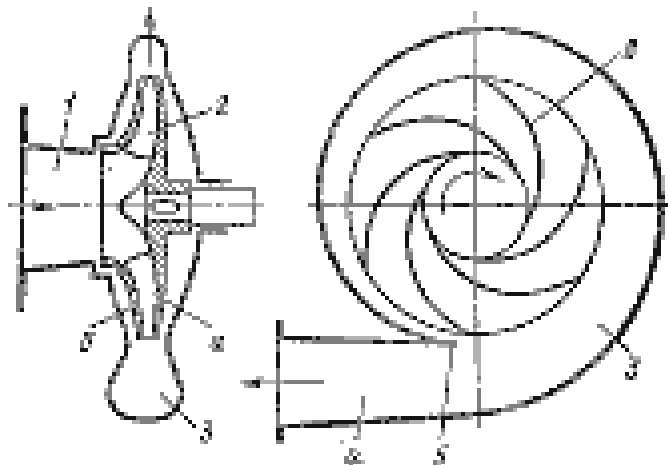


Рисунок 4.9 – Схема центробежного насоса.

#### Осевой лопастной насос

В *осевом лопастном насосе* жидкость перемещается в основном вдоль оси вращения рабочего колеса (рисунок 4.10). Рабочее колесо осевого насоса похоже на винт корабля. Оно состоит из втулки 1, на которой закреплено несколько лопастей 2. Отводом насоса служит осевой направляющий аппарат 3, с помощью которого устраняется закрутка жидкости, и кинетическая энергия ее преобразуется в энергию давления. Осевые насосы применяют при больших подачах и малых давлениях.

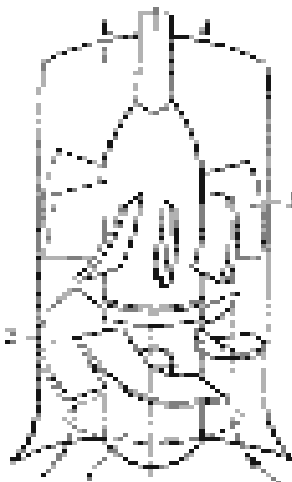


Рисунок 4.10 – Схема осевого насоса.

Осевые насосы могут быть *жестколопастными*, в которых положение лопастей рабочего колеса не изменяется, и *поворотнo-лопастными*, в которых положение рабочего колеса может регулироваться.

#### 4.7 Поршневые насосы

**Поршневые насосы** относятся к числу объемных насосов, в которых перемещение жидкости осуществляется путем ее вытеснения из неподвижных рабочих камер вытеснителями.

**Рабочей камерой** объемного насоса называют ограниченное пространство, попеременно сообщающееся со входом и выходом насоса.

**Вытеснителем** называется рабочий орган насоса, который совершает вытеснение жидкости из рабочих камер (плунжер, поршень, диафрагма).

#### Классификация поршневых насосов

Классифицируются поршневые насосы по следующим показателям:

**1) по типу вытеснителей:**

- плунжерные;
- поршневые;
- диафрагменные;

**2) по характеру движения ведущего звена:**

- возвратно-поступательное;
- вращательное (кривошипные и кулачковые насосы);

**3) по числу циклов нагнетания и всасывания за один двойной ход:**

- одностороннего действия;
- двухстороннего действия.

**4) по количеству поршней:**

- однопоршневые;
- двухпоршневые;
- многопоршневые.

#### Насос простого действия

Схема насоса простого действия изображена на рисунке 4.11.

Поршень 2 связан с кривошипно-шатунным механизмом через шток 3, в результате чего он совершает возвратно-поступательное движение в цилиндре 1. Поршень при ходе вправо создает разрежение в рабочей камере, вследствие чего всасывающий клапан 6 поднимается и жидкость из

расходного резервуара 4 по всасывающему трубопроводу 5 поступает в рабочую камеру 7. При обратном ходе поршня (влево) всасывающий клапан 6 закрывается, а нагнетательный клапан 8 открывается, и жидкость нагнетается в напорный трубопровод 9.

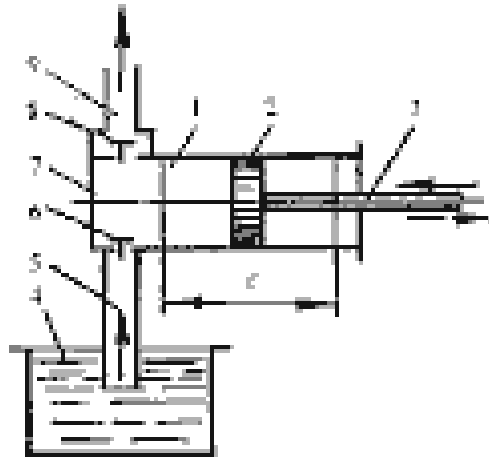


Рисунок 4.11 – Насос поршневой простого действия.

Так как каждому обороту двигателя соответствует два хода поршня, из которых лишь один соответствует нагнетанию, то **теоретическая производительность** в одну секунду будет равна:

$$Q_T = \frac{V_r \cdot n}{60} \quad (4.14)$$

где  $F$  - площадь поршня,  $m^2$ ;

$l$  - ход поршня,  $m$ ;

$n$  - число оборотов двигателя,  $об/мин$ .

Для повышения производительности поршневых насосов их часто выполняют сдвоенными, строенными и т.д. Поршни таких насосов приводятся в действие от одного коленчатого вала со смещением колен.

**Действительная производительность** насоса  $Q$  меньше теоретической, так как возникают утечки, обусловленные несвоевременным закрытием клапанов, неплотностями в клапанах и уплотнениях поршня и штока, а также неполнотой заполнения рабочей камеры.

Отношение действительной подачи  $Q$  к теоретической  $Q_T$  называется **объемным КПД поршневого насоса**:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_T} \quad (4.15)$$

Объемный КПД - основной экономический показатель, характеризующий работу насоса.

## Насос двойного действия

Более равномерная и увеличенная подача жидкости, по сравнению с насосом простого действия, может быть достигнута насосом двойного действия, в котором каждому ходу поршня соответствуют одновременно процессы всасывания и нагнетания. Эти насосы выполняются горизонтальными и вертикальными, причем последние наиболее компактны.

Насос поршневой двойного действия представлен на рисунке 4.12.

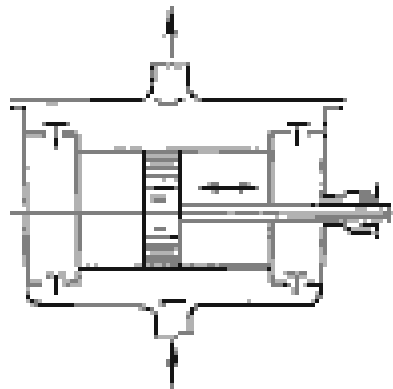


Рисунок 4.12 – Насос поршневой двойного действия.

Теоретическая производительность насоса двойного действия будет равна:

$$Q_t = 2f \cdot \omega + \frac{f \cdot \omega}{\xi} \quad \text{м}^3/\text{с}, \quad (4.16)$$

где  $f$  - площадь штока,  $\text{м}^2$ .

## Дифференциальный насос

В дифференциальном насосе (рисунок 4.13) поршень 4 перемещается в гладко обработанном цилиндре 5. Уплотнением поршня служит сальник 3 (вариант I) или малый зазор (вариант II) со стенкой цилиндра. Насос имеет два клапана: всасывающий 7 и нагнетательный 6, а также вспомогательную камеру 1.

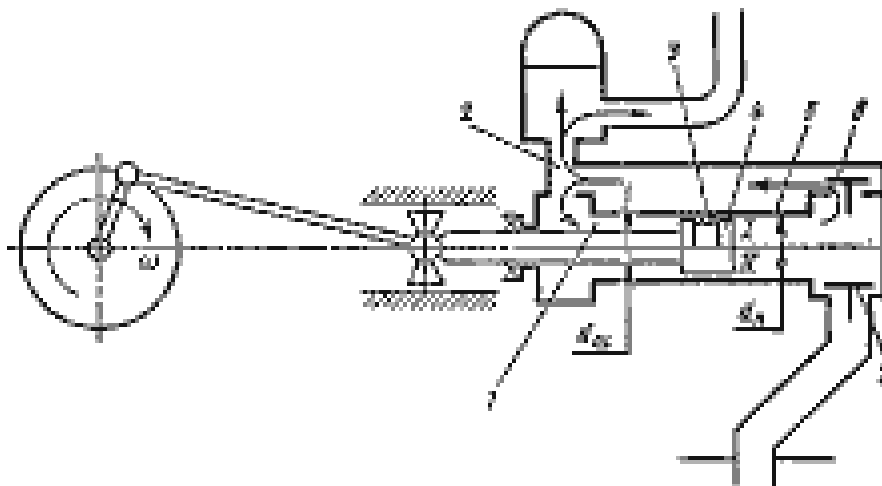


Рисунок 4.13 – Схема поршневого насоса с дифференциальным поршнем.

Всасывание происходит за один ход поршня, а нагнетание за оба хода. Так, при ходе поршня влево из вспомогательной камеры в нагнетательный трубопровод 2 вытесняется объем жидкости, равный  $(F - f)l$ ; при ходе поршня вправо из основной камеры вытесняется объем жидкости, равный  $fl$ .

Таким образом, за оба хода поршня в нагнетательный трубопровод будет подан объем жидкости, равный:

$$(F - f)l + fl = Fl, \quad (4.17)$$

т.е. столько же, сколько подается насосом простого действия. Разница лишь в том, что это количество жидкости подается за оба хода поршня, следовательно, и подача происходит более равномерно.

#### 4.8 Индикаторная диаграмма поршневых насосов

Рабочий цикл поршневого насоса может быть графически описан на бумаге специальным прибором - индикатором. График изменения давления в цилиндре за один полный оборот кривошипа называется **индикаторной диаграммой**.

На рисунке 4.14 показана индикаторная диаграмма насоса простого действия.

При движении поршня слева направо (процесс всасывания) давление в цилиндре насоса резко падает до давления всасывания  $P_{вс}$  по линии  $ab$ . Из-за податливости стенок цилиндра и сжимаемости жидкости линия  $ab$  не вертикальна, а слегка наклонена и переходит затем в волнистую линию  $bc$ .

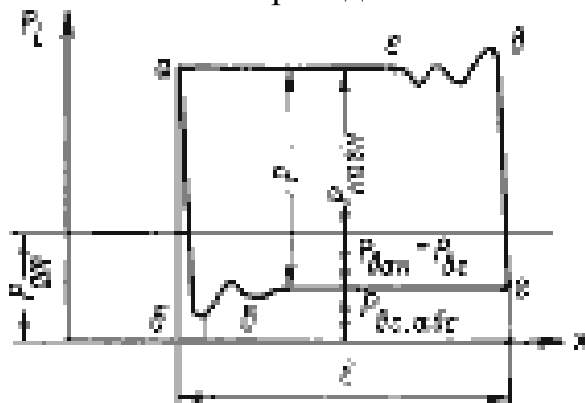


Рисунок 4.14 – Индикаторная диаграмма поршневых насосов.

Далее на всасывающей линии поддерживается постоянное давление и линия  $bc$  остается практически горизонтальной на протяжении всего хода всасывания. При обратном движении поршня (ход нагнетания) давление в цилиндре от  $P_{вс}$  поднимается до давления  $P_{нагн}$  по прямой  $cd$ , наклон которой влево от вертикали объясняется теми же самыми причинами, что и для линии  $ab$ . Начало сжатия жидкости сопровождается колебаниями давления в цилиндре (линия  $de$ ). В дальнейшем давление  $P_{нагн}$  остается неизменным на протяжении всего хода нагнетания (линия  $ea$ ). При повторном рабочем цикле этот график будет повторяться.

Неисправности, возникающие в гидравлической части поршневого насоса изменяют характер индикаторной диаграммы. Анализируя различные индикаторные диаграммы с теми или иными аномалиями, можно безошибочно сказать о неисправности насоса.

#### 4.9 Баланс энергии в насосах

Баланс мощности в насосе наглядно можно представить в виде схемы, представленной на рисунке 4.15.

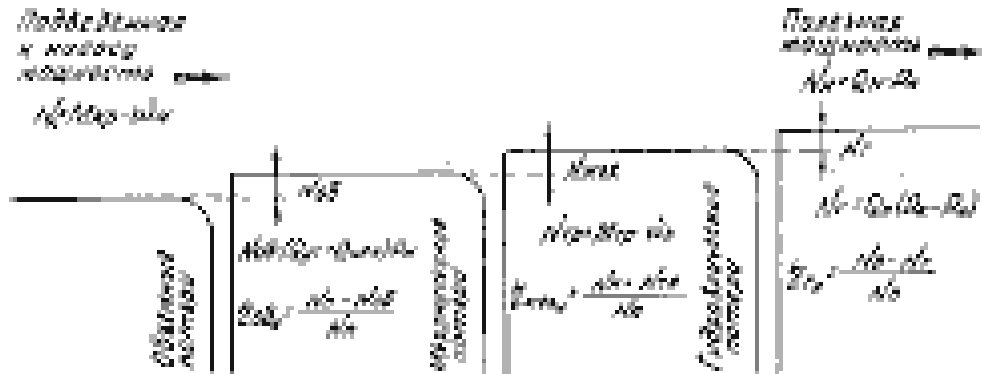


Рисунок 4.15 – Баланс мощности насоса.

Мощность, которая подводится к валу насоса называется **подведенной**. Она равна произведению крутящего момента на валу на его угловую скорость

$$N_{\text{П}} = M_{\text{кр}}\omega. \quad (4.18)$$

Мощность, которую мы получаем от насоса в виде потока жидкости под давлением называется **полезной мощностью насоса** (в дальнейшем просто мощностью).

$$N_{\text{н}} = Q_{\text{н}}P_{\text{н}}. \quad (4.19)$$

Отношение мощности насоса к подведенной мощности называется **общим КПД насоса**:

$$\eta_{\text{общ}} = \frac{N_{\text{н}}}{N_{\text{П}}} \quad (4.20)$$

Разность между подведенной мощностью и мощностью насоса называется **потерями мощности в насосе**:

$$N_{\text{П}} - N_{\text{н}} = N_{\text{пот}} \quad (4.21)$$

Потери мощности в насосе делятся на: объемные, механические и гидравлические.

**Объемный КПД** насоса определится из соотношения:

(4.22)

Для современных насосов объемный КПД находится в пределах 0,92...0,96. Значения КПД приведены в технических характеристиках насосов.

**Механический КПД** характеризует потери на трение в подвижных соединениях между деталями насоса. При относительном перемещении соприкасающихся поверхностей в зоне их контакта всегда возникает сила трения, которая направлена в сторону, противоположную движению. Эта сила расходуется на деформацию поверхностного слоя, пластическое отеснение и на преодоление межмолекулярных связей соприкасающихся поверхностей.

Мощность, затраченная на преодоление сил трения, определяется:

$$N_{тр} = M_{тр}\omega, \quad (4.23)$$

где  $M_{тр}$  - момент трения в насосе;

$\omega$  - угловая скорость вала насоса.

Механический КПД определяется из соотношения:

$$\eta_{мех} = \frac{N_{II} - N_{тр}}{N_{II}} \quad (4.24)$$

Для современных насосов механический КПД также находится в пределах 0,92...0,96.

**Гидравлический КПД** характеризует потери на деформацию потока рабочей жидкости в напорной камере и на трение жидкости о стенки сосуда. Эти потери примерно на порядок ниже механических потерь на трение и часто в инженерных расчетах не учитываются или объединяются с механическими потерями на трение. В этом случае объединенный КПД называется *гидромеханическим*.

Мощность, затраченная на гидравлические потери, определится:

$$N_z = Q_H ( P_K - P_H ), \quad (4.25)$$

где  $P_K$  - давление в напорной камере насоса;

$P_H$  - давление в напорной гидрوليнии на выходе из насоса.

Гидравлический КПД определяется из соотношения:

(4.26)

Общий КПД насоса равен произведению КПД объемного, гидравлического и механического:

$$\eta = \eta_{об} * \eta_{мех} * \eta_z \quad (4.27)$$

Таким образом, баланс мощности насоса дает представление о потерях, возникающих в насосе, общем КПД и всех его составляющих.

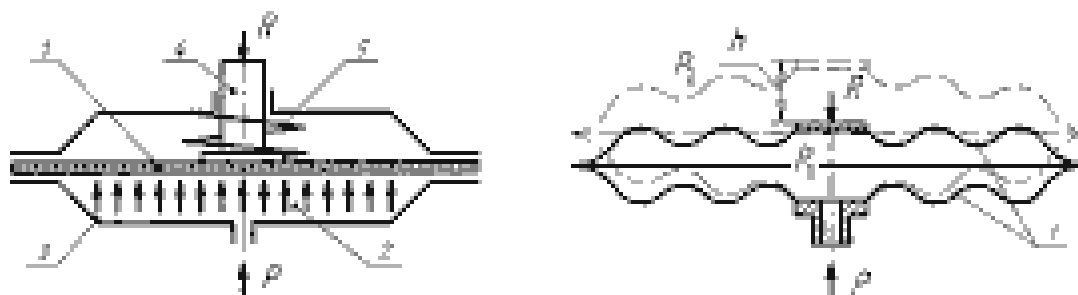
## 5 ГИДРОЦИЛИНДРЫ

В качестве исполнительных механизмов (гидродвигателей) применяются силовые цилиндры, служащие для осуществления возвратно-поступательных прямолинейных и поворотных перемещений исполнительных механизмов. Гидроцилиндры подразделяются на поршневые, плунжерные, мембранные и сильфонные.

### 5.1 Механизмы с гибкими разделителями

К механизмам с гибкими разделителями относятся **мембраны, мембранные гидроцилиндры и сильфоны.**

**Мембраны** (рисунок 5.1, а) применяют в основном при небольших перемещениях и небольших давлениях (до 1 МПа). Мембранный исполнительный механизм представляет собой защемленное по периферии корпуса эластичное кольцо 1. При увеличении давления в подводящей камере 2 эластичное кольцо прижимается к верхней части корпуса 3, и шток 4, связанный с эластичным кольцом выдвигается. Обратный ход штока обеспечивает пружина 5.



а - плоская с эластичным кольцом; б - гофрированная металлическая  
Рисунок 5.1 – Схемы мембран.

В гидропневмоавтоматике распространены также гофрированные металлические мембраны (рисунок 5.1, б). Деформация таких мембран происходит за счет разности давлений  $\Delta P = P_1 - P_2$  и внешней нагрузки  $R$ .

**Мембранные гидроцилиндры** (рисунок 5.2) допускают значительны перемещения выходного звена - штока. При перемещении поршня 1 в направлении действия давления жидкости (рисунок 5.2, а) мембрана 3 перегибается, перекатываясь со стенок поршня 1 на стенки цилиндра 2, к которым она плотно поджимается давлением жидкости (рисунок 5.2, б).

Обратный ход поршня происходит за счет пружины.



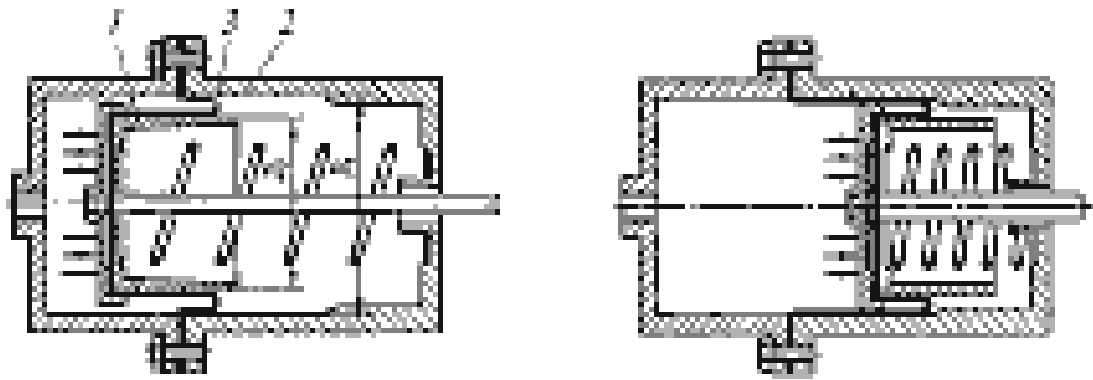
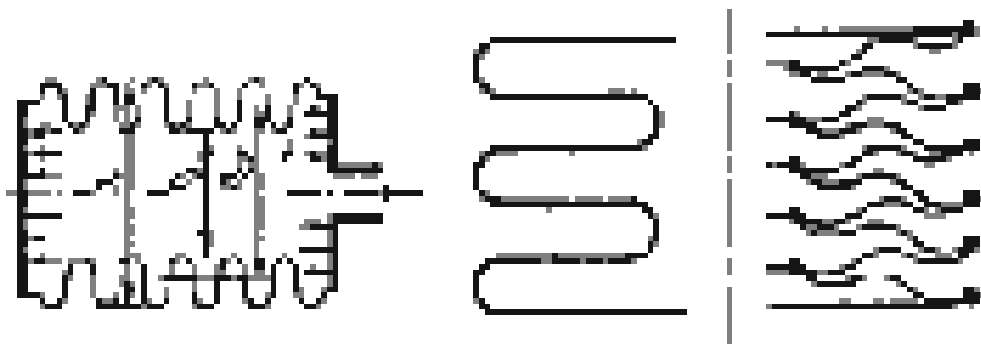


Рисунок 5.2 – Схемы работы мембранного гидроцилиндра.

**Сильфоны** (рисунок 5.3, а) предназначены для работы при небольших давлениях (до 3 МПа). Их изготавливают из металлов и неметаллических материалов (резины или пластика). Металлические сильфоны бывают одно- и многослойные (до пяти слоев). Применение сильфонов оправдано в условиях высоких и низких температур, значение которых лимитируется материалом, из которого изготовлен сильфон. Сильфоны могут быть цельные или сварные. Цельные изготавливают развальцовкой тонкостенной бесшовной трубы.



а - сильфон; б - цельная стенка; в - сварная стенка.

Рисунок 5.3 – Схема металлического сильфона.

## 5.2 Классификация гидроцилиндров

Гидроцилиндры являются объемными гидромашинами и предназначены для преобразования энергии потока рабочей жидкости в механическую энергию выходного звена. Гидроцилиндры работают при высоких давлениях (до 32 МПа), их изготавливают одностороннего и двухстороннего действия, с односторонним и двухсторонним штоком и телескопические.

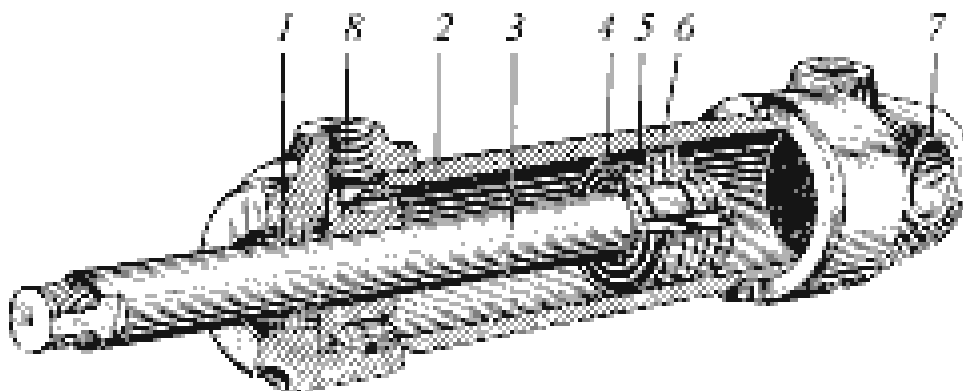
Таблица 5.1 – Классификация гидроцилиндров

Иллюстрация	Тип конструкции	Иллюстрация
<p>Одностороннего действия</p>	Гидроцилиндр с поршнем в центре штока	
	Гидроцилиндр с поршнем в торцевой части штока	
	Поршневый	
	Пальцевый	
	С поршнем в торцевой части штока	
<p>Двухстороннего действия</p>	Гидроцилиндр с поршнем в центре штока	
	Пальцевый	
	Гидроцилиндр с поршнем в торцевой части штока	
<p>С поршнем</p>	С поршнем в центре штока	
	С поршнем в торцевой части штока	
	С поршнем в торцевой части штока	

### 5.3 Гидроцилиндры прямолинейного действия

Для привода рабочих органов мобильных машин наиболее широко применяют поршневые гидроцилиндры двухстороннего действия с односторонним штоком (рисунок 5.4).

Основой конструкции является гильза 2, представляющая собой трубу с тщательно обработанной внутренней поверхностью. Внутри гильзы перемещается поршень 6, имеющий резиновые манжетные уплотнения 5, которые предотвращают перетекание жидкости из полостей цилиндра, разделенных поршнем. Усилие от поршня передает шток 3, имеющий полированную поверхность. Для его направления служит грундбукса 8. С двух сторон гильзы укреплены крышки с отверстиями для подвода и отвода рабочей жидкости. Уплотнение между штоком и крышкой состоит из двух манжет, одна из которых предотвращает утечки жидкости из цилиндра, а другая служит грязесъемником 1. Проушина 7 служит для подвижного закрепления гидроцилиндра. На нарезанную часть штока крепится проушина или деталь, соединяющая гидроцилиндр с подвижным механизмом.



1 - грязесъемник; 2 - гильза; 3 - шток; 4 - стопорное кольцо; 5 - манжета; 6 - поршень; 7 - проушина; 8 - грундбукса

Рисунок 5.4 – Схема гидроцилиндра.

У нормализованных цилиндров, применяющихся в строительных машинах, диаметр штока составляет в среднем  $0,5 D$ , ход поршня не превосходит  $10D$ . При большей величине хода и давлениях, превышающих 20 МПа, шток следует проверять на устойчивость от действия продольной силы.

Для уменьшения потерь давления диаметры проходных отверстий в крышках цилиндра для подвода рабочей жидкости назначают из расчета, чтобы скорость жидкости составляла в среднем 5 м/с, но не выше 8 м/с.

Ход поршня ограничивается крышками цилиндра. В некоторых случаях она достигает 0,5 м/с. Жесткий удар поршня о крышку в гидроцилиндрах строительных машин предотвращают *демпферы (тормозные устройства)*. Принцип действия большинства из них основан на запирании небольшого объема жидкости и преобразования энергии движущихся масс в механическую энергию жидкости. Из запертого объема жидкость вытесняется через каналы малого сечения.

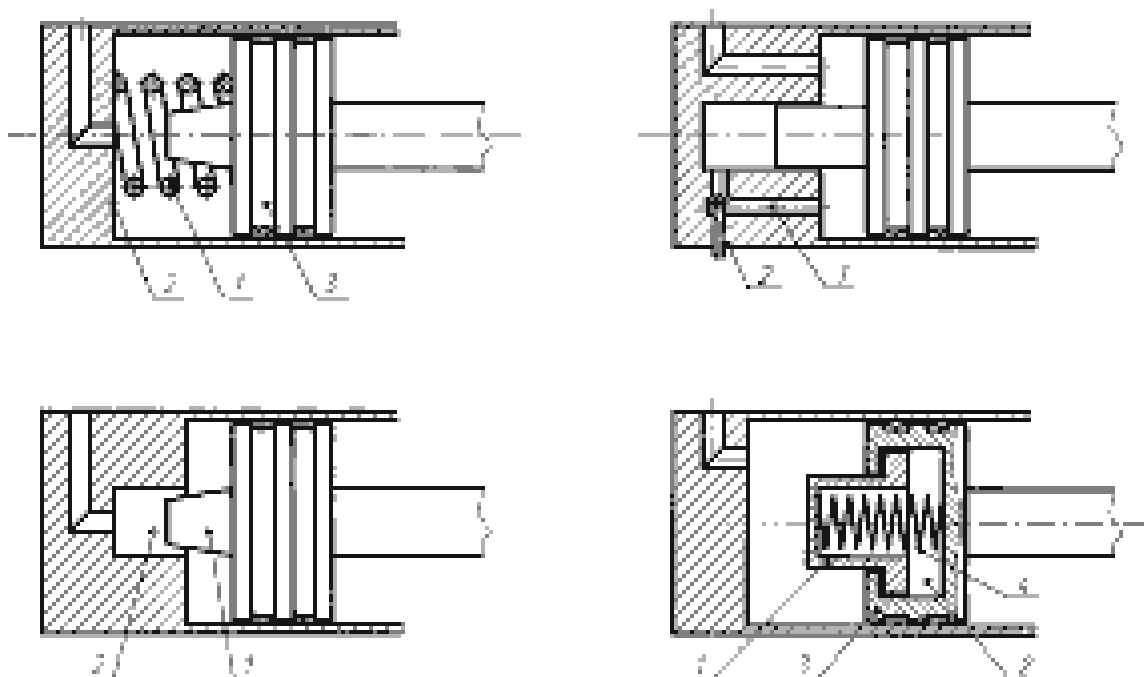
На рисунке 5.5. представлены типичные схемы демпферных устройств.

*Пружинный демпфер* (рисунок 5.5, а) представляет собой пружину 1, установленную на внутренней стороне крышки цилиндра 2, тормозящую поршень 3 в конце хода.

*Демпфер с ложным штоком* (рисунок 5.5, б) представляет собой короткий ложный шток 1 и выточку 2 в крышке цилиндра. Ложный шток может иметь коническую или цилиндрическую форму. В конце хода поршня жидкость запирается ложным штоком в выточке крышки цилиндра и вытесняется оттуда через узкую кольцевую щель. Если ложный шток выполнен в виде конуса, то эта щель уменьшается по мере достижения поршнем конца своего хода. При этом сопротивление движению жидкости возрастает, а инерция, ускорение и скорость движения поршня уменьшаются.

*Регулируемый демпфер с отверстием* (рисунок 5.5, в) по принципу действия аналогичен демпферу с ложным штоком. Конструктивное отличие заключается в том, что запираемая в выточке крышки цилиндра жидкость вытесняется через канал 1 малого сечения, в котором установлена игла 2 для регулирования проходного сечения отверстия.

*Гидравлический демпфер* (рисунок 5.5, г) применяется в том случае, когда конструкцией гидроцилиндра не может быть предусмотрено устройство выточки. В гидравлическом демпфере в конце хода поршня стакан 1 упирается в крышку цилиндра, а жидкость вытесняется из полости 2 через кольцевой зазор между стаканом 1 и поршнем 3. Пружина 4 возвращает стакан в исходное положение при холостом ходе поршня.



а - пружинный демпфер; б - демпфер с ложным штоком; в - демпфер регулируемый с отверстием; г - гидравлический демпфер.

Рисунок 5.5 – Принципиальные схемы демпферов.

#### 5.4 Расчет гидроцилиндров

Основными параметрами поршневого гидроцилиндра являются: диаметры поршня  $D$  и штока  $d$ , рабочее давление  $P$ , и ход поршня  $S$ .

Рассмотрим поршневой гидроцилиндр с односторонним штоком (рисунок 5.6). По основным параметрам можно определить следующие зависимости:

– площадь поршня в поршневой полости 1 и в штоковой полости 2 соответственно:

$$F_1 = \frac{\pi D^2}{4} p \quad \text{и} \quad F_2 = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} p \quad (5.1)$$

– усилие, развиваемое штоком гидроцилиндра при его выдвигении и втягивании соответственно:

$$F_{1,2} = F_{1,2} \cdot k_{тр} \quad (5.2)$$

где  $k_{тр} = 0,9 \dots 0,98$  - коэффициент, учитывающий потери на трение;

– скорости перемещения поршня:

$$v_1 = \frac{Q_1}{F_1} \quad \text{и} \quad v_2 = \frac{Q_2}{F_2} \quad (5.3)$$

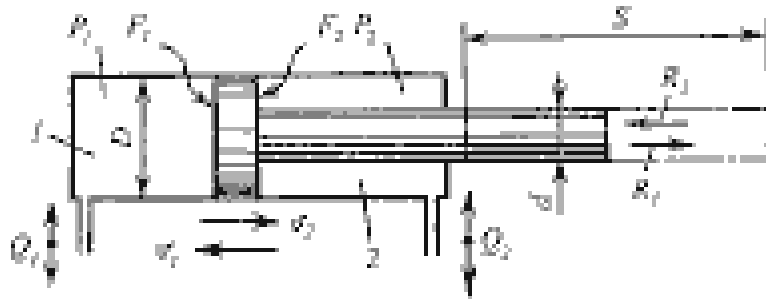


Рисунок 5.6 – Основные и расчетные параметры гидроцилиндра.

### Расчеты на прочность

Прочностными расчетами определяют толщину стенок цилиндра, толщину крышек (головок) цилиндра, диаметр штока, диаметр шпилек или болтов для крепления крышек.

В зависимости от соотношения наружного  $D_H$  и внутреннего  $D$  диаметров цилиндры подразделяют на толстостенные и тонкостенные. Толстостенными называют цилиндры, у которых  $D_H/D > 1,2$ , а тонкостенными - цилиндры, у которых  $D_H/D \leq 1,2$ .

Толщину стенки однослойного толстостенного цилиндра определяют по формуле:

$$\delta = D \left[ \frac{\sqrt{1 + \frac{P_y}{\sigma} - 2\frac{D_H}{D}}}{1 - \frac{D_H}{D} \sqrt{1 + \frac{P_y}{\sigma} - 2\frac{D_H}{D}}} - 1 \right] \quad (5.4)$$

где  $P_y$  - условное давление, равное  $(1,2 \dots 1,3)P$  ;

$[\sigma]$  - допускаемое напряжение на растяжение, Па: (для чугуна  $2,5 \cdot 10^7$ , для высокопрочного чугуна  $4 \cdot 10^7$ , для стального литья  $(8...10) \cdot 10^7$ , для легированной стали  $(15...18) \cdot 10^7$ , для бронзы  $4,2 \cdot 10^7$ );

$\mu$  - коэффициент поперечной деформации (коэффициент Пуассона), равный для чугуна 0, для стали 0,29; для алюминиевых сплавов 0,26...0,33; для латуни 0,35.

Толщину стенки тонкостенного цилиндра определяют по формуле:

$$\delta = \frac{p \cdot D}{2 \cdot [\sigma] - \mu \cdot p} \quad (5.5)$$

К определенной по формулам толщине стенки цилиндра прибавляется припуск на обработку материала. Для  $D = 30...180$  мм припуск принимают равным 0,5...1 мм.

Толщину крышки цилиндра определяют по формуле:

$$\delta_k = 0,125 \cdot d_k \cdot \sqrt{\frac{p}{[\sigma]}} \quad (5.6)$$

где  $d_k$  - диаметр крышки.

Диаметр штока, работающего на растяжение и сжатие соответственно

$$d = \sqrt{\frac{F}{[\sigma_r]}} \quad d = \sqrt{\frac{F}{[\sigma_c]}} \quad (5.7)$$

где  $[\sigma_r]$  и  $[\sigma_c]$  - допускаемы напряжения на растяжение и сжатие штока;

Штоки, длина которых больше 10 диаметров ("длинные" штоки), работающие на сжатие, рассчитывают на продольный изгиб по формуле Эйлера:

$$\sigma_{кр} = \frac{\pi^2 E I}{F L^2} \quad (5.8)$$

где  $\sigma_{кр}$  - критическое напряжение при продольном изгибе;

$F$  - площадь поперечного сечения штока;

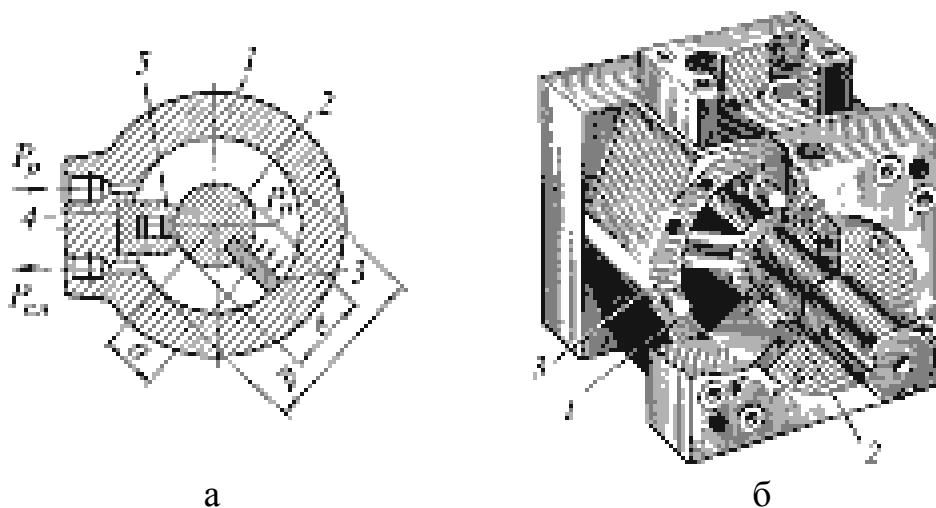
Диаметр болтов для крепления крышек цилиндров

$$d_b = \sqrt{\frac{F}{n \cdot [\sigma_b]}} \quad (5.9)$$

где  $n$  - число болтов.

## 5.5 Поворотные гидроцилиндры

Для возвратно-поворотных движений приводимых узлов на угол, меньший  $360^\circ$ , применяют *поворотные гидроцилиндры* (рисунок 5.7), которые представляют собой объемный гидродвигатель с возвратно-поворотным движением выходного звена.



а - схема; б - общий вид.

Рисунок 5.7 – Поворотный однолопастной гидроцилиндр:

Поворотный гидроцилиндр состоит из корпуса 1, и поворотного ротора, представляющего собой втулку 2, несущую пластину (лопасть) 3. Кольцевая полость между внутренней поверхностью цилиндра и ротором разделена уплотнительной перемычкой 4 с пружинящим поджимом к ротору уплотнительного элемента 5.

При подводе жидкости под давлением  $P_p$  в верхний канал (см. рис.4.7, а) пластина 3 с втулкой 2 будет поворачиваться по часовой стрелке. Угол поворота вала цилиндра с одной рабочей пластиной обычно не превышает  $270...280^\circ$ .

Расчетный крутящий момент  $M$  на валу рассматриваемого гидроцилиндра с одной пластиной равен произведению силы  $R$  на плечо  $a$  приложения этой силы (расстояние от оси вращения до центра давления рабочей площади пластины)

$$M = R \cdot a, \quad (5.10)$$

Усилие  $R$  определяется произведением действующего на лопасть перепада давлений на рабочую площадь пластины  $F$

$$R = \Delta P F = (P_p - P_{cl}) F. \quad (5.11)$$

Из рисунка 5.7, а, видно, что рабочая площадь пластины равна:

$$r = \frac{D}{2} \quad (5.12)$$

где  $b$  - ширина пластины.

Плечо приложения силы равно:

$$l = \frac{D}{2} - \frac{D}{4} = \frac{D}{4} \quad (5.13)$$

В соответствии с этим расчетный крутящий момент определяется:

$$M = \frac{\rho \omega^2}{3} r^2 l^3 \quad (5.14)$$

Угловая скорость  $\omega$  вращения вала равна:

$$\omega = \frac{v}{r} \quad (5.15)$$

Фактические момент  $M_{\text{ф}}$  и угловая скорость  $\omega$  будут меньше расчетных в связи с наличием потерь трения и утечек жидкости, характеризующихся механическим  $\eta$  и объемным  $\eta_v$  КПД гидроцилиндра:

$$M = \frac{\rho \omega^2}{3} r^2 l^3 \eta_v \quad (5.16)$$

$$\omega = \frac{v}{r} \eta_m \quad (5.17)$$

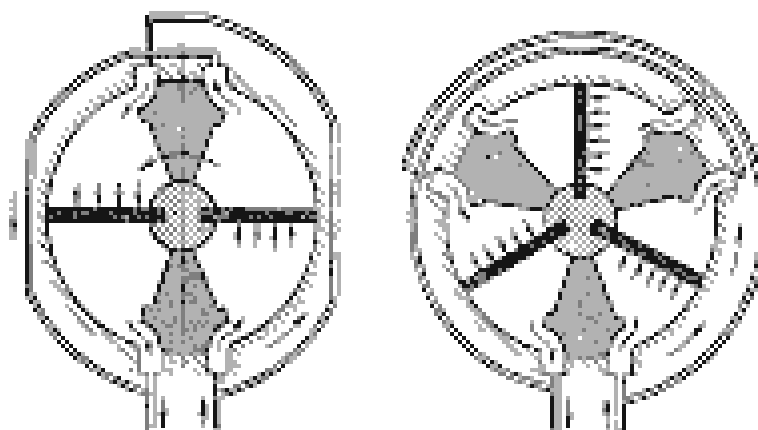
Применяются также и многопластинчатые поворотные гидроцилиндры (рисунок 5.8), которые позволяют увеличить крутящий момент, однако угол поворота при этом уменьшится. Момент и угловая скорость многопластинчатого гидроцилиндра определяются по выражению:

$$M = \frac{\rho \omega^2}{3} r^2 l^3 z \eta_v \quad (5.18)$$

$$\omega = \frac{v}{r} \eta_m \quad (5.19)$$

где  $z$  - число пластин.





а - двухлопастной; б – трехлопастной.  
Рисунок 5.8 – Поворотные гидроцилиндры.

Для преобразования прямолинейного движения выходного звена гидроцилиндра 1 в поворотное исполнительного механизма 2 применяют речно-шестеренные механизмы (рисунок 5.9). Без учета сил трения крутящий момент на валу исполнительного механизма равен:

$$M = \frac{F \cdot D_3}{2}, \quad (5.20)$$

а угловая скорость вращения равна:

$$\omega = \frac{v}{D_3}, \quad (5.21)$$

где  $D_3$  - диаметр делительной окружности шестерни.

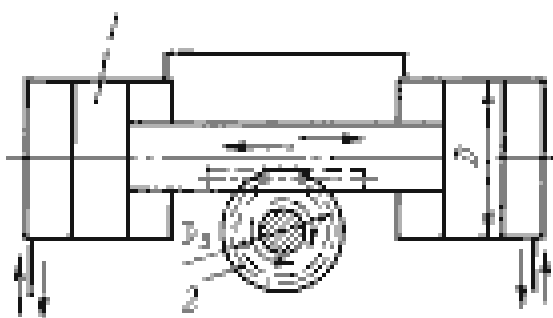


Рисунок 5.9 – Речно-шестеренный механизм



Рисунок 5.10 – Условное обозначение поворотного гидроцилиндра

## 6 ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛИ

### 6.1 Общие сведения

При эксплуатации гидросистем возникает необходимость изменения направления потока рабочей жидкости на отдельных ее участках с целью изменения направления движения исполнительных механизмов машины, требуется обеспечивать нужную последовательность включения в работу этих механизмов, производить разгрузку насоса и гидросистемы от давления и т.п.

Эти и некоторые другие функции могут выполняться специальными гидроаппаратами - *направляющими гидрораспределителями*.

При изготовлении гидрораспределителей в качестве конструктивных материалов применяют стальное литье, модифицированный чугуны, высоко- и низкоуглеродистые марки сталей, бронзу. Для защиты отдельных элементов распределителей от абразивного износа, поверхности скольжения цементируют, азотируют и т.п.

Размеры и масса гидрораспределителей зависят от расхода жидкости через них, с увеличением которого они увеличиваются.

### Классификация гидрораспределителей

**По способу присоединения** к гидросистеме гидрораспределители выпускают в трех исполнениях: *резьбового, фланцевого и стыкового* присоединения. Выбор способа присоединения зависит от назначения гидрораспределителя и расхода через него рабочей жидкости.

**По конструкции запорно-регулирующего элемента** гидрораспределители подразделяются следующим образом:

– ***Золотниковые*** (запорно-регулирующим элементом является золотник цилиндрической или плоской формы). В золотниковых гидрораспределителях изменение направления потока рабочей жидкости осуществляется путем осевого смещения запорно-регулирующего элемента.

– ***Крановые*** (запорно-регулирующим элементом служит кран). В этих гидрораспределителях изменение направления потока рабочей жидкости достигается поворотом пробки крана, имеющей плоскую, цилиндрическую, коническую или сферическую форму.

– ***Клапанные*** (запорно-регулирующим элементом является клапан). В клапанных распределителях изменение направления потока рабочей жидкости осуществляется путем последовательного открытия и закрытия

рабочих проходных сечений клапанами (шариковыми, тарельчатыми, конусными и т.д.) различной конструкции.

**По числу фиксированных положений золотника** гидрораспределители подразделяются: на двухпозиционные, трехпозиционные и многопозиционные.

**По управлению** гидрораспределители подразделяются на гидроаппараты с ручным, электромагнитным, гидравлическим или электрогидравлическим управлением. Крановые гидрораспределители используются чаще всего в качестве вспомогательных в золотниковых распределителях с гидравлическим управлением.

## 6.2 Золотниковые гидрораспределители

Запорно-регулирующим элементом золотниковых гидрораспределителей является цилиндрический золотник 1, который в зависимости от числа каналов (подводов) 3 в корпусе 2 может иметь один, два и более поясков (рисунок 6.1, а). На схемах гидрораспределители обозначают в виде подвижного элемента, на котором указываются линии связи, проходы и элементы управления. Рабочую позицию подвижного элемента изображают квадратом (прямоугольником), число позиций соответствует числу квадратов (рисунок 6.1, б).

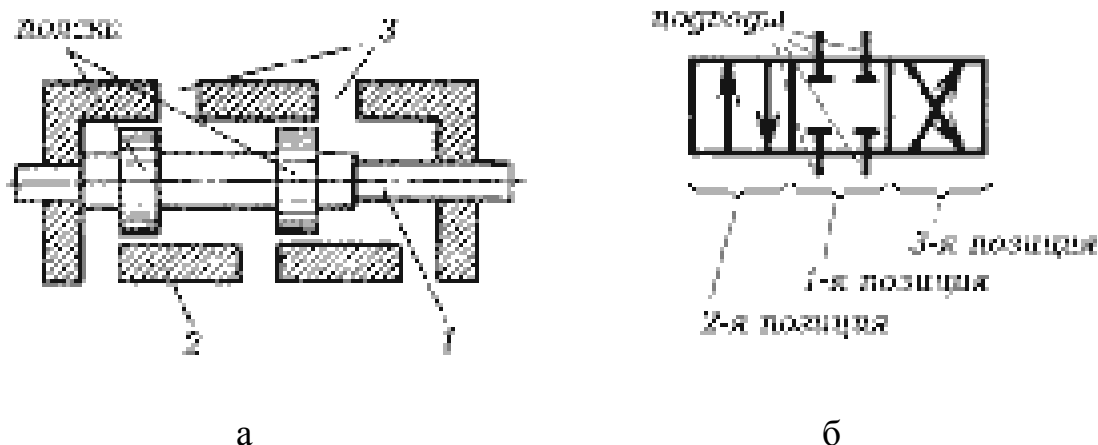


Рисунок 6.1 – Схема (а) и обозначение (б) гидрораспределителя

### Принцип работы распределителя

Рассмотрим принцип работы распределителя (рисунок 6.2). В первой (исходной) позиции все линии *A*, *B*, *P* и *T*, подходящие к распределителю разобщены, т.е. перекрыты (рисунок 6.2, а). При смещении золотника влево распределитель переходит во вторую позицию, в которой попарно соединены линии *P* и *A*, *B* и *T* (рисунок 6.2, б). При смещении золотника вправо - в третью, где соединяются линии *P* и *B*, *A* и *T* (рисунок 6.2, в). Такой

распределитель часто называют реверсивным, так как он используется для остановки и изменения направления движения исполнительных органов.

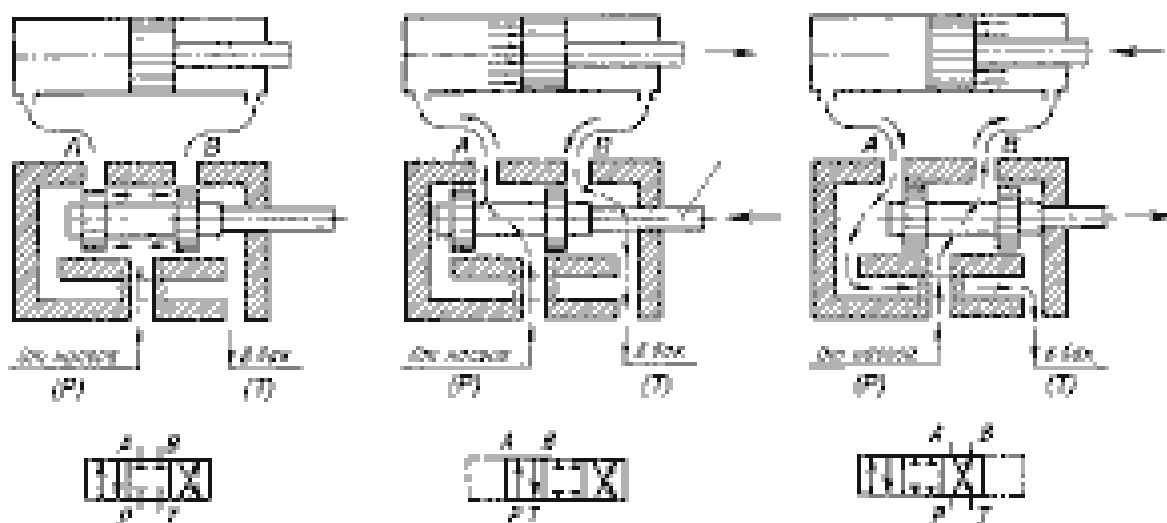


Рисунок 6.2 – Схемы работы золотникового гидрораспределителя

### Обозначение распределителей

В зависимости от числа подводов (линий, ходов) распределители могут быть двухходовые (двухлинейные); трехходовые (трехлинейные), четырех- и многоходовые. В соответствии с этим в обозначениях гидрораспределителей первая цифра говорит о числе подводов. Например, из обозначения гидрораспределителя "4/2" можно понять, что он имеет 4 подвода, т.е. он четырехходовой (четырёхлинейный).

Вторая цифра в обозначении говорит о числе позиций. То же обозначение распределителя "4/2" говорит, что у него две позиции.

Примеры обозначения распределителей приведены на рисунке 6.3.

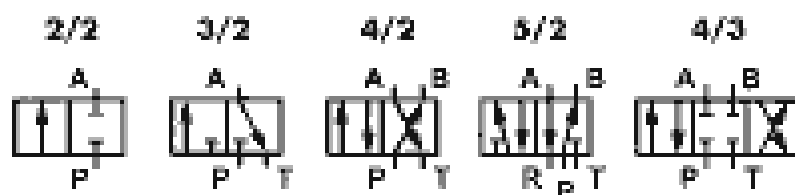
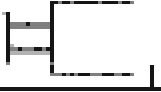














Рисунок 6.3 – Примеры обозначения типов распределителей

Управление положением золотника распределителя может быть нескольких типов. Подробные способы управления представлены в таблице 6.1.

Таблица 6.1 – Виды управления распределителями

Условное обозначение	Спецификация
<b>Управление распределителем вручную</b>	
	ручной (вертикальный)
	ручной (горизонтальный)
	ручной (пружинный)
	ручной (пружинный) с функцией
	ручной (пружинный) с регулированием
	ручной (пружинный)
<b>Управление распределителем с помощью рычага или кнопочного элемента</b>	
	рычажный
	кнопочный
	рычажный с пружиной и кнопочный
	пружинный
<b>Управление распределителем с помощью электромагнита</b>	
	электромагнитный с регулирующим
	электромагнитный с регулирующим
	электромагнитный с регулирующим

Устройство ручного гидрораспределителя 4/3 и его условного обозначения представлено на рисунке 6.4. Переключение позиций распределителя осуществляется рукояткой 1, которая при помощи серьги 2 шарнирно присоединяется к золотнику 10. С корпусом 6 рукоятка шарнирно

соединена с ушком 11. Для фиксации каждого положения золотника служит шариковый фиксатор 9, помещенный в задней крышке 8. Утечки жидкости по золотнику со стороны передней крышки 3 исключаются манжетным уплотнением. Рабочая жидкость подводится к отверстию 5, а отводится через отверстие 4. Канал 7 дренажный, служит для отвода утечек.

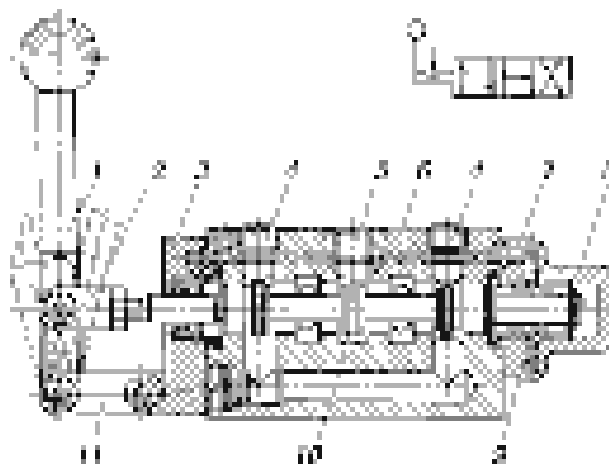


Рисунок 6.4 – Гидрораспределитель с ручным управлением

На рисунке 6.5 изображен гидрораспределитель с электрогидравлическим управлением и его условное обозначение. Он состоит из основного гидрораспределителя 2 с гидравлическим управлением и вспомогательного гидрораспределителя 1 с электромагнитным управлением. Основной гидрораспределитель управляет потоком рабочей жидкости гидросистемы, а вспомогательный регулирует поток управления. Такие гидрораспределители применяют в гидроприводах с дистанционным и автоматическим управлением при больших расходах и высоком давлении в гидросистеме, когда применение гидрораспределителей с электромагнитным управлением невозможно.

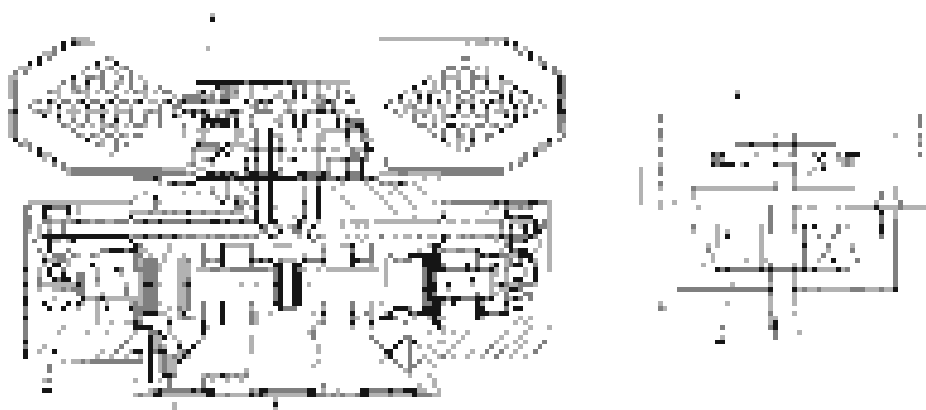


Рисунок 6.5 – Гидрораспределитель с электрогидравлическим управлением

В зависимости от числа золотников гидрораспределители подразделяют на распределители с одним и несколькими золотниками. В

последнем случае распределители могут быть моноблочными или секционными. Секции распределителя соединяют между собой болтами. На рис.5.6 представлен моноблочный гидрораспределитель.

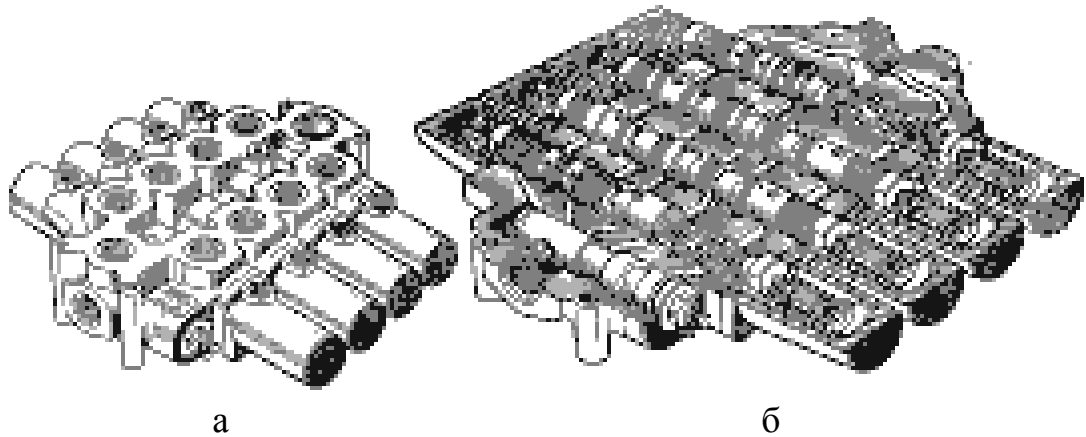


Рисунок 6.6 – Общий вид (а) и продольный разрез (б) моноблочного четырехзолотникового гидрораспределителя

Золотники гидрораспределителя могут выполняться в трех исполнениях (рисунок 6.7).

**Золотники с положительным осевым перекрытием** (рисунок 6.7, а) имеют ширину поясков  $b$  больше, чем ширину проточки с или диаметр рабочих окон в корпусе. При нейтральном положении золотника такого гидрораспределителя напорная гидролиния отделена от линий, соединяющих полости гидродвигателя и слива. Величина перекрытия  $\Pi = (b - c) / 2$  зависит от диаметра золотника: при  $d = 10...12$  мм перекрытие принимают равным 1...2 мм; при  $d$  до 25 мм - 3...5 мм; при  $d$  до 50 мм - 6...8 мм. Золотники с положительным осевым перекрытием позволяют фиксировать положение исполнительного механизма. Недостатком является наличие у них зоны нечувствительности, определяемой величиной осевого перекрытия: в пределах этой зоны при перемещении золотника расход жидкости через гидрораспределитель равен нулю, а исполнительный механизм не движется, несмотря на подаваемый к золотнику сигнал управления.

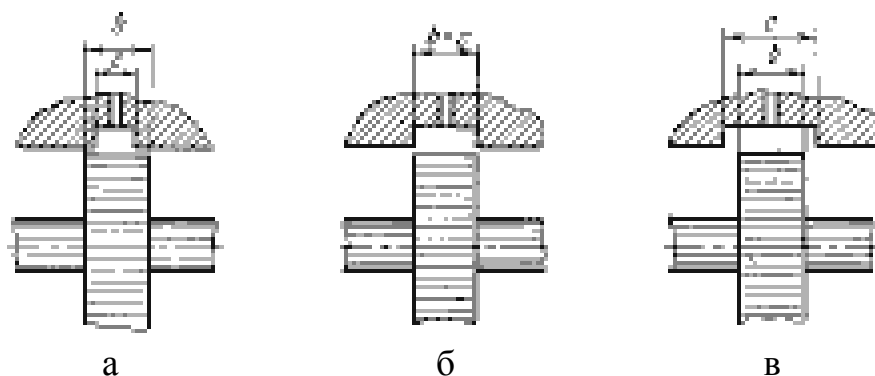


Рисунок 6.7 – Конструктивные исполнения золотников

**Золотники с нулевым осевым перекрытием** (рисунок 6.7, б) имеют ширину пояска  $b$  равную ширине проточки с или диаметру рабочих окон, а осевое перекрытие  $\Pi = 0$ . Такие золотники не имеют зоны нечувствительности и наилучшим образом удовлетворяют требованиям следящих гидросистем. Однако изготовление таких золотников связано со значительными технологическими трудностями.

**Золотники с отрицательным осевым перекрытием** (рисунок 6.7, в), у которых  $b < c$ ; при нейтральном положении их напорная гидролиния соединена со сливом и с обеими полостями гидродвигателя. При этом жидкость через зазоры непрерывно поступает на слив, а в обеих полостях гидродвигателя устанавливается одинаковое давление. В гидрораспределителях с таким золотником зона нечувствительности сводится к минимуму, но из-за слива рабочей жидкости часть мощности теряется. Кроме этого, гидросистема с таким золотником будет иметь меньшую жесткость, так как из-за перетекания жидкости через начальные зазоры в золотнике будет переходить смещение исполнительного механизма при изменении преодолеваемой нагрузки.

### 6.3 Крановые гидрораспределители

В крановых гидрораспределителях изменение направления потока рабочей жидкости достигается поворотом пробки, имеющей плоскую, цилиндрическую, сферическую или коническую форму.

На рисунке 6.8 показана схема включения распространенного кранового распределителя в систему управления силовым цилиндром. Пробка крана имеет два перпендикулярных, но не пересекающихся отверстия. Она может занимать два и больше угловых положения.

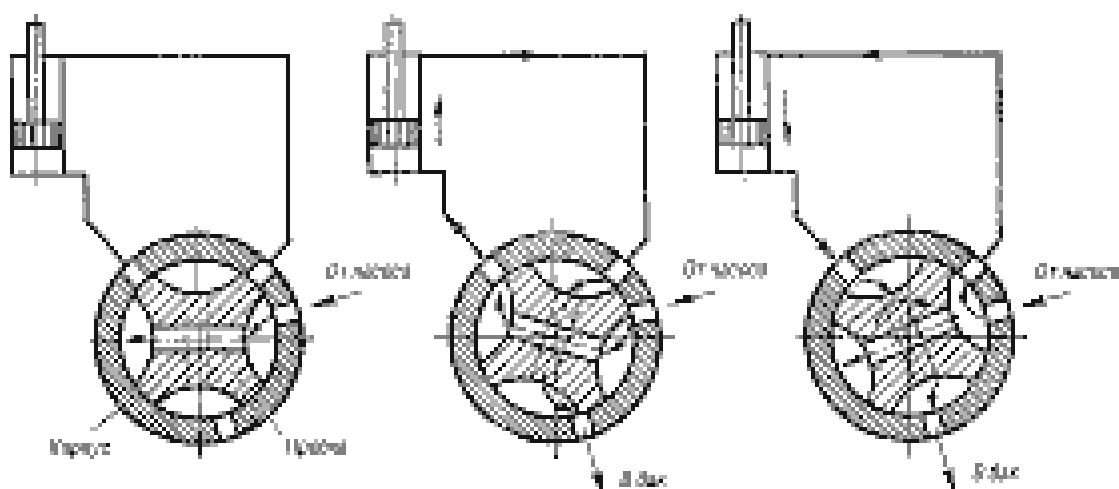


Рисунок 6.8 – Схемы включения в гидросистему пробкового крана.



Серийный двухпозиционный крановый гидрораспределитель Г71-3 (рисунок 6.9) с цилиндрической пробкой состоит из корпуса 3, фланца 5, крышки 1, пробки 2, уплотнения 4, ступицы 7, рукоятки 8 и шарикового фиксатора 6. В положении пробки крана, указанном на рисунке, жидкость через отверстие 17 поступает в камеру 16; из нее через канал 18 в пробке крана (показан пунктиром) - в камеру 12 и далее через отверстие 11 в корпусе к гидродвигателю или к другому управляемому объекту. Из другой полости гидродвигателя жидкость поступает в отверстие 9, далее в камеру 10 и через канал 13 в камеру, которая отверстием 15 в корпусе крана соединена со сливом. При повороте пробки крана по часовой стрелке на угол 45 происходит изменение направления потока рабочей жидкости.

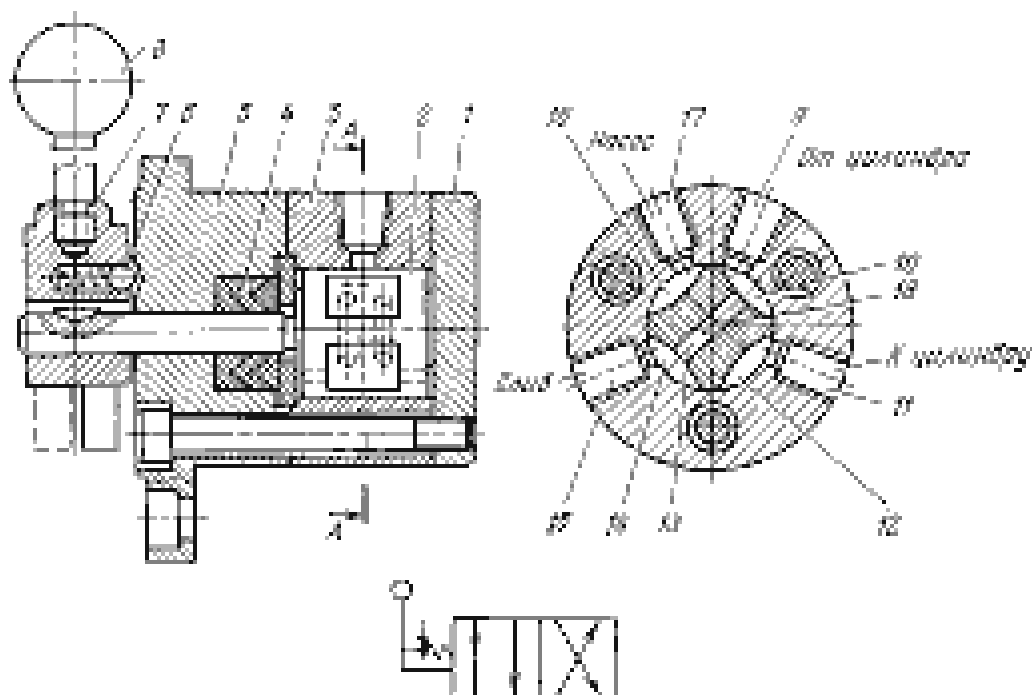


Рисунок 6.9 – Крановый гидрораспределитель и его условное обозначение.

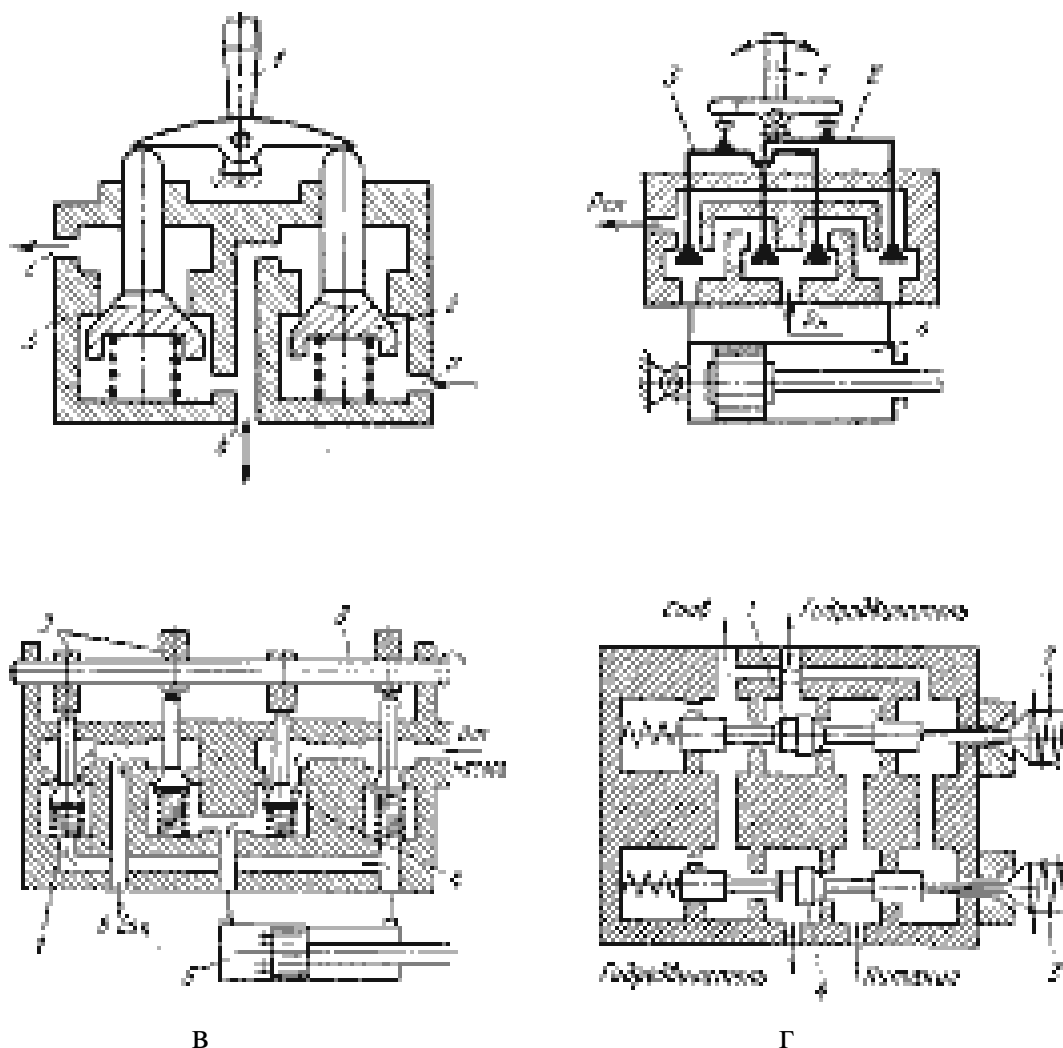
Герметичность кранового гидрораспределителя обеспечивается за счет притирки пробки к корпусу крана. Для кранов с цилиндрической пробкой зазор между пробкой и корпусом принимают равным 0,01...0,02 мм. В этих кранах вследствие износа пробки и корпуса зазор между ними, а следовательно, и утечка рабочей жидкости с течением времени увеличиваются, что является недостатком такого кранового распределителя. Такого недостатка нет в крановых гидрораспределителях с конической пробкой.

Крановые гидрораспределители чаще всего применяют в качестве вспомогательных в золотниковых гидрораспределителях с гидравлическим управлением.

## 6.4 Клапанные гидрораспределители

В гидросистемах некоторых машин применяют также клапанные распределители, которые просты в изготовлении и надежны в эксплуатации, а также могут обеспечить высокую герметичность.

Затворы клапанов приводят в действие ручными, механическими и электротехническими устройствами. Из ручных устройств наиболее распространены клапаны с качающимся рычагом, схема которого для питания одной полости гидродвигателя приведена на рисунке 6.10, а.



а, б - с качающимся рычагом; в - с кулачковым приводом; г - с электромагнитным приводом.

Рисунок 6.10 – Клапанные распределители.

В клапанном распределителе (см.рисунок 6.10, а) в нейтральном (среднем) положении качающегося рычага 1 оба клапана 2 и 3 находятся в своих гнездах; в этом положении клапанов канал б гидродвигателя отсоединен как от канала а, связанного с насосом, так и от канала с, связанного с баком. При повороте рычага 1 вправо с гидродвигателем соединяется канал а насоса, при повороте влево - канал с бака.

Схема четырехходового клапанного распределителя представлена на рисунке 6.10, б. При повороте рукоятки 1 перемещается та или другая пары клапанов 2 или 3, обеспечивая подвод (отвод) жидкости к соответствующей полости силового цилиндра 4.

Распространены также клапаны с кулачковым приводом (рисунок 6 10, в). На валике 3 находятся четыре кулачка 2, соответствующим образом ориентированные один относительно другого. При повороте валика кулачки воздействуют на штоки соответствующего конусного затвора 1, обеспечивая подвод рабочей жидкости в полости илового цилиндра 5 и ее отвод. В положении, показанном на рассматриваемом рисунке, жидкость от канала, связанного с насосом, поступает через открытый (утопленный) затвор 4 в левую полость силового цилиндра 5 и удаляется в бак из правой полости цилиндра через клапан. Остальные два затвора находятся в своих седлах. При повороте валика вступают в действие эти затворы, обеспечивая подвод жидкости в правую полость цилиндра 5 и отвод ее из левой полости.

На рисунке 6.10, г представлена схема трехпозиционного клапанного распределителя прямого действия с двумя клапанами 1 и 4, управляемыми электромагнитами 2 и 3. При выключенных электромагнитах оба клапана прижаты пружинами к своим седлам. При этом магистраль нагнетания перекрыта, а полости гидродвигателя соединены со сливом.

При включении электромагнита 2 клапан 1, сжимая пружину, переместится в крайнее левое положение и прижмется к левому седлу. В этом положении одна из полостей потребителя соединится с напорной магистралью. При включенном электромагните 3 и выключенном электромагните 2 сработает клапан 4, соединив вторую полость потребителя с магистралью нагнетания.

## 7 РЕГУЛИРУЮЩАЯ И НАПРАВЛЯЮЩАЯ АППАРАТУРА

### 7.1 Общие сведения о гидроаппаратуре

**Гидроаппаратом** называется устройство, предназначенное для изменения или поддержания заданного постоянного давления или расхода рабочей жидкости, либо для изменения направления потока рабочей жидкости. Гидроаппаратура подразделяется на регулирующую и направляющую.

**Регулирующая гидроаппаратура** изменяет давление, расход и направление потока рабочей жидкости за счет *частичного открытия* рабочего проходного сечения.

**Направляющая гидроаппаратура** предназначена только для изменения направления потока рабочей жидкости путем *полного открытия* или закрытия рабочего проходного сечения.

Рабочее проходное сечение гидроаппаратов изменяется при изменении положения *запорно-регулирующего элемента*, входящего в их конструкцию.

По *принципу действия* запорно-регулирующего элемента гидроаппараты делятся:

- гидроклапаны;
- гидроаппаратура неклапанного действия (дрессели).

В зависимости от конструкции запорно-регулирующего элемента гидроаппараты подразделяют на:

- золотниковые;
- крановые;
- клапанные.

По внешнему воздействию на запорно-регулирующий элемент:

- регулируемые;
- настраиваемые.

**Гидроклапаном** называется гидроаппарат, в котором величина открытия рабочего проходного сечения изменяется от воздействия проходящего через него потока рабочей жидкости.

По характеру воздействия на запорно-регулирующий элемент гидроклапаны могут быть *прямого* и *непрямого* действия.

В *гидроклапанах прямого действия* величина открытия рабочего проходного сечения изменяется в результате непосредственного воздействия потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент.

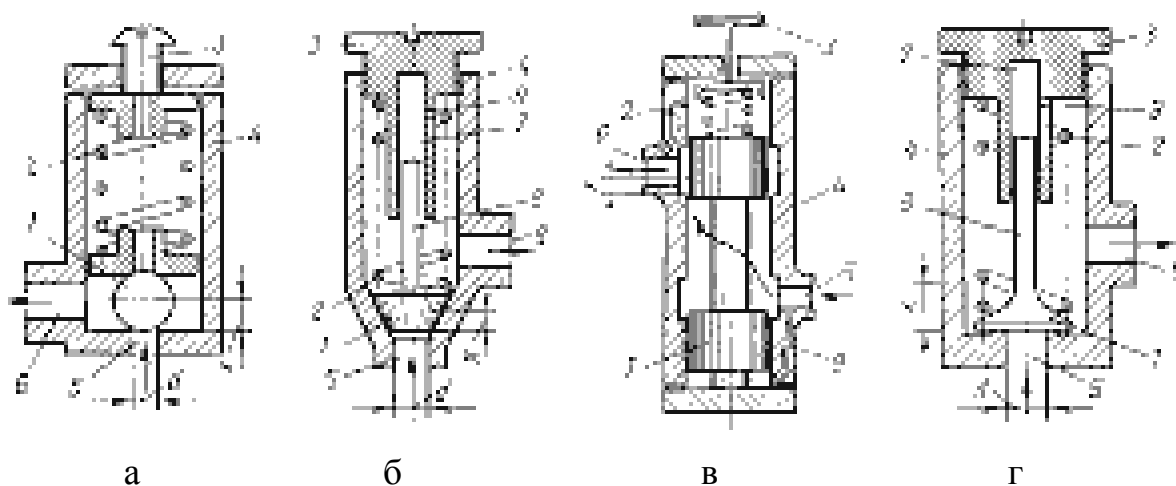
В *гидроклапанах непрямого действия* поток сначала воздействует на вспомогательный запорно-регулирующий элемент, перемещение которого вызывает изменение положения основного запорно-регулирующего элемента.

**Гидроаппаратом неклапанного действия** называется гидроаппарат, в котором величина открытия рабочего проходного сечения не зависит от воздействия потока проходящей через него рабочей жидкости. Такие гидроаппараты иначе называют *дресселями*. С точки зрения положений гидравлики дроссель представляет собой активное гидравлическое сопротивление.

## 7.2 Напорные гидроклапаны

**Напорные гидроклапаны** предназначены для ограничения давления в подводимых к ним потоках рабочей жидкости.

На рисунке 7.1 приведены принципиальные схемы напорных клапанов прямого действия с *шариковым, конусным, плунжерным и тарельчатым запорно-регулирующими элементами*.



а - с шариковым; б - с конусным; в - с золотниковым; г - с тарельчатым.

Рисунок 7.1 – Принципиальные схемы напорных клапанов с запорно-регулирующими элементами.

Клапан состоит из запорно-регулирующего элемента 1 (шарика, конуса и т.д.), пружины 2, натяжение которой можно изменять регулировочным винтом 3. Отверстие 5 корпуса 4 соединяется с линией высокого давления, а отверстие 6 - со сливной линией. Часть корпуса, с которой запорно-

регулирующий элемент клапана приходит в соприкосновение, называется седлом (посадочным местом).

При установке клапана в гидросистему пружина 2 настраивается так, чтобы создаваемое ею давление было больше рабочего, тогда запорно-регулирующий элемент будет прижат к седлу, а линия слива будет отделена от линии высоко давления. При повышении давления в подводимом потоке сверх регламентированного запорно-регулирующий элемент клапана перемещается вверх, преодолевая усилие пружины, рабочее проходное сечение клапана открывается, и гидролиния высокого давления соединяется со сливной. Вся рабочая жидкость идет через клапан на слив. Как только давление в напорной гидролинии упадет, клапан закроется, и если причина, вызвавшая повышение давления не будет устранена, процесс повторится.

Возникает вибрация запорно-регулирующего элемента, сопровождаемая ударами о седло и колебаниями давления в системе. Вибрация и удары могут служить причиной износа и потери герметичности клапанов.

Для уменьшения силы удара и частоты колебаний клапана о седло применяют специальные гидравлические демпферы (рисунок 7.1, б, г). Устройство состоит из камеры 7, в которой перемещается плунжер 8. Камера заполнена жидкостью. С линией слива эта камера соединяется тонким калибровочным отверстием 9 диаметром 0,8...1 мм. При открывании клапана плунжер вытесняет жидкость из камеры демпфера. Создаваемое при этом гидравлическое сопротивление, пропорциональное скорости движения плунжера, уменьшает частоту колебаний, силу удара запорно-регулирующего элемента и частично устраняет его вибрацию.

*Достоинство клапанов прямого действия* - высокое быстродействие.

*Недостаток* - увеличение размеров при повышении рабочего давления, а также нестабильность работы.

При конструировании напорных клапанов их габарит и массу можно уменьшить, если применить дифференциальные клапаны или клапаны непрямого действия.

**Дифференциальный клапан** (рисунок 7.2) состоит из плунжера 1, который имеет два пояска диаметрами  $D$  и  $d$ , на которые воздействует жидкость.

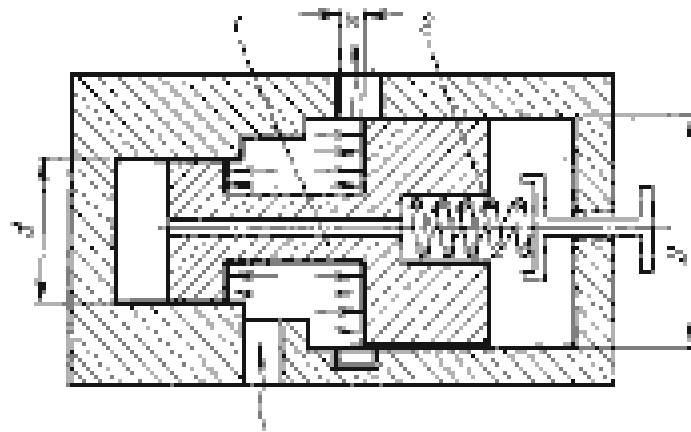


Рисунок 7.2 – Принципиальная схема дифференциального клапана.

Благодаря наличию поясков с разными диаметрами уменьшается активная площадь запорно-регулирующего элемента клапана, на которую воздействует жидкость, и он оказывается частично разгруженным. Это позволяет уменьшить размеры пружины и всего клапана в целом. Начальная сила натяжения пружины  $F_0$  определяется из уравнения:

$$F_0 = \frac{p_1 D^2}{4} - \frac{p_2 d^2}{4} \quad (7.1)$$

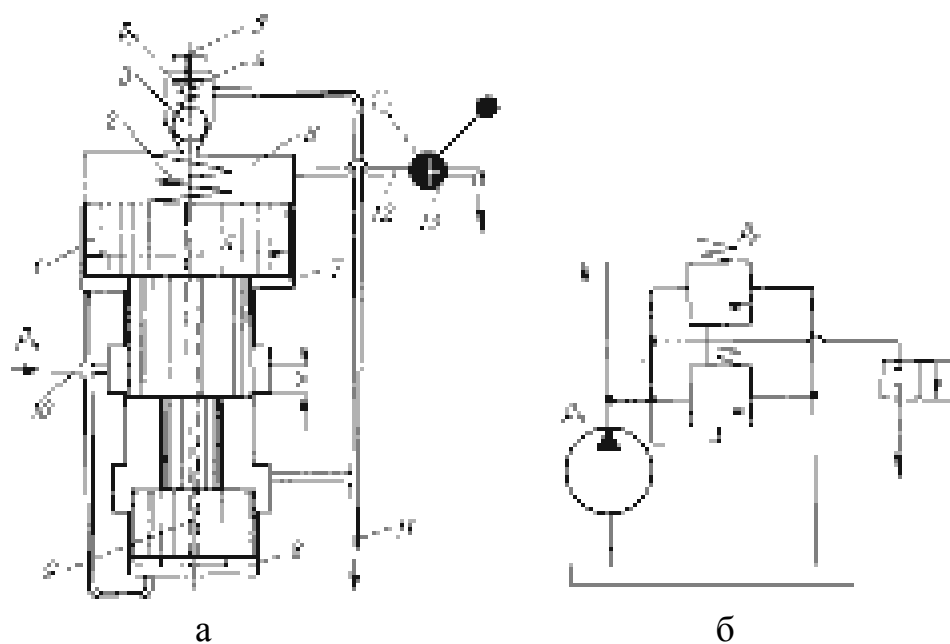
С уменьшением разности площадей поясков хотя и уменьшается усилие пружины, но одновременно уменьшается и соотношение действующих на запорно-регулирующий элемент клапана сил давления жидкости и сил трения этого элемента о корпус клапана. При определенных соотношениях  $D$  и  $d$  эти силы могут оказаться несоизмеримы между собой и клапан перестанет работать. Поэтому в реальных конструкциях дифференциальных клапанов принимают следующее соотношение:

$$\frac{p_1 D^2}{4} - \frac{p_2 d^2}{4} \geq \frac{p_1 D^2}{4} \quad (7.2)$$

Недостатком дифференциальных клапанов является скачкообразное изменение давления и расхода через клапан в момент его открытия. Поэтому величину хода запорно-регулирующего элемента клапана ограничивают величиной:

$$x \leq \frac{p_1 D^2}{4 p_2 d^2} - 1 \quad (7.3)$$

Еще большего уменьшения размеров пружины и всего клапана в целом при одновременном повышении его герметичности можно достигнуть в клапанах непрямого действия (рисунок 7.3).



а - принципиальная схема; б - условное обозначение.  
 Рисунок 7.3 – Напорный клапан непрямого действия.

Клапан состоит из основного запорно-регулирующего элемента - золотника 1 ступенчатой формы; нерегулируемой пружины 2 и вспомогательного запорно-регулирующего элемента 3 в виде шарикового клапана прямого действия. Усилие пружины 4 шарикового клапана регулируется винтом 5. Каналами в корпусе клапана полости 7 и 8 соединены с гидролинией 10 высокого давления. Полость 6 соединена с полостью 8 капиллярным каналом 9 в золотнике. Пружина шарикового клапана 3 настраивается на давление  $P_K$  (на 10...20% больше максимального рабочего в гидросистеме).

Если при работе машины давление в гидросистеме  $P_H < P_K$ , шариковый клапан закрыт, в полостях 6, 7, 8 устанавливается одинаковое давление  $P_H$ , золотник 1 под воздействием пружины 2 занимает крайнее нижнее положение, а гидролиния высокого давления 10 отделена от гидролинии слива 11 (положение клапана соответствует изображенному на рисунке 7.3). Изменение давления в гидросистеме вызывает изменения давления в полостях 6, 7, 8 клапана. В тот момент, когда давление  $P_H$  превысит  $P_K$ , шариковый клапан 3 откроется и через него жидкость в небольшом количестве начнет поступать на слив. В капиллярном канале золотника создается течение жидкости с потерей давления на преодоление гидравлических сопротивлений. Вследствие этого давление жидкости в полости 6 станет меньше давления в полостях 7 и 8. Под действием образовавшегося перепада давлений золотник 1 переместится вверх, сжимая пружину и соединяя линию 10 с линией 11. Рабочая жидкость будет поступать на слив, и перегрузки гидросистемы не произойдет. Однако как только линия высокого давления соединится со сливом, давление жидкости в гидросистеме уменьшится до  $P_H < P_K$ , шариковый клапан закроется и



течение жидкости по капиллярному каналу прекратится. Давление в полостях 6, 7 и 8 выровняется и под воздействием пружины 2 золотник возвратится в исходное положение, снова отделив линию высокого давления от слива. Если причина, вызвавшая повышение давления в гидросистеме, не будет устранена, процесс повторится и золотник в конечном итоге установится на определенной высоте, при которой давление в гидросистеме будет поддерживаться постоянным.

Когда клапан находится в работе, золотник совершает колебательные движения. Уменьшению колебаний золотника способствует полость 7, оказывающая на него демпфирующее влияние.

Для разгрузки системы или какого-либо ее участка клапаны непрямого действия могут управляться дистанционно. Для этого полость 6 посредством канала 12 и крана 13 необходимо соединить со сливом. В результате давление в полости 6 резко упадет, золотник 1 поднимется вверх, а линия высокого давления 10 соединится со сливом 11.

*По сравнению с клапанами прямого действия клапаны непрямого действия обладают рядом преимуществ:*

1. Плавность и бесшумность работы.
2. Повышенная чувствительность.
3. Давление на входе в клапан поддерживается постоянным и не зависит от расхода рабочей жидкости через клапан.

### **7.3 Редукционный клапан**

**Редукционным** называют гидроклапан давления, предназначенный для поддержания в отводимом от него потоке рабочей жидкости более низкого давления, чем давление в подводимом потоке.

В гидроприводах находят применение в основном два типа редуционных клапанов.

**Первый тип** клапанов обеспечивает установленное соотношение между давлениями на входе и выходе из клапана.

Редукционный клапан (рисунок 7.4) состоит из запорно-регулирующего элемента - плунжера 1, прижатого к седлу пружиной 2, сила натяжения которой регулируется винтом 3. Отверстие 4 корпуса соединяется с гидролинией высокого давления, а отверстие 5 с гидролинией низкого давления. В исходном положении клапан прижат к седлу, а вход клапана отделен от выхода. При повышении давления  $P_1$  плунжер поднимается и гидролиния высокого давления соединяется с гидролинией низкого давления.

Чем больше давление  $P_1$ , тем больше открывается проходное сечение клапана и тем больше становится давление  $P_2$ .

Таким образом, давление  $P_2$  зависит от давления на входе клапана, от начальной силы натяжения  $P_{np}$  и жесткости пружины  $c$ :

$$P_2 = \frac{P_1 \frac{\pi d_1^2}{4} - \frac{\pi d_2^2}{4} P_{np}}{\frac{\pi d_1^2}{4} - \frac{\pi d_2^2}{4}} \quad (7.4)$$

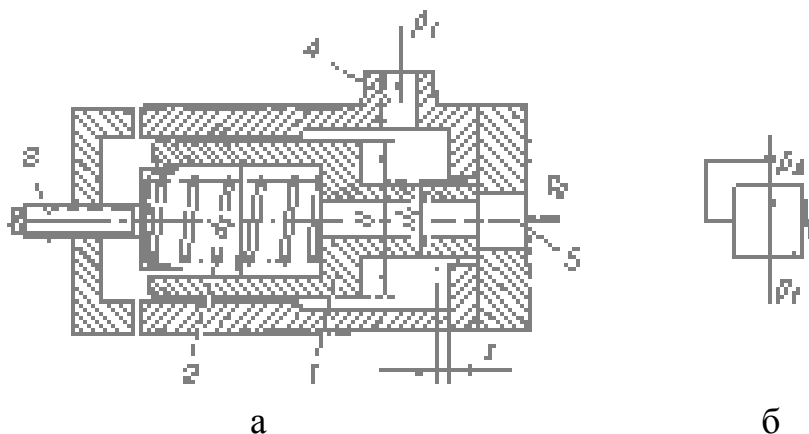
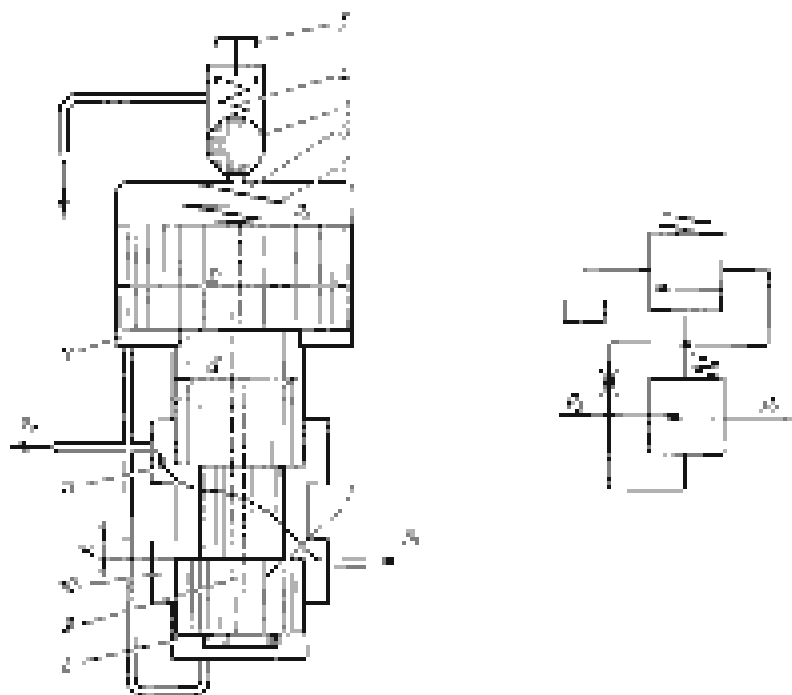


Рисунок 7.4 – Редукционный клапан:  
а - принципиальная схема; б - условное обозначение

**Второй тип** редукционного клапана поддерживает постоянное редуцированное давление на выходе независимо от колебания давления в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости.

Такие редукционные клапаны могут быть *прямого* и *непрямого* действия.

Рассмотрим работу редукционного клапана *непрямого действия* (рисунок 7.5). Клапан состоит из основного запорно-регулирующего элемента - золотника 1 ступенчатой формы, нагруженного нерегулируемой пружиной 2 с малой жесткостью, и вспомогательного запорно-регулирующего элемента 5 в виде шарикового клапана. Силу натяжения пружины 4 шарикового клапана можно изменять винтом 3. В корпусе клапана имеются каналы, соединяющие полости 7 и 8 с выходом, а в золотнике 1 - капиллярный канал 9, соединяющий полость 6 с полостью 8, а через последнюю и с выходом клапана.



а - принципиальная схема; б - условное обозначение.

Рисунок 7.5 – Редукционный клапан непрямого действия

Если пружина 4 настроена на давление большее, чем давление  $P_1$  на входе клапана, то золотник 1 занимает исходное положение (показано на рисунке 7.5). В этом случае в полостях 6, 7 и 8 будет одинаковое давление, равное  $P_1$ , полость 10 соединена с полостью 11, а жидкость свободно протекает через клапан. Редуцирования давления при этом не происходит. При настройке пружины 4 на давление  $P_2 < P_1$  шариковый клапан откроется и жидкость в небольшом количестве из полости 6 будет поступать на слив. В капиллярном канале 9 золотника создается течение жидкости с потерей в нем давления на преодоление гидравлических сопротивлений. В результате давление в полости 6 упадет и золотник поднимется вверх, уменьшив площадь живого сечения между полостями 10 и 11.

Это в свою очередь вызовет понижение давления в полостях 11, 8 и 7, опускание золотника и увеличение площади живого сечения между полостями 10 и 11. Процесс повторится снова, и золотник, совершая колебательные движения, установится на определенной высоте. Всякое изменение давления на входе или выходе клапана вызывает ответное перемещение золотника. В конечном итоге за счет изменения дросселирования давление на выходе клапана поддерживается постоянным. В этом клапане полость 7 и узкий канал, соединяющий полость с выходом клапана, оказывают демпфирующее влияние на золотник, уменьшая его колебания.

## 7.4 Обратные гидроклапаны

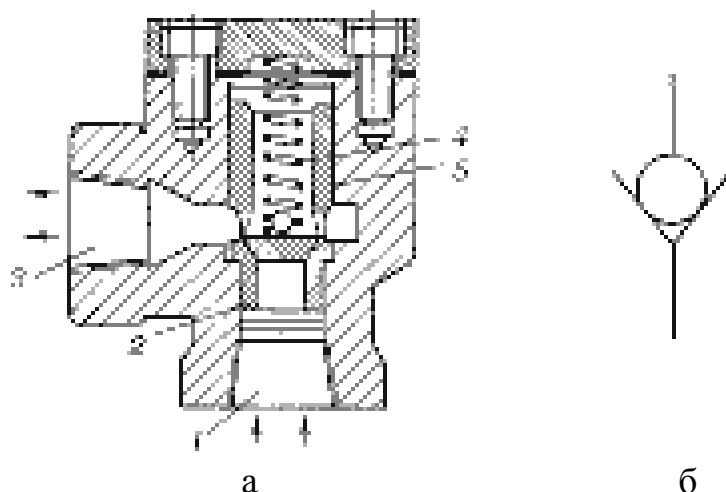
**Обратным гидроклапаном** называется направляющий гидроаппарат, предназначенный для пропускания рабочей жидкости только в одном направлении.

Они могут иметь различные запорно-регулирующие элементы: *шариковый, конусный, тарельчатый или плунжерный*.

В соответствии со своим назначением обратный клапан должен быть герметичным в закрытом положении, т.е. в исходном положении запорно-регулирующего элемента. Для достижения абсолютной герметичности в закрытом положении применяют обратные клапаны с двумя или тремя последовательно соединенными запорно-регулирующими элементами.

Пружина обратных клапанов нерегулируемая, ее сила натяжения должна обеспечивать лишь преодоление сил трения и инерцию, а также быстрое возвращение в исходное положение запорно-регулирующего элемента.

Обратный клапан Г51 (рисунок 7.6) имеет конусный запорно-регулирующий элемент 5. При подводе рабочей жидкости к отверстию 1 запорно-регулирующий элемент 5 поднимается над седлом 2, преодолевая силу натяжения пружины 4. Жидкость свободно проходит к отверстию 3. При изменении направления потока рабочей жидкости запорно-регулирующий элемент 5 прижат к седлу и блокирует отверстие 1.



а - конструкция; б - условное обозначение.

Рисунок 7.6 – Обратный клапан типа Г51.

В гидросистемах многих мобильных машин обратные клапаны с шариковым рабочим органом применяют в блокировочном устройстве резиновых шлангов (рисунок 7.7).

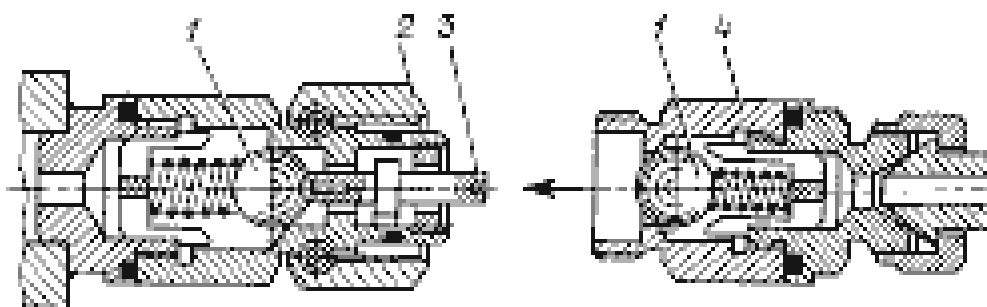


Рисунок 7.7 – Схема блокировочного устройства.

Блокировочное устройство имеет подпружиненные шарики 1, которые при разъединении трубопроводов блокируют поток. При соединении труб путем навинчивания гайки 2 на штуцер 4 толкатель 3 отжимает шарики от их седел, позволяя жидкости свободно проходить через устройство.

В гидравлических машинах (гидроприводах) обратные клапаны применяют:

- как подпорные;
- для создания нерегулируемого противодействия в сливной магистрали гидродвигателя;
- для блокировки вертикально расположенного поршня от самопроизвольного опускания при выключенном приводе;
- для неуправляемого пропуска рабочей жидкости в одном направлении и управляемого в другом (совместно с дросселем);
- для исключения утечек жидкости из гидросистемы при демонтаже и т.д.

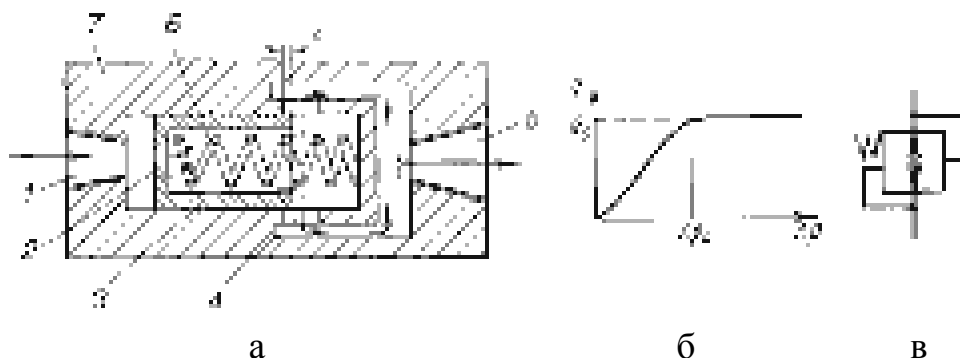
Как конструктивный элемент обратный клапан включен в конструкцию разделительных панелей, напорных клапанов, дросселей и регуляторов потока, в золотники с гидравлическим управлением, в насосы и гидравлические двигатели, в гидрозамки и т.д.

## 7.5 Ограничители расхода

**Ограничителем расхода** называется клапан, предназначенный для ограничения расхода в гидросистеме или на каком-либо ее участке.

Принципиальная схема ограничителя расхода приведена на рисунке 7.8, а. Он состоит из подвижного поршня 3 и нерегулируемой пружины 6, помещенных внутри корпуса 7. В поршне имеется калибровочное отверстие 2 (нерегулируемый дроссель), а корпусе - окна 4. В сочетании с поршнем 3 окна 4 представляют собой регулируемый дроссель. В исходном положении пружина стремится передвинуть поршень в крайнее левое положение и открыть окна 4. При включении ограничителя расхода в гидросистему

жидкость поступает в отверстие 1 и далее проходит через дроссель 2 и окна 4 к отверстию 5. При достижении жидкости через ограничитель расхода у дросселя 2 создается перепад давлений. При увеличении расхода перепад давлений увеличивается и поршень перемещается вправо, частично или полностью перекрывая окна 4. Когда расход в гидросистеме уменьшится, перепад давлений также уменьшится и поршень переместится влево, увеличив открытие окон.



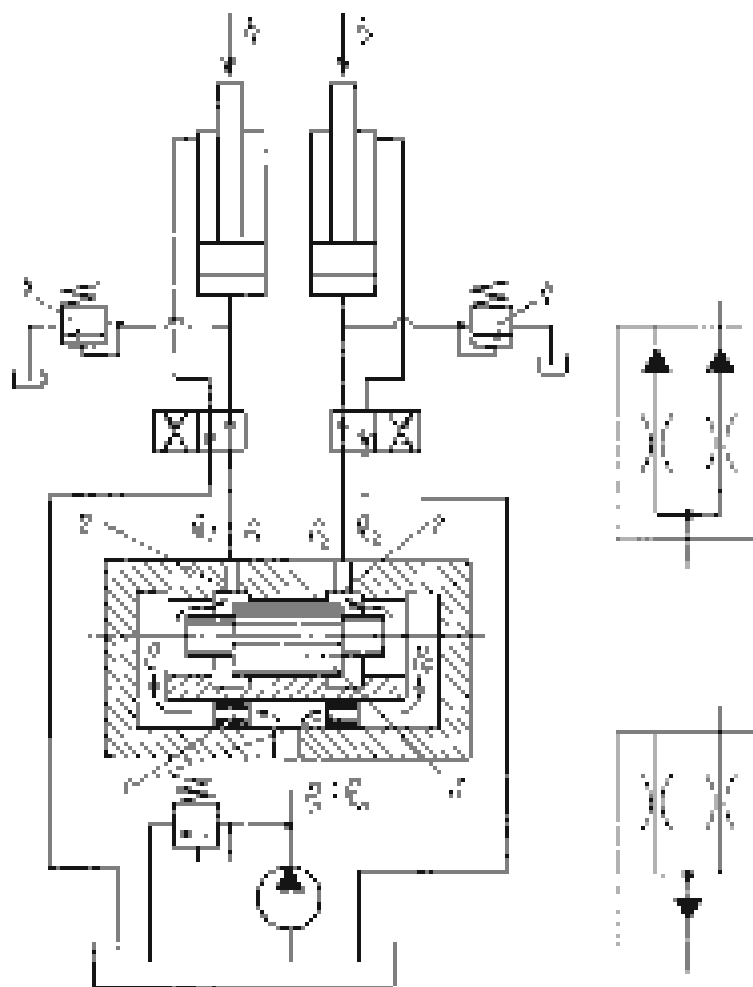
а - принципиальная схема; б - зависимость  $Q=f(\Delta P)$ ; в - условное обозначение  
Рисунок 7.8 – Ограничитель расхода.

При значении перепада давления  $\Delta P < \Delta P_0$  расход жидкости через ограничитель расхода будет зависеть от  $\Delta P$ . При  $\Delta P > \Delta P_0$  расход жидкости станет предельным и равным  $Q_0$  (рисунок 7.8, б).

## 7.6 Делители (сумматоры) потока

**Делителем потока** называется клапан соотношения расходов, предназначенный для деления одного потока рабочей жидкости на два и более равных потока независимо от величины противодействия в каждом из них.

Делители потока применяют в гидроприводах машин, в которых требуется обеспечить синхронизацию движения выходных звеньев параллельно работающих гидродвигателей, преодолевающих неодинаковую нагрузку.



а - принципиальная схема; б - условное обозначение; в - условное обозначение сумматора потока.

Рисунок 7.9 – Делитель потока.

Делитель потока (рисунок 7.9) состоит из двух нерегулируемых дросселей 1 и двух дросселей 2, проходные сечения которых могут автоматически изменяться благодаря перемещению плунжера 3. При равенстве нагрузок ( $F_1 = F_2$ ) и площадей поршней гидроцилиндров давление  $P_1 = P_2$ , перепад давлений  $\Delta P = (P_3 - P_4) = 0$ , плунжер 3 делителя занимает среднее положение, а расходы в обеих линиях одинаковые. Если нагрузка на один из любых гидродвигателей изменится, то под действием возникшего перепада давлений у плунжера делителя он начнет смещаться из среднего положения, изменяя одновременно проходные сечения дросселей 2. Перемещение прекратится, когда давления  $P_3$  и  $P_4$  выровняются. В этом положении плунжера расходы в обеих ветвях будут одинаковыми. Таким образом, поддержание равенства расходов в обеих ветвях осуществляется за счет дросселирования потока в той ветви, где гидродвигатель нагружен меньше.

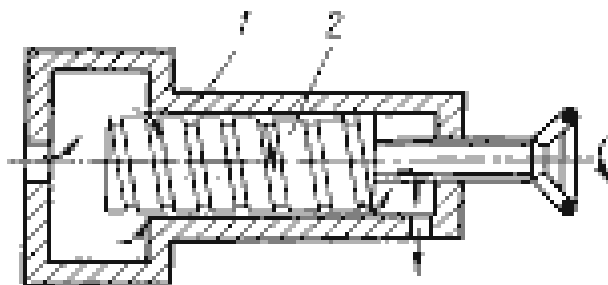
Делитель потока может также быть и сумматором потока (рисунок 7.9, в). В этом случае в подводимых к нему двух трубопроводах поддерживается постоянный расход рабочей жидкости.

## 7.7 Дроссели и регуляторы расхода

**Дроссели и регуляторы расхода** предназначены для регулирования расхода рабочей жидкости в гидросистеме или на отдельных ее участках и связанного с этим регулирования скорости движения выходного звена гидродвигателя.

Дроссели выполняются по двум принципиальным схемам.

**Линейные дроссели**, в которых потери давления пропорциональны расходу жидкости. В таких дросселях потери давления определяются потерями давления по длине. Изменяя длину канала, по которому движется жидкость, можно изменить потери давления и расход через дроссель. Примером линейного дросселя служит гидроаппарат с дроссельным каналом (рисунок 7.10).



1 - корпус; 2 – винт.

Рисунок 7.10 – Линейный дроссель.

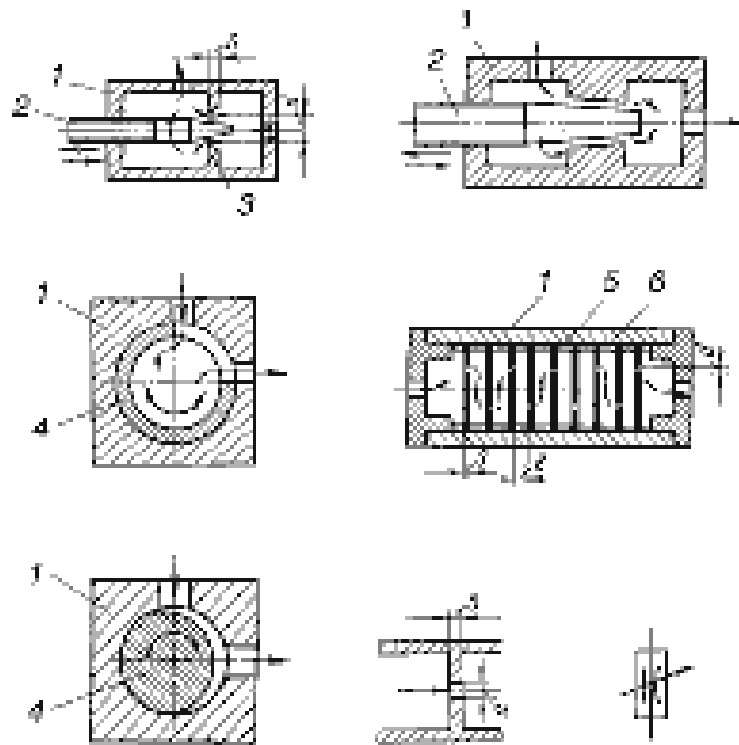
В этом дросселе жидкость движется по винтовой прямоугольной канавке, длину которой можно изменять поворотом винта. Площадь живого сечения и длину канала устанавливают из условия получения в дросселе требуемого перепада давлений и исключения засоряемости канала механическими примесями, содержащимися в рабочей жидкости. В таких дросселях за счет увеличения длины канала можно увеличить площадь его живого сечения, исключив тем самым засорения дросселя во время его работы.

**Нелинейные дроссели** характеризуются тем, что режим движения жидкости через них турбулентный, а перепад давлений практически пропорционален квадрату расхода жидкости, поэтому такие дроссели часто называют квадратичными. В них потери давления определяются деформацией потока жидкости и вихреобразованиями, вызванными местными сопротивлениями. Изменение перепада давления, а, следовательно, и изменение расхода жидкости через такие дроссели достигается изменением или площади проходного сечения, или числа местных сопротивлений.



В *регулируемых* (рисунок 7.11, а, б, в, г) и *нерегулируемых* (рисунок 7.11, д, е) нелинейных дросселях длина пути движения жидкости сведена к минимуму, благодаря чему потери давления и расход практически не зависят от вязкости жидкости и изменяются только при изменении площади рабочего проходного сечения. Максимальную площадь устанавливают из условия пропускания заданного расхода жидкости через полностью открытый дроссель, минимальную - из условия исключения засоряемости рабочего окна.

В *пластинчатых* дросселях (рисунок 7.11, е) сопротивление зависит от диаметра отверстия, которое, однако, можно уменьшить лишь до определенного предела ( $d_{min} > 0,5$  мм), ограничиваемого засоряемостью во время работы такого дросселя. Для получения большого сопротивления применяют пакетные дроссели с рядом последовательно соединенных пластин (рис. 6.11, д). В таких дросселях расстояние между пластинами  $l$  должно быть не менее  $(3...5) d$ , а толщина пластин  $s$  не более  $(0,4...0,5) d$ .



а - игольчатого; б - комбинированного; в - пробкового щелевого; г - пробкового эксцентричного; д - пластинчатого пакетного; е - пластинчатого; ж - условное обозначение регулируемого дросселя; 1 - корпус; 2 - игла; 3 - диафрагма; 4 - пробка; 5 - пластина; 6 - втулка.

Рисунок 7.11 – Принципиальные схемы нелинейных дросселей.

Суммарное сопротивление пластинчатого дросселя регулируется подбором пластин, а перепад давления определяется по формуле:

$$(7.5)$$

где  $\gamma$  - удельный вес жидкости;  
 $\zeta$  - коэффициент местного сопротивления отверстия;  
 $n$  - число пластин;  
 $v$  - средняя скорость потока жидкости в проходном отверстии пластины.

К нелинейным дросселям относятся также и *комбинированные дроссели*, в которых потери давления по длине и местные потери соизмеримы между собой по величине и в равной мере оказывают влияние на расход жидкости через дроссель (рисунок 7.11, б). На характеристику комбинированных дросселей влияет вязкость рабочих жидкостей. Поэтому такие дроссели целесообразно применять в гидросистемах, в которых температура рабочей жидкости изменяется в небольших пределах.

Для определения расхода жидкости через дроссель пользуются формулой:

$$Q = \omega \sqrt{\frac{2\Delta P}{\mu}} \quad (7.6)$$

где  $\omega$  - площадь проходного сечения дросселя;  
 $\Delta P$  - перепад давлений у дросселя;  
 $\mu$  - коэффициент расхода, зависящий от конструкции дросселя, числа Рейнольдса, формы и размеров отверстия.

Важной характеристикой дросселей является их равномерная и устойчивая работа при малых расходах. Однако устойчивая работа дросселя возможно при уменьшении площади до определенного предела, ниже которого расход становится нестабильным. Это объясняется *облитерацией* - зарастиванием проходного отверстия.

Сущность облитерации заключается в том, что в микронеровностях узких каналов задерживаются и оседают твердые частицы, содержащиеся в рабочей жидкости. Если размеры частиц, загрязняющих жидкость, соизмеримы с размером рабочего окна, то может произойти полное его зарастивание и прекращение расхода жидкости через дроссель. При увеличении площади рабочего окна расход жидкости восстанавливается.

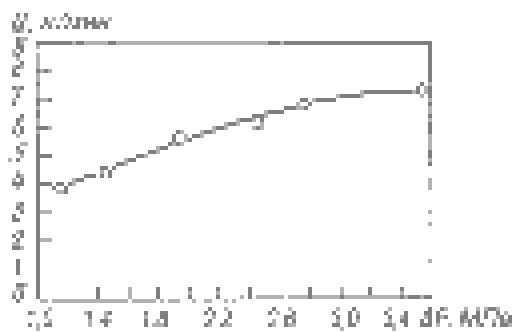
Причиной облитерации рабочего окна может быть не только недостаточная очистка рабочей жидкости, но и адсорбция поляризованных молекул рабочей жидкости на стенках щели. Адсорбируемые молекулы образуют многорядный слой, толщина которого может достигать 10 мкм. Этот слой способен сопротивляться значительным нормальным и сдвигающим нагрузкам. В конечном итоге происходит постепенное уменьшение площади живого сечения рабочего окна, а при малых значениях и полное его зарастивание. Соответственно уменьшается до нуля и расход

жидкости через дроссель. При страгивании с места запорного элемента дросселя адсорбционный слой молекул разрушается, а первоначальный расход восстанавливается.

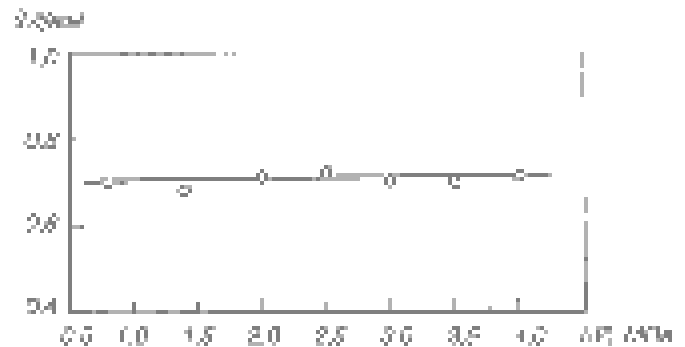
Поэтому, чтобы добиться малого расхода в ответственных гидросистемах, применяют специальные конструкции дросселей. В таких дросселях рабочему органу (игле, пробке, диафрагме и т.д.) сообщаются непрерывные вращательные или осциллирующие движения. Благодаря этим движениям на рабочей поверхности проходного окна дросселя не образуется слоя адсорбированных молекул и не происходит зарастивание щели.

*Недостатком* дросселей является неравномерность расхода, вызванная изменением перепада давлений у дросселя.

На рисунке 7.12, а приведена проливочная характеристика дросселя Г77 11  $Q = f(\Delta P)$ , из которой видно, что с изменением перепада давлений (вызванного, например, изменением нагрузки на гидродвигатель) изменяется расход рабочей жидкости.



а

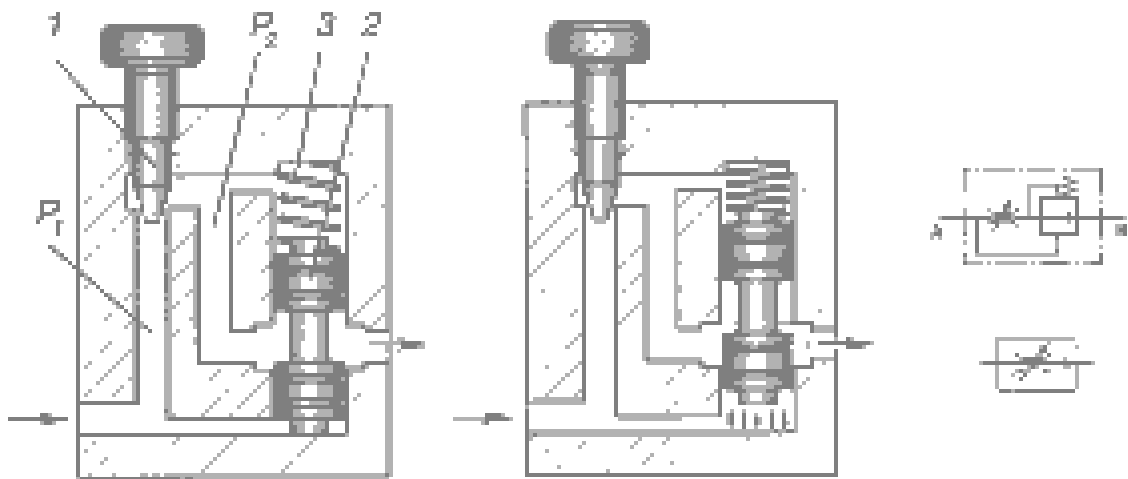


б

а - дросселя Г77-11; б - регулятора расхода Г55-21.

Рисунок 7.12 – Проливочные характеристики.

Для частичного или полного устранения неравномерности расхода применяют регуляторы расхода, в которых перепад давлений в дросселе  $\Delta P$  во время его работы поддерживается примерно постоянным. Конструктивно этот аппарат состоит из последовательно включенных редуционного клапана и дросселя. Расход жидкости через регулятор устанавливается дросселем 1, а постоянство перепада давления на дросселе - редуционным клапаном 2 (рисунок 7.13). При увеличении расхода  $Q$  через дроссель увеличивается перепад давлений  $\delta P = P_1 - P_2$ , который вызывает смещение вверх запорно-регулирующего элемента клапана. Проходное сечение уменьшается, и при этом расход на выходе из регулятора будет уменьшен.



а

Рисунок 7.13 – Схема работы регулятора расхода (а) и условное обозначение регулятора расхода (б) и дросселя (в).

Благодаря постоянству перепада давлений у дросселя расход жидкости через регулятор и скорость движения выходного звена гидродвигателя не изменяются при изменении нагрузки. Вид проливочной характеристики  $Q = f(\Delta P)$  регулятора расхода Г55-21 приведен на рисунке 7.12, б, а его конструкция на рисунке 7.14.

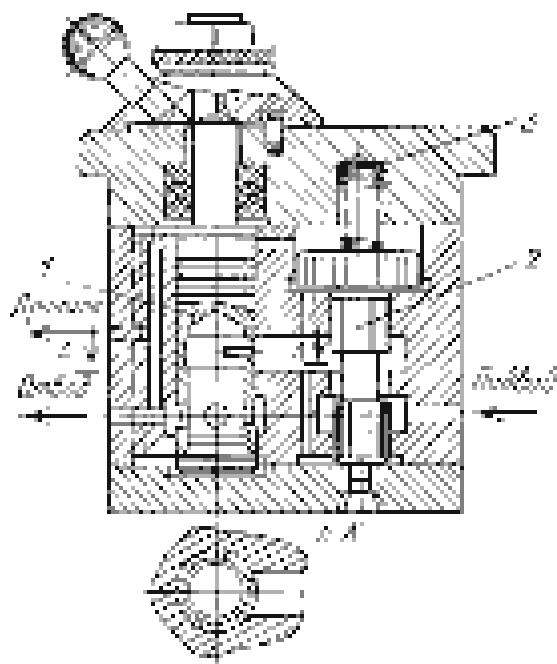


Рисунок 7.14 – Принципиальная схема регулятора расхода.

При работе гидропривода вследствие изменения коэффициента расхода  $\mu$ , вызванного колебаниями температуры рабочей жидкости, расход через регулятор все же изменяется. Для серийных конструкций регуляторов это изменение составляет 10...12%.

## 8 ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СЛЕДЯЩИЕ ПРИВОДЫ (ГИДРОУСИЛИТЕЛИ)

### 8.1 Общие сведения о гидроусилителях

**Гидроусилитель** - совокупность гидроаппаратов и объемных гидродвигателей, в которой движение управляющего элемента преобразуется в движение управляемого элемента большей мощности, согласованное с движением управляющего элемента по скорости, направлению и перемещению.

**Гидроусилитель следящего типа** представляет собой силовой гидропривод, в котором исполнительный механизм (выход) воспроизводит (отслеживает) закон движения управляющего органа (входа), для чего в системе предусмотрена непрерывная связь между выходным и входным элементами, которая называется обратной связью.

Название такого привода - "следящий Гидроусилитель" или "следящий гидропривод" - обоснованы тем, что выход такого гидроусилителя автоматически устраняет через обратную связь возникающее рассогласование между управляющим воздействием (входным сигналом) и ответным действием (выходным сигналом).

Гидравлические следящие приводы нашли широкое применение в различных отраслях техники и в особенности в системах управления современными транспортными машинами, включая автомашины, морские суда, самолеты и прочие летательные аппараты.

Блок-схема следящего привода (рисунок 8.1) состоит из следующих основных элементов:

- задающего устройства ЗУ, которым формируется сигнал управления, пропорциональный требуемому перемещению исполнительного механизма (датчики, реагирующие на изменение условий работы или параметров технологического процесса);
- сравнивающего устройства СУ, или датчика рассогласования, устанавливающего соответствие сигнала воспроизведения, поступающего от исполнительного механизма, сигналу управления;
- усилителя У, которым производится усиление мощности сигнала управления за счет внешнего источника энергии ВИЭ;

– исполнительного механизма ИМ, которым перемещается объект управления и воспроизводится программа, определяемая задающим устройством;

– обратная связь ОС, которой исполнительных механизм соединен со сравнивающим устройством или с усилителем. Обратная связь является отличительным элементом следящего привода.

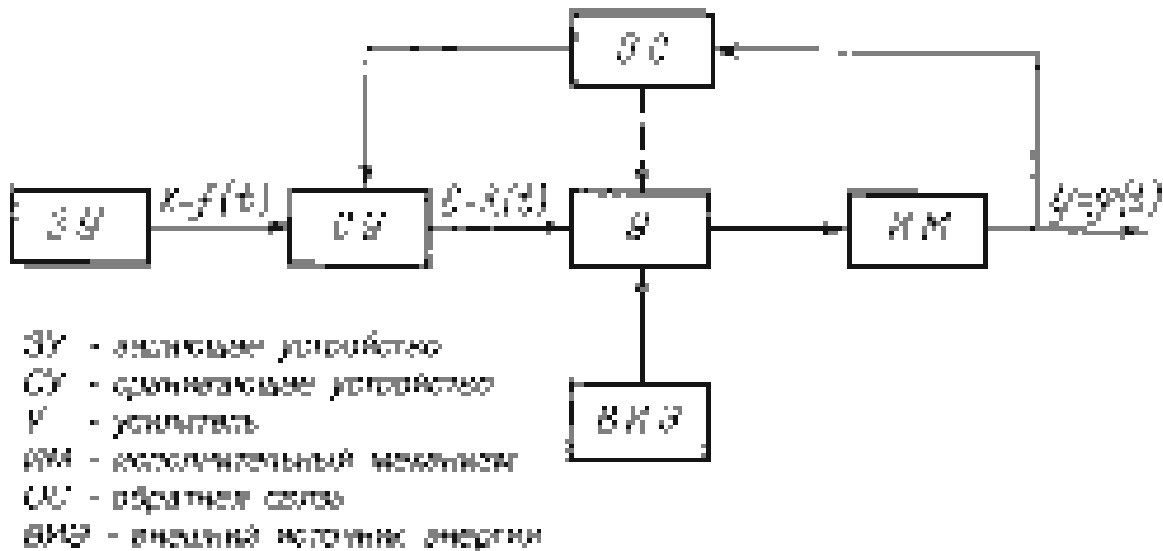
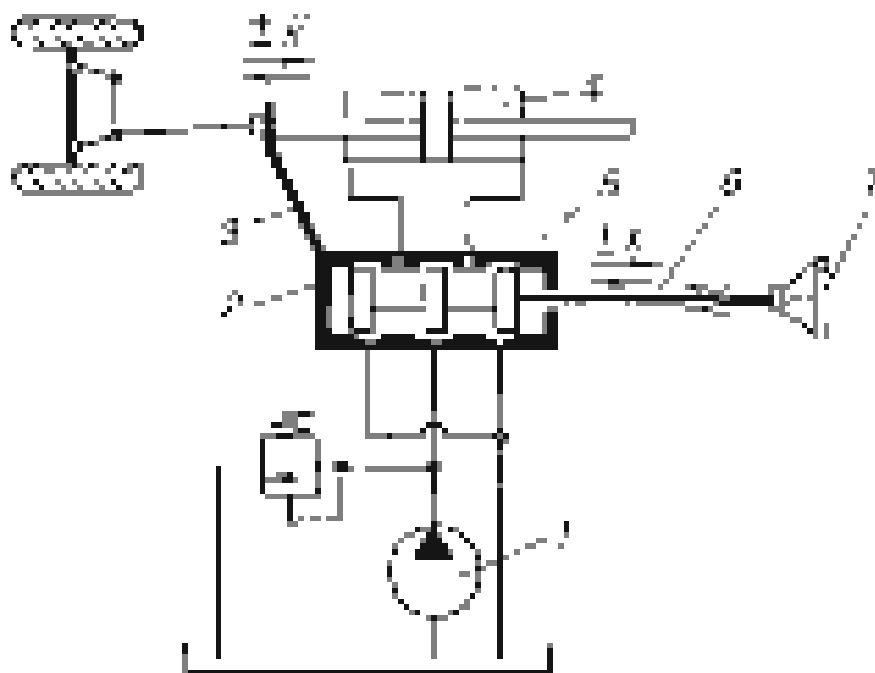


Рисунок 8.1 – Блок-схема следящего привода (гидроусилителя).

Величина  $x = f(t)$  (перемещение или скорость), сообщаемая задающим устройством сравнивающему устройству, называется "входом", а  $y = \varphi(t)$  (перемещение или скорость), воспроизведенная исполнительным механизмом, - "выходом". Разность  $(x - y) = \varepsilon$  называется ошибкой слежения или рассогласования системы.

*Принцип работы* следящего привода заключается в следующем. Изменение условий работы машины или параметров технологического процесса вызывает перемещение задающего устройства, которое создает рассогласование в системе. Сигнал рассогласования воздействует на усилитель, а через него и на исполнительный механизм. Вызванное этим сигналом перемещение исполнительного механизма через обратную связь устраняет рассогласование и приводит всю систему в исходное положение.

Рассмотрим работу следящего привода на примере принципиальной схемы рулевого управления автомобиля представленной на рисунке 8.2.



1 - насос (внешний источник энергии); 2 - втулка усилителя; 3 - обратная связь; 4 - исполнительный механизм; 5 - золотник усилителя; 6 - винт; 7 - рулевое колесо (задающее устройство).

Рисунок 8.2 – Принципиальная схема следящего рулевого привода автомобиля.

При прямолинейном движении автомобиля все элементы системы рулевого управления находятся в исходном положении. Жидкость из насоса 1 поступает к гидроусилителю золотникового типа. Золотник 5 усилителя занимает нейтральное положение, а в обеих полостях исполнительного механизма 4 установилось одинаковое давление. При необходимости изменить направление движения автомобиля водитель поворачивает рулевое колесо 7. Связанный с рулевым колесом винт 6 перемещает золотник усилителя на величину  $x$ , вызывая рассогласование в системе. При этом проходные сечения одних рабочих окон усилителя уменьшаются, а других увеличиваются. Это создает перепад давлений у исполнительного механизма, а его поршень приходит в движение, перемещаясь на величину  $y$  и поворачивая колеса автомобиля. Одновременно через обратную связь 3 движение поршня передается на втулку 2 усилителя. Совокупность 2 и 3 является сравнивающим устройством. Втулка перемещается в том же направлении, что и золотник 5 до тех пор, пока рассогласование в гидросистеме, вызванное поворотом рулевого колеса, не будет устранено. При непрерывном вращении водителем рулевого колеса поршень со штоком будет также непрерывно перемещаться, вызывая соответствующий поворот колес. При этом небольшие усилия водителя, прикладываемые к рулевому колесу, гидроприводом преобразуются в значительные усилия на штоке поршня, необходимые для управления автомобилем.

## 8.2 Классификация гидроусилителей

Применяемые в автоматизированных гидроприводах гидроусилители классифицируют по следующим признакам.

1. По **методу управления** различают гидроусилители:

- 1) без обратной связи;
- 2) с обратной связью между управляющим элементом и ведомым звеном исполнительного механизма;
- 3) гидроусилители с комбинированной системой управления

2. По **конструкции управляющего элемента** гидроусилители подразделяют:

- 1) золотниковые;
- 2) клапанно-золотниковые;
- 3) крановые;
- 4) гидроусилители типа соплозаслонка;
- 5) струйный гидроусилитель;
- 6) усилитель с игольчатым дросселем.

3. По **числу каскадов усиления** гидроусилители подразделяют

- 1) на одно-;
- 2) двух-;
- 3) и многокаскадные.

Многокаскадные применяют в тех случаях, когда требуется получить на выходе большую мощность и сохранить при этом высокую чувствительность гидроусилителя.

4. По **виду сигнала управления** гидроусилители подразделяют:

- 1) усилители с механическими сигналами;
- 2) усилители с электрическими сигналами.

5. По **роду энергии используемой в усилителе:**

- 1) энергия пружин;
- 2) кинетическая энергия машин;
- 3) энергия силовой установки (двигателя);

5. По **роду рабочего агента**, переносящего энергию в усилителе:

- 1) гидравлические;
- 2) электрические;



3) электрогидравлические.

6. По **типу следящего действия** гидроусилители делятся:

- 1) следящего действия по положению;
- 2) следящего действия по усилию;
- 3) следящего действия по крутящему моменту;
- 4) комбинированного следящего действия.

5. По **количеству направлений рабочих ходов исполнительного звена**:

- 1) одностороннего действия;
- 2) двухстороннего действия.

6. По **виду средств, с помощью которых осуществляется регулирование скорости слежения**

- 1) дроссельного управления;
- 2) объемного управления;
- 3) струйного управления;
- 4) комбинированного управления.

7. По **количеству в схеме замкнутых контуров управления**:

- 1) одноконтурные;
- 2) многоконтурные.

8. По **характеру управления**:

- 1) непрерывного управления;
- 2) дискретного (прерывистого) управления.

Важными характеристиками усилителей являются коэффициенты усиления: по мощности  $k_N$ , по расходу  $k_Q$ , по скорости  $k_v$  и по давлению  $k_P$ :

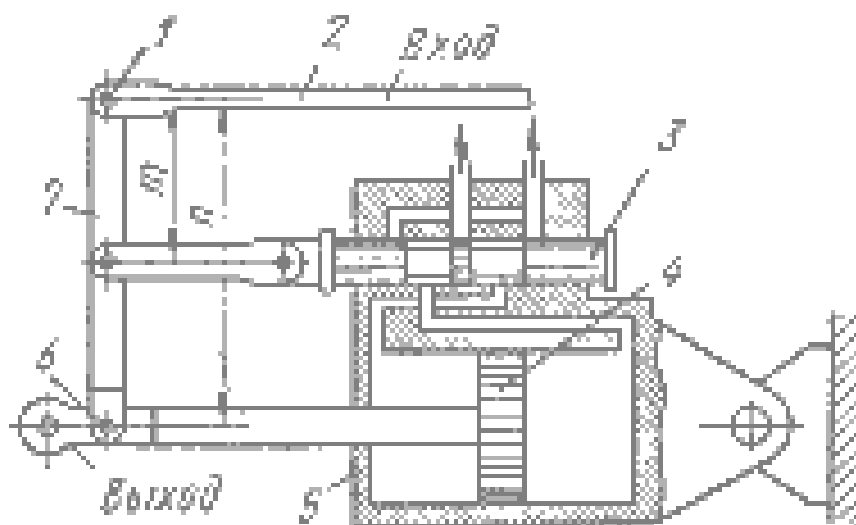
$$k_N = \frac{N_{вых}}{N_{вх}}; \quad k_Q = \frac{\delta Q}{\delta x}; \quad k_v = \frac{\delta v}{\delta x}; \quad k_P = \frac{\delta P}{\delta x} \quad (8.1)$$

где  $N_{вых}$ ,  $N_{вх}$  - мощности на ведомом звене исполнительного элемента гидроусилителя и мощность, затрачиваемая на его управление;  
 $\delta Q$ ,  $\delta v$ ,  $\delta P$  - изменение расхода, скорости движения ведомого звена исполнительного элемента и давления жидкости на выходе при изменении положения управляющего элемента гидроусилителя на величину  $\delta x$ .

### 8.3 Гидроусилитель золотникового типа

Гидроусилители золотникового типа получили наибольшее распространение. Они просты по конструкции, разгружены от аксиальных статических сил давления жидкости, легко управляемы, имеют высокий КПД и обеспечивают достижение значительных коэффициентов усиления по мощности.

Схема следящего гидроусилителя золотникового типа с гидродвигателем прямолинейного движения и жесткой рычажной обратной связью представлена на рисунке 8.3.



1 - шарнир; 2 - тяга; 3 - золотник распределителя; 4 - поршень; 5 - корпус силового цилиндра; 6 - шарнир; 7 - дифференциальный рычаг

Рисунок 8.3 – Схем гидроусилителя золотникового типа с обратной связью.

Этот гидроусилитель состоит в основном из тех же элементов что и рассмотренный выше усилитель рулевого привода автомобиля. При перемещении тяги 2, связанной с ручкой управления, перемещается шарнир 1 дифференциального рычага 7 обратной связи, с которым связаны штоки силового цилиндра 5 и золотника распределителя 3. Так как силы, противодействующие смещению золотника распределителя, значительно меньше соответствующих сил, действующих в системе силового поршня 4, то шарнир 6 может рассматриваться в начале движения тяги 2 как неподвижный, ввиду чего движение его вызовет через рычаг 7 смещение плунжера золотника распределителя 3. В результате при смещении золотника из нейтрального положения, жидкость поступит в соответствующую полость цилиндра 5, что вызовет перемещение поршня 4, а следовательно, и шарнира 6, связанного с "выходом". При этом выходное звено сместится пропорционально перемещению тяги 2.

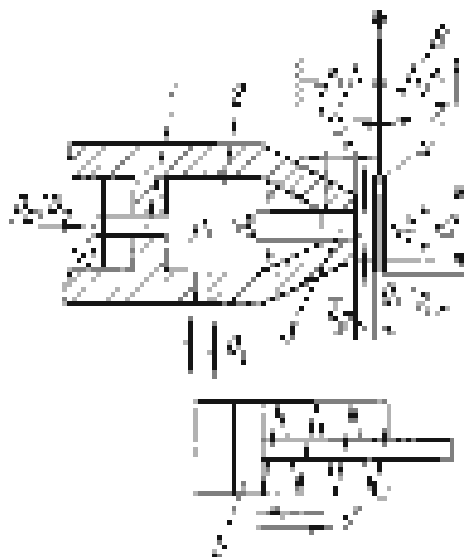
После того как движение тяги 2 будет прекращено, продолжающийся выдвигаться поршень 4 сообщит через рычаг 7 обратной связи плунжеру золотника распределителя 3 перемещение, противоположное тому, которое он получал до этого при смещении тяги 2 управления. Так как при этом расходные окна золотника будут в результате обратного движения плунжера постепенно прикрываться, количество жидкости, поступающей в цилиндр 5, уменьшится, вследствие чего скорость его поршня будет уменьшаться до тех пор, пока плунжер золотника не придет в положение, в котором окна полностью перекроются, при этом скорость станет равной нулю.

При перемещении плунжера золотника в противоположную сторону движение всех элементов регулирующего устройства будет происходить в обратном направлении.

В действительности отдельных этапов движения "входа" и "выхода" рассматриваемого следящего привода с жесткой обратной связью не существует, и оба движения протекают практически одновременно, т.е. имеет место не ступенчатое, а непрерывное "слежение" исполнительным механизмом за перемещением "входа".

#### 8.4 Гидроусилитель с соплом и заслонкой

Гидроусилитель с соплом и заслонкой (рисунок 8.4) состоит из управляющего элемента в виде нерегулируемого дросселя 1, междроссельной камеры 2, регулируемого дросселя, выполненного в виде сопла 3, заслонки 4 и задающего устройства 6, а также из исполнительного элемента 5.



1 - нерегулируемый дроссель; 2 - междроссельная камера; 3 - сопло; 4 - заслонка; 5 - исполнительный элемент; 6 - задающее устройство

Рисунок 8.4 – Гидроусилитель с соплом и заслонкой:

Жидкость подается к гидроусилителю со стороны нерегулируемого дросселя. Из междроссельной камеры одна часть жидкости  $Q_2$  вытекает через

щель, образованную торцом сопла и заслонкой, а другая  $Q_1$  поступает к исполнительному элементу. При изменении положения заслонки изменяются давление в междроссельной камере и расход через сопло. Одновременно изменяются усилие на исполнительный элемент, расход  $Q_1$  и скорость  $v$  движения выходного звена. Нерегулируемый дроссель может быть выполнен в виде пакета тонких шайб с круглыми отверстиями.

Сопло гидроусилителя выполняется в виде цилиндрического насадка или в виде капиллярного канала. Увеличение диаметра сопла приводит к увеличению расхода и быстродействия системы. Заслонка имеет плоскую форму и перемещается от воздействия на нее сигнала управления.

Гидроусилитель типа сопло-заслонка отличается простотой конструкции, надежностью в работе и быстродействием. К нему можно подводить жидкость с большим давлением питания  $P_0$ . В устройстве сопло-заслонка отсутствуют трущиеся пары, что обеспечивает его высокую чувствительность. Недостатком является непроизводительный расход жидкости через сопло, низкий КПД и невысокий коэффициент усиления по мощности.

### 8.5 Гидроусилитель со струйной трубкой

Гидроусилитель со струйной трубкой (рисунок 8.5) состоит из трубки 5 с коническим насадком на конце, сопловой головки 1 с двумя наклонными коническими расходящимися каналами и устройства управления. Устройство управления струйной трубкой состоит из задающего устройства 4 в виде регулируемой пружины, толкателя 6 и ограничителя 3 хода струйной трубки. Каналы сопловой головки соединены с исполнительным элементом 8 гидроусилителя. Жидкость с параметрами  $P_0$  и  $Q_0$  подается к трубке от источника питания. По трубе 2 жидкость отводится от гидроусилителя на слив.

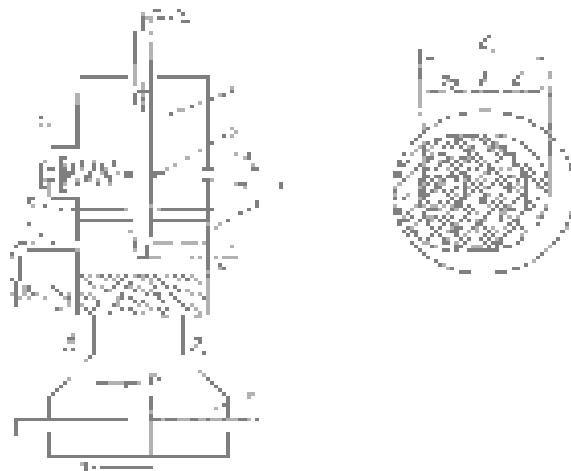


Рисунок 8.5 – Гидроусилитель со струйной трубкой:

1 - сопловая головка; 2 - сливной трубопровод; 3 - ограничитель хода;  
4 - задающее устройство; 5 - струйная трубка; 6 - толкатель; 7 - внутренняя полость; 8 - исполнительный элемент

Принцип работы гидроусилителя со струйной трубкой основан на преобразовании удельной потенциальной энергии давления в удельную кинетическую энергию струи, вытекающей из конического насадка, и последующем преобразовании этой энергии в удельную потенциальную энергию давления в каналах сопловой головки.

Гидроусилитель работает следующим образом. При отсутствии сигнала управления струйная трубка занимает нейтральное положение по отношению к отверстиям в сопловой головке. Вытекающая из насадка струя в одинаковой мере перерывает оба отверстия (рис.8.5, б), вследствие чего давления в каналах сопловой головки одинаковы, а выходное звено исполнительного элемента неподвижно. При подаче сигнала управления на толкатель струйная трубка смещается из нейтрального положения, равенство площадей отверстий, перекрытых струей, и равенство давлений в каналах сопловой головки нарушается. В результате выходное звено исполнительного элемента начинает перемещаться. При изменении знака сигнала управления выходное звено будет двигаться в другую сторону. Вытесняемая из исполнительного элемента жидкость попадает через канал в сопловой головке в полость 7 усилителя и далее на слив. Для того чтобы в каналы сопловой головки вместе с жидкостью не попал воздух, насадок струйной трубки делают погруженным в жидкость.

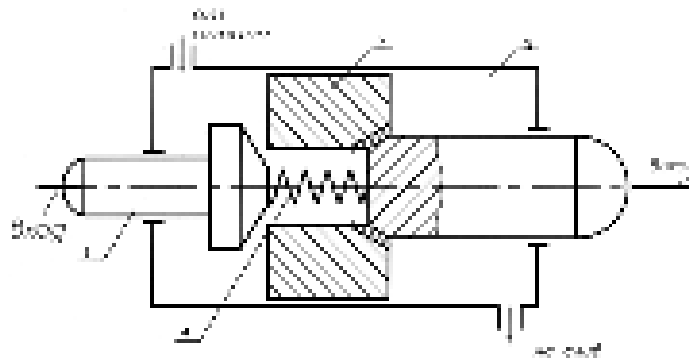
## **8.6 Сравнительный анализ типов слежения гидроусилителей**

Как следует из приведенной классификации, гидроусилители по принципу слежения бывают следящего действия по положению, по усилию и комбинированного следящего действия. Рассмотрим все типы слежения гидроусилителей применяемых в приводе управления фрикционным сцеплением (ФС) трактора.

### **8.6.1 Гидроусилитель следящего действия по положению**

Гидроусилитель, в котором каждому положению управляющего звена соответствует определенное положение исполнительного звена, принято называть *гидроусилителем следящего действия по положению*.

На рисунке 8.6 приведена принципиальная схема позиционного клапанно-золотникового гидроусилителя следящего действия по положению.



1 – управляющее звено; 2 – исполнительное звено; 3 – полость гидроусилителя; 4 – возвратная пружина.

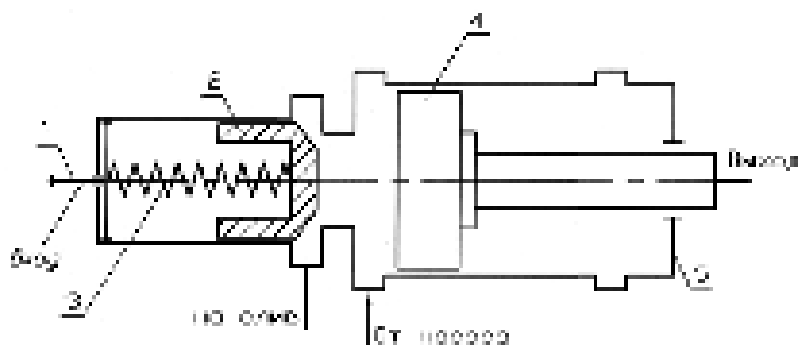
Рисунок 8.6 – Принципиальная схема гидроусилителя следящего действия по положению.

Когда управляющее звено 1 гидроусилителя находится в исходном положении рабочая жидкость сливается в бак через щель между звеньями 1 и 2. При перемещении управляющего звена 1 вправо сливная щель перекрывается, в полости гидроусилителя возрастает давление, которое воздействует на исполнительное звено 2. Под действием давления жидкости исполнительное звено перемещается и тем самым выключает ФС. Если остановить управляющее звено, то исполнительное звено, переместившись на небольшую величину, также останавливается, а ФС окажется в полувыключенном состоянии. Для дальнейшего выключения сцепления необходимо продолжить перемещение управляющего звена, давление жидкости снова возрастет и исполнительное звено придет в движение, до следующей остановки управляющего звена. В этом заключается слежение по положению. При снятии входного сигнала исполнительное звено возвращается в исходное положение под действием пружины 4, а звено 2 – пружинами ФС.

### 8.6.2 Гидроусилитель следящего действия по усилию

Гидроусилитель, в котором каждому значению усилия на управляющем звене соответствует определенное усилие на исполнительном звене, называют *гидроусилителем следящего действия по усилию*. В некоторых гидроусилителях слежение по усилию преобразуется в положение. В таких механизмах каждому значению усилия на управляющем звене соответствует определенное положение исполнительного звена.

Принципиальная схема гидроусилителя следящего действия по усилию представлена на рисунке 8.7.



1 – управляющее звено; 2 – клапан; 3 – пружина; 4 – исполнительное звено.

Рисунок 8.7 – Принципиальная схема гидросилителя следящего действия по усилию.

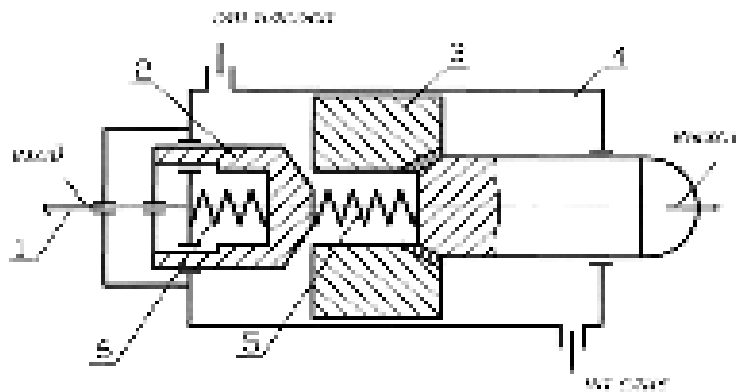
Когда управляющее звено 1 находится в исходном положении, пружина 3 имеет минимальное усилие сжатия и рабочая жидкость через клапан 2 под незначительным давлением сливается в бак. При перемещении звена 1 вправо, усилие пружины 3 увеличивается, пропорционально чему возрастает давление в полости силового цилиндра 5. Под действием давления рабочей жидкости исполнительное звено (поршень) 4 начнет перемещаться, выключая ФС. Если управляющее звено остановить, то в результате наступившего равновесия силы пружины 3, давления масла и силы сопротивления выхода исполнительное звено также остановится. Чтобы продолжить дальнейшее выключение, необходимо дополнительно переместить звено 1, при этом увеличится усилие пружины 3, что приведет к увеличению давления жидкости и усилия на поршень, под действием которого продолжается его перемещение. В этом и заключается следящее действие по усилию.

### 8.6.3 Гидросилители комбинированного следящего действия

Гидросилитель, в котором в определенной последовательности действуют оба принципа слежения называют *гидросилителем комбинированного следящего действия*.

Принципиальная схема такого усилителя приведена на рисунке 8.8.

В данном типе гидросилителя при выключении ФС используется следящее действие по положению, при котором управляющее звено 1, клапан 2 и пружина 6 перемещаются как одно целое. При замыкании тормозка, когда исполнительное звено 3 останавливается в конце выключения ФС, в гидросилителе используется следящее действие по усилию, при котором перемещение управляющего звена относительно неподвижного клапана 2 сопровождается увеличением усилия пружины 6 и как следствие – давления и усилия на исполнительное звено. Плавное нарастание давления на исполнительное звено обеспечивает плавное замыкание тормозка.



1 – управляющее звено; 2 – клапан; 3 – исполнительное звено; 4 – полость гидросилителя; 5 – возвратная пружина; 6 – пружина ГУ.

Рисунок 8.8 – Принципиальная схема гидросилителя комбинированного следящего действия.

Исследования и опыт эксплуатации показали, что гидросилитель следящего действия по положению обеспечивает оптимальную плавность включения и выключения ФС, но резкое замыкание тормозка, что приводит к повышенному его износу и даже разрушению накладок.

Гидросилитель следящего действия по усилию не обеспечивает требуемой плавности включения и выключения ФС, но обеспечивает плавное замыкание тормозка.

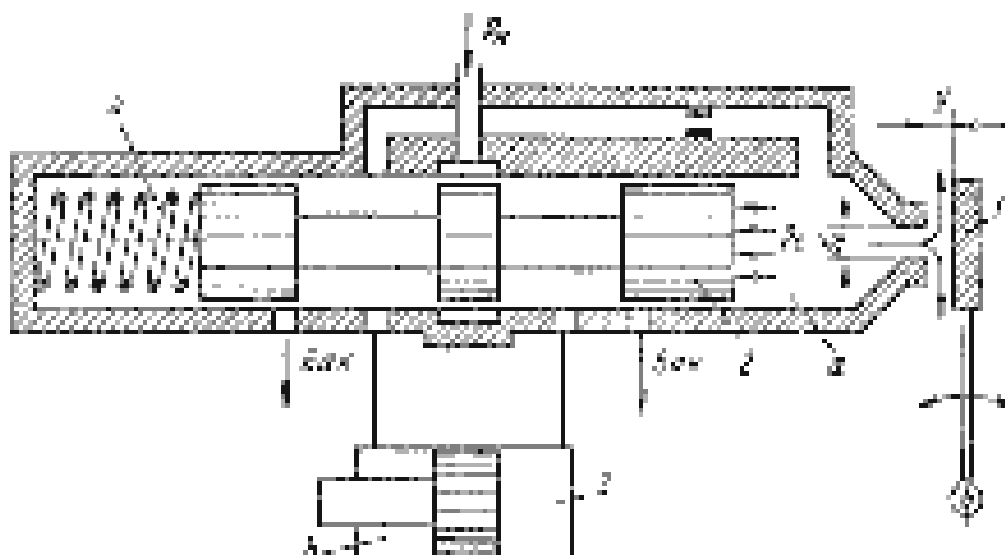
Гидросилитель комбинированного следящего действия обеспечивает плавное включение и выключение ФС и тормозка.

Из проведенного выше анализа гидросилителей следует, что для управления ФС, снабженного тормозком наиболее приемлемым является гидросилитель комбинированного следящего действия.

## 8.7 Двухкаскадные усилители

Для повышения чувствительности усилителя и обеспечения одновременно увеличения мощности выходного сигнала применяют двухкаскадные устройства, первой ступенью усиления которых является обычно усилитель типа сопло- заслонка, а второй - золотник. Принципиальная схема такого устройства показана на рисунке 8.9. Междроссельная камера а этой схемы соединена с правой полостью основного распределительного золотника, плунжер 2 которого находится в равновесии под действием усилия пружины 4 и давления жидкости в этой камере. Жидкость постоянно подводится в штоковую полость б силового цилиндра, поршень которого при одновременной подаче жидкости в противоположную полость перемещается вследствие разности площадей поршня влево, и при соединении этой полости с баком - в правую сторону.

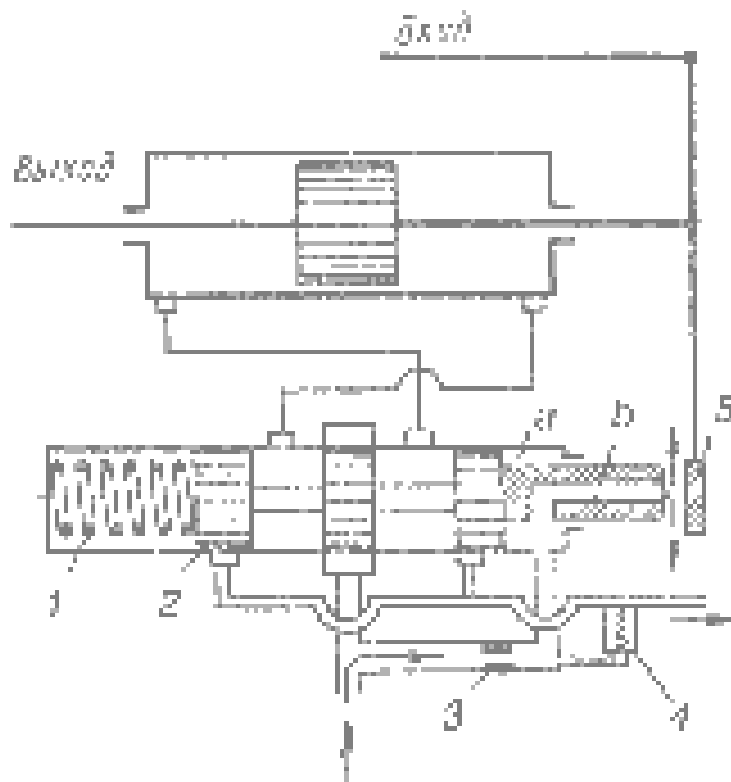




1 - заслонка; 2 - плунжер; 3 - силовой цилиндр; 4 – пружина.  
 Рисунок 8.9 – Двухкаскадный усилитель типа сопло-заслонка:

На рисунке 8.9 усилитель показан в нейтральном положении, в котором правая полость цилиндра 3 перекрыта. При смещении заслонки 1 равновесие сил, действующих на плунжер 2 золотника, нарушится, и он, смещаясь в соответствующую сторону, соединит правую полость силового цилиндра 3 либо с полостью питания (давление  $P_H$ ), либо с баком. Благодаря тому, что усилие, создаваемое давлением жидкости на плунжер 2 золотника, уравнивается пружиной 4, перемещение распределительного золотника будет пропорционально перемещению заслонки (регулируемого дросселя), в результате чего достигается приближенная пропорциональность расхода жидкости через золотник и перемещения заслонки. Следовательно, в данном случае имеет место обратная связь по давлению.

Схема применения этого распределительного устройства в следящей системе приведена на рисунке 8.10. Плунжер золотника 2 в этой схеме находится в равновесии под действием усилия пружины 1 и давления жидкости в камере а, которая соединена с линией питания через дроссель 3 и со сливом - через сверление b в штоке плунжера. Сопротивление последнего канала, а следовательно, и давление в камере а можно изменять смещением заслонки 5; при этом вследствие нарушения равновесия сил натяжения пружины и давления жидкости плунжер золотника будет следовать за заслонкой. Для повышения чувствительности давление в камере а обычно понижается с помощью клапана 4 или путем питания этой камеры от отдельного источника и, в частности, от сливной магистрали.



1 - пружина; 2 - плунжер; 3 - дроссель; 4 - клапан; 5 – заслонка.

Рисунок 8.10 – Двухступенчатая следящая система с обратной связью по давлению.

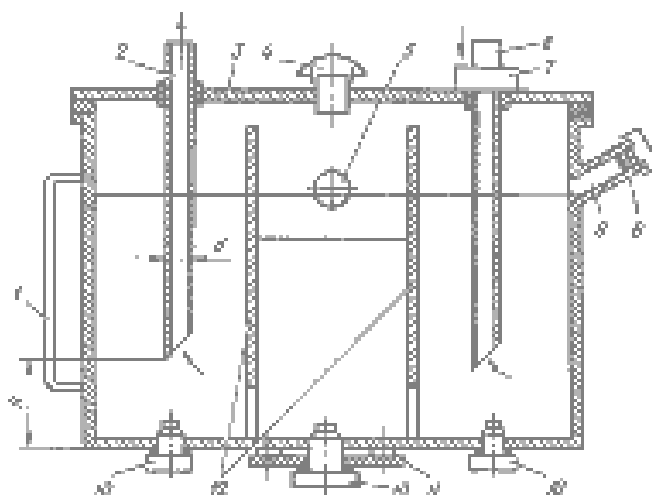
## 9 ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА ГИДРОСИСТЕМ

Вспомогательные устройства гидросистем обеспечивают надежную работу насосов, гидродвигателей, гидроаппаратуры и всей гидравлической машины в целом. К вспомогательным устройствам относятся: гидробаки и теплообменники для рабочей жидкости, фильтры, уплотнительные устройства, гидроаккумуляторы, гидравлические замки, а также элементы, которыми обеспечивается подача команд на включение и выключение исполнительных механизмов.

### 9.1 Гидравлические баки и теплообменники

**Гидравлические баки** предназначены для питания гидропривода рабочей жидкостью. Кроме того, через гидробак осуществляется теплообмен между рабочей жидкостью и окружающим пространством; в нем происходит выделение из рабочей жидкости воздуха, пеногашение и оседание механических и других примесей.

На рисунке 9.1 представлена принципиальная схема гидробака.



1 - указатель масла; 2- всасывающая труба; 3 - крышка; 4 - сапун; 5 - глазок; 6 - сливная труба; 7 - фильтр; 8 - сетчатый фильтр (ячейки 0,1 0,1 мм); 9 - заливное отверстие; 10 - магнитная пробка; 11 - крышка для слива РЖ; 12 - перегородки (успокоители)

Рисунок 9.1 – Принципиальная схема гидробака.

Гидробаки изготавливают сварными из листовой стали толщиной 1-2 мм или литыми из чугуна. Форма гидробаков чаще всего прямоугольная. Внутри гидробака имеются перегородки 12, которыми всасывающая труба отделена от сливной 6. Кроме того, перегородки удлиняют путь циркуляции рабочей жидкости, благодаря чему улучшаются условия для пеногашения и оседания на дно гидробака примесей, содержащихся в рабочей жидкости. Лучшему выделению воздуха из рабочей жидкости способствует мелкая

сетка, поставленная в гидробаке под углом. Для выравнивания уровня жидкости в гидробаке перегородки имеют отверстия на высоте 50...100 мм от дна. Заливку рабочей жидкости производят через отверстие 9 с сетчатым фильтром 8, имеющим ячейки размером не более 0,1 0,1 мм. Отверстие для заливки закрывают пробкой. Для контроля уровня рабочей жидкости в гидробаке служат указатель 1 или смотровой глазок 5.

Для выравнивания давления над поверхностью жидкости в баке с атмосферным давлением служит сапун 4. Возможны случаи, когда давление в гидробаке отличается от атмосферного (избыточное давление или вакуум).

Сливную и всасывающую трубы устанавливают на высоте  $h = (2...3) d$  от дна бака, а концы труб скашивают под углом  $45^\circ$ . При этом скос сливной трубы направлен к стенке, а всасывающей - от стенки. Такое расположение концов труб уменьшает смешивание жидкости с воздухом, взмучивание осадков и попадание примесей во всасывающую гидрولينию. В верхней части сливной трубы может быть установлен фильтр.

Дно гидробака имеет отверстие с крышкой 11 для спуска рабочей жидкости, периодической очистки и промывки гидроемкости. На дне также могут быть установлены магнитные пробки 10 для задержания металлических примесей. Крышка 3 бывает съемной. С гидробаком она соединяется через уплотнитель из маслостойкой резины.

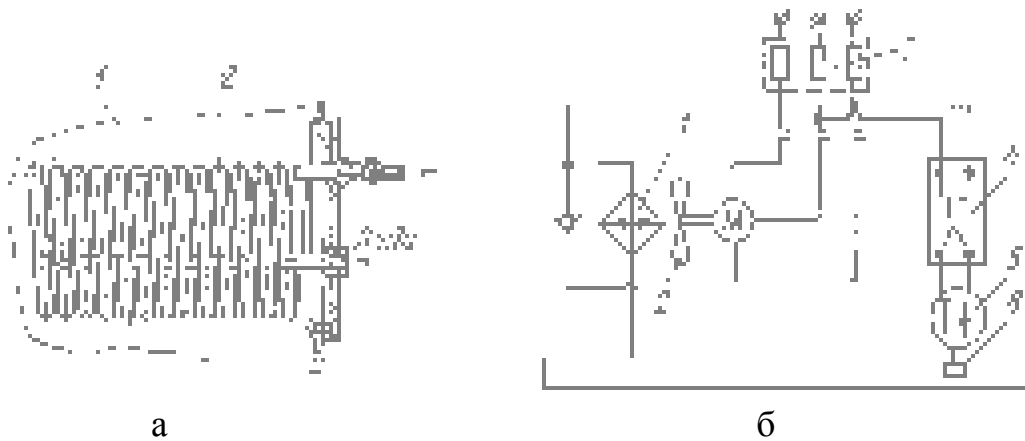
В процессе эксплуатации гидропривода температура рабочей жидкости не должна превышать  $55...60^\circ \text{C}$  и в отдельных случаях  $80^\circ \text{C}$ . Если поддержание температуры в пределах установленной не может быть обеспечено естественным охлаждением, в гидросистеме устанавливают *теплообменники*.

В гидроприводах применяют два типа теплообменников: с *водяным* и *воздушным* охлаждением.

**Теплообменники с водяным охлаждением** имеют небольшие размеры. В отличие от воздушных, они более эффективны, но требуют дополнительного оборудования для подачи охлаждающей жидкости. Конструктивно теплообменник представляет собой змеевик 2 из стальной трубы (рис.7.2, а), размещенной в гидробаке 1.

Теплообменники с водяным охлаждением целесообразно применять в гидроприводах стационарных машин, работающих в тяжелых условиях.

Принципиальная схема теплообменника, а также способ обозначения на схеме представлены на рисунке 9.2.



а - с водяным охлаждением; 1 - бак; 2 - змеевик; б - с воздушным охлаждением; 1 - радиатор; 2 - вентилятор; 3 - магнитный пускатель; 4 - реле; 5 - терморегулятор; 6 - датчик температуры

Рисунок 9.2 – Принципиальная схема и условное обозначение теплообменника на схеме.

**Теплообменники с воздушным охлаждением** выполняют по типу автомобильных радиаторов или в виде труб, оребренных для увеличения поверхности теплопередачи. Для увеличения эффективности теплопередачи поверхность теплообменника обдувается воздухом от вентилятора.

Для поддержания постоянной температуры рабочей жидкости может быть применен автоматический терморегулятор (рисунок 9.2,б). При повышении температуры рабочей жидкости реле 4 терморегулятора 5 замыкает цепь магнитного пускателя 3 электродвигателя, на валу которого установлен вентилятор 2. Поток воздуха обдувает теплообменник 1. При уменьшении температуры ниже заданного уровня электродвигатель вентилятора отключается. Терморегулятор работает от датчика температуры 6.

## 9.2 Фильтры

**Фильтры** служат для очистки рабочей жидкости от содержащихся в ней примесей. Эти примеси состоят из посторонних частиц, попадающих в гидросистему извне (через зазоры в уплотнениях, при заливке и доливке рабочей жидкости в гидробак и т.д.), из продуктов износа гидроагрегата и продуктов окисления рабочей жидкости.

Механические примеси вызывают абразивный износ и приводят к заклиниванию подвижных пар, ухудшают смазку трущихся деталей гидропривода, снижают химическую стойкость рабочей жидкости, засоряют узкие каналы в регулирующей гидроаппаратуре.

Примеси задерживаются фильтрами (рисунок 9.3), принцип работы которых основан на пропуске жидкости через фильтрующие элементы

(щелевые, сетчатые, пористые) или через силовые поля (сепараторы). В первом случае примеси задерживаются на поверхности или в глубине фильтрующих элементов, во втором рабочая жидкость проходит через искусственно создаваемое магнитное, электрическое, центробежное или гравитационное поле, где происходит оседание примесей.

Схема фильтрации рабочей жидкости приведена на рисунке 9.3.

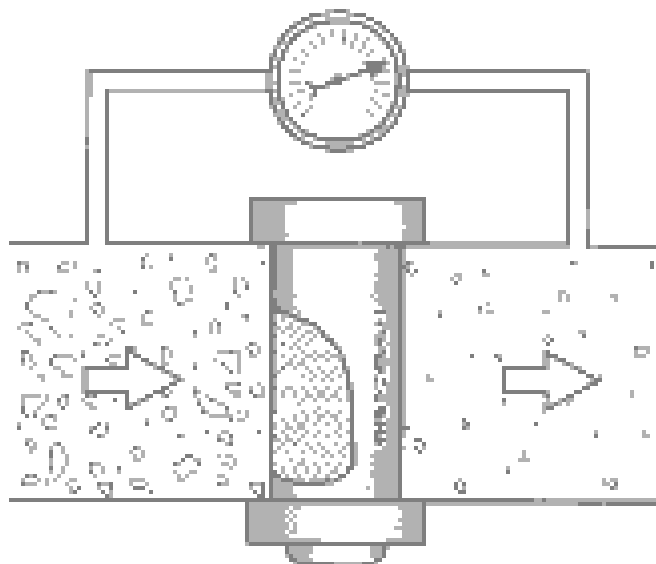


Рисунок 9.3 – Схема фильтрации рабочей жидкости.

По *тонкости очистки*, т.е. по размеру задерживаемых частиц фильтры делятся на фильтры *грубой, нормальной и тонкой* очистки.

**Фильтры грубой очистки** задерживают частицы размером до 0,1 мм (сетчатые, пластинчатые) и устанавливаются в отверстиях для заливки рабочей жидкости в гидробаки, во всасывающих и напорных гидролиниях и служат для предварительной очистки.

**Фильтры нормальной очистки** задерживают частицы от 0,1 до 0,05 мм (сетчатые, пластинчатые, магнитно-сетчатые) и устанавливаются на напорных и сливных гидролиниях.

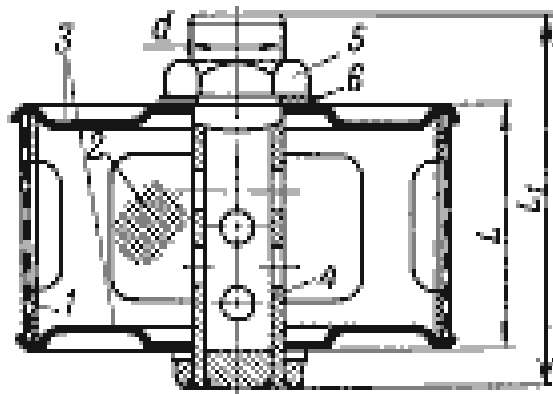
**Фильтры тонкой очистки** задерживают частицы размером менее 0,05 мм (картонные, войлочные, керамические), рассчитаны на небольшой расход и устанавливаются в ответвлениях от гидромагистралей.

В зависимости от мест установки фильтров в гидросистеме различают фильтры *высокого* и *фильтры* низкого давления. Последние можно устанавливать только на всасывающих или сливных гидролиниях.

## Конструкции фильтров

**Сетчатые фильтры** устанавливают на всасывающих и сливных гидрелиниях, а также в заливочных отверстиях гидробаков. Фильтрующим элементом является латунная сетка, размер ячеек которой определяет тонкость очистки рабочей жидкости. Сетка устанавливается в один и более слоев. Для уменьшения сопротивления фильтрующую поверхность делают как можно большей.

Принципиальная схема сетчатого фильтра приведена на рисунке 9.4.



1 - корпус; 2 - сетка; 3 - диски; 4 - перфорированная трубка; 5 - гайка; 6 - прокладки.

Рисунок 9.4 – Принципиальная схема сетчатого фильтра.

Фильтр состоит из корпуса 1 с отверстиями для пропуска рабочей жидкости и обтянутого двумя слоями сетки 2. Торцевые поверхности фильтра закрыты двумя дисками 3. Через центральные отверстия дисков проходит стальная перфорированная труба 4, соединяемая с всасывающей трубой насосной установки.

**Проволочные фильтры** имеют аналогичную конструкцию. Они состоят из трубы с большим количеством радиальных отверстий или пазов, на наружной поверхности которой навивается калибровочная проволока круглого или трапециевидного сечения. Зазор между рядами проволок определяет тонкость фильтрации рабочей жидкости (до 0,05 мм). Недостаток сетчатых и проволочных фильтров - трудность очистки фильтрующих элементов от скопившихся на их поверхности загрязнений.

**Пластинчатые (щелевые) фильтры** устанавливают на напорных и сливных гидрелиниях гидросистем. Пластинчатый фильтр типа Г41 (рисунок 9.5) состоит из корпуса 1, крышки 2 и оси 3, на которой закреплен пакет фильтрующих элементов. Крышка, имеющая отверстия для подвода и отвода жидкости, крепится к корпусу болтами, а стык между ними уплотняется резиновым кольцом 4. Пакет фильтрующих элементов состоит из набора основных 5 и промежуточных пластин 6. Жидкость поступает в корпус

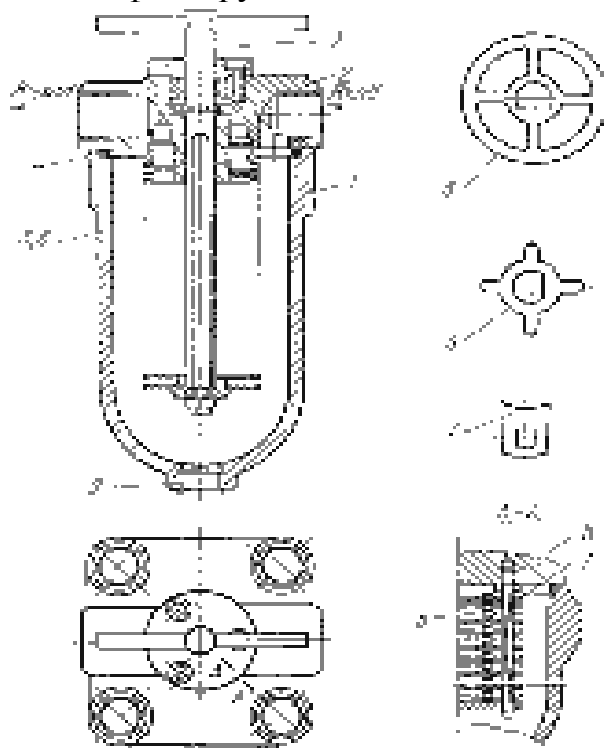
фильтра и через щели между основными и промежуточными пластинами попадает во внутреннюю полость фильтра, образованную вырезами в основных пластинах. При протекании жидкости через щели содержащиеся в ней механические примеси задерживаются. Тонкость очистки зависит от толщины промежуточных пластин. В процессе эксплуатации фильтра щели засоряются. Для очистки служат скребки 7, укрепленные на шпильке 8. При повороте рукояткой оси 3 скребки, помещенные между основными и промежуточными пластинами, очищают слой загрязнений на входе в щели. При скапливании загрязнений на дне корпуса производится их удаление через отверстие в нижней части корпуса 9. Такой сравнительно простой способ очистки является достоинством пластинчатых фильтров.

*Пластинчатые* фильтры Г41 выпускают на расход до 70 л/мин при перепаде давлений 0,1 и 0,2 МПа. В зависимости от типоразмера фильтров наименьший размер задерживаемых частиц составляет 0,08, 0,12 и 0,2 мм.

*Сетчатые, проволочные и щелевые* фильтры имеют небольшое сопротивление при протекании через них рабочей жидкости, но тонкость их очистки невелика.

Для улучшения очистки рабочей жидкости применяют фильтры *тонкой* очистки, которые имеют большое сопротивление и рассчитаны на небольшие расходы. Их устанавливают на ответвлениях от гидромагистралей. Во избежание быстрого засорения перед фильтрами тонкой очистки устанавливают фильтры грубой очистки.

В фильтрах *тонкой очистки* используют *тканевые, картонные, войлочные и керамические* фильтрующие элементы.



1 - корпус; 2 - крышка; 3 - ось; 4 - резиновое кольцо; 5 - основные пластины; 6 - промежуточные пластины; 7 - скребки; 8 - шпилька; 9 - пробка.

Рисунок 9.5 – Пластинчатый фильтр типа Г41.



**Фильтры с картонными и тканевыми элементами** задерживают за один проход значительную (до 75%) часть твердых включений размером более 4-5 мкм. Схема такого фильтра с комбинированным элементом, состоящим из элементов тонкой 2 и грубой 1 очистки, представлена на рисунке 9.6. До открытия перепускного клапана 3 жидкость последовательно проходит через оба элемента (рисунок 9.6, а). При засорении элемента тонкой очистки открывается перепускной клапан 3, и жидкость через элемент грубой очистки поступает к выходному штуцеру, минуя элемент тонкой очистки (рисунок 9.6, б).

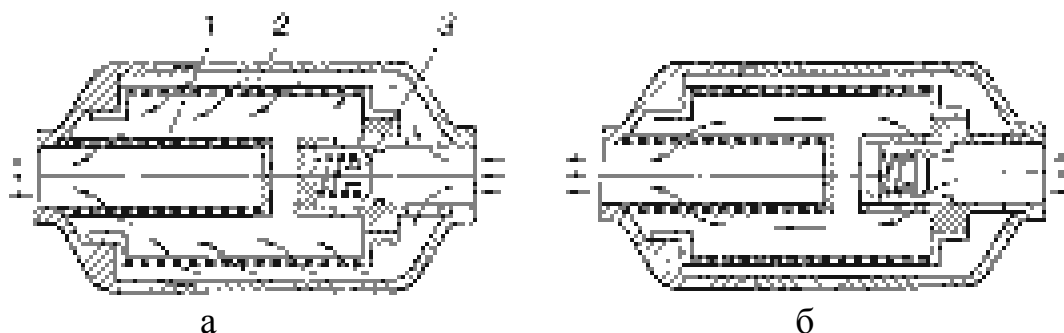


Рисунок 9.6 – Принципиальная схема комбинированного фильтра из элементов грубой и тонкой очистки.

Бумажный элемент обычно выполняется в виде цилиндра, стенки которого для увеличения фильтрующей поверхности собирают в складки той или иной формы (рисунок 9.7).

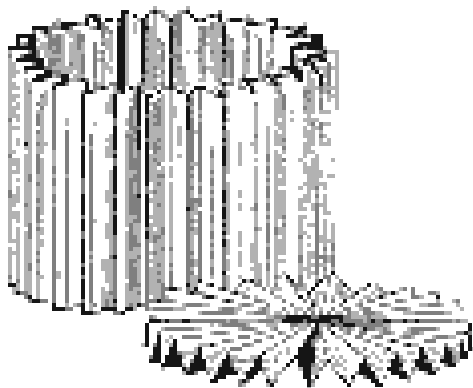


Рисунок 9.7 – Бумажный фильтроэлемент

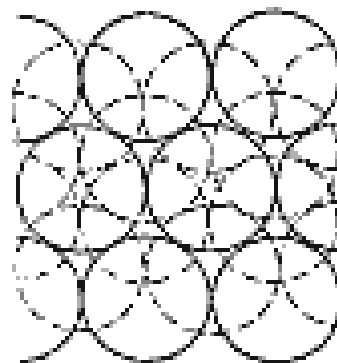


Рисунок 9.8 – Структура фильтроматериала из спеченных шариков

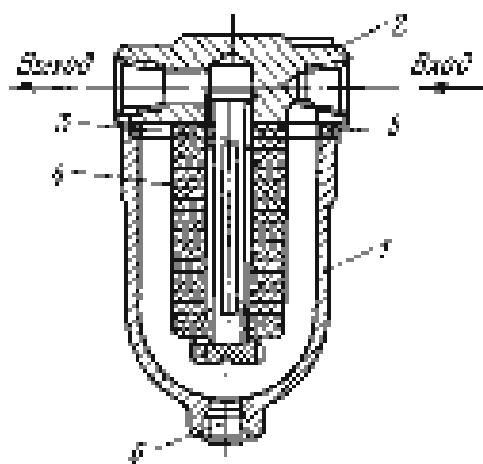
**Войлочные и металлокерамические фильтры** относятся к фильтрам тонкой очистки. Их также называют глубинными, поскольку жидкость проходит через толщу пористого материала (наполнителя). Они имеют более высокую грязеемкость и сравнительно большой срок службы.

Широко распространены фильтры глубинного типа с наполнителями из пористых металлов и керамики, получаемые путем спекания металлических и неметаллических порошков. Схема пористой структуры металлокерамического фильтроматериала представлена на рисунке 9.8. Жидкость очищается, протекая по длинным и извилистым каналам между шариками.

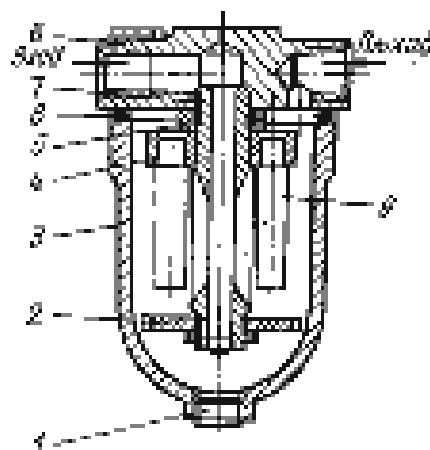
**Войлочные фильтры** (рисунок 9.9) состоят из корпуса 1, крышки 2 с отверстиями для подвода и отвода рабочей жидкости, перфорированной трубы 3 с закрепленными на ней фильтрующими элементами в виде войлочных колец 4.

**Сепараторы** имеют неограниченную пропускную способность при малом сопротивлении. Принцип их работы основан на пропуске рабочей жидкости через силовые поля, которые задерживают примеси. В качестве примера на рисунке 9.10 приведена конструкция магнитного фильтра С43-3, предназначенного для улавливания ферромагнитных примесей. Фильтр состоит из корпуса 3, крышки 8 с ввернутой в нее латунной трубой 7 и магнитного уловителя. Уловитель включает круглую шайбу 4 с шестью отверстиями, в которые запрессованы постоянные магниты 9. От крышки фильтра магниты изолированы фибровой прокладкой 5. В нижней части трубы укреплена латунная шайба 2, предназначенная для экранирования магнитного поля, создаваемого постоянными магнитами, и исключения его замыкания на корпус фильтра.

Содержащиеся в жидкости ферромагнитные примеси задерживаются на поверхности магнитов, а по мере необходимости удаляются из корпуса через отверстие, закрываемое пробкой 1.



1 - корпус; 2 - крышка; 3 – перфорированная труба; 4 - фильтрующие элементы  
Рисунок 9.9 – Войлочный фильтр типа Г43.



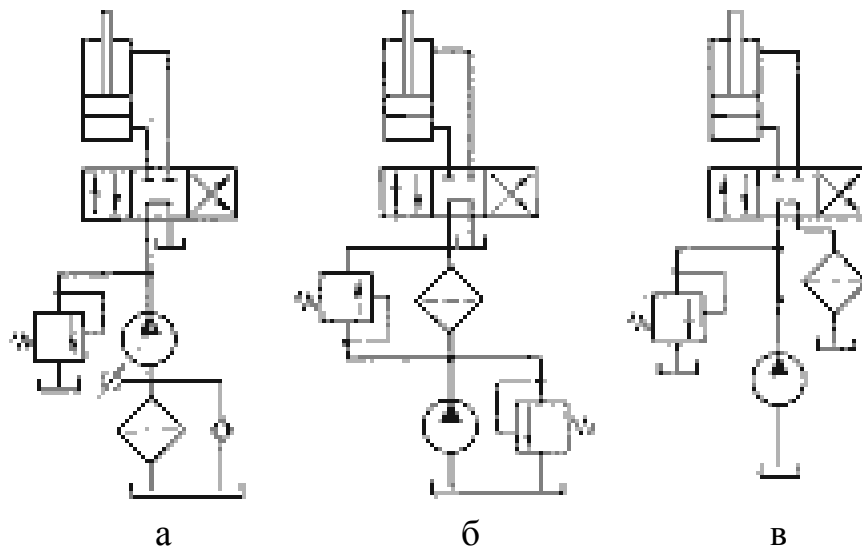
1 - пробка; 2 - латунная шайба; 3 - корпус; 4 - шайба; 5 - прокладка; 6 - уплотнение; 7 - латунная труба; 8 - крышка; 9 - магниты  
Рисунок 9.10 – Магнитный фильтр типа С43-3.

## Установка фильтров в гидросистему

При выборе схемы установки необходимо учесть многие *факторы*:

- источник загрязнений;
- чувствительность элементов гидропривода к загрязнениям;
- режим работы машины;
- рабочее давление;
- регулярность и нерегулярность обслуживания;
- тип рабочей жидкости;- условия эксплуатации.

Схема установки фильтров на всасывающей, напорной и сливной гидролиниях приведена на рисунке 9.11.



а - на всасывающей гидролинии; б - в напорной гидролинии;  
в - в сливной гидролинии

Рисунок 9. 11 – Схемы включения фильтров.

**Установка фильтров на всасывающей гидролинии** обеспечивает защиту всех элементов гидросистемы. Недостатки: ухудшатся всасывающая способность насосов и возможно появление кавитации. Дополнительно устанавливают индикатор, выключающий привод насоса совместно с обратным клапаном, включающимся в работу при недопустимом засорении (рисунок 9.11, а).

**Установка фильтров в напорной гидролинии** обеспечивает защиту всех элементов, кроме насоса. Засорение может вызвать разрушение фильтрующих элементов. Для этого устанавливают предохранительные клапаны (рисунок 9.11, б).

**Установка фильтров на сливной гидролинии** наиболее распространена, так как фильтры не испытывают высокого давления, не создают дополнительного сопротивления на всасывающей и напорной гидролинии и задерживают все механические примеси, содержащиеся в рабочей жидкости, возвращающейся в гидробак. Недостаток такой схемы заключается в создании подпора в сливной гидролинии, что не всегда является желательным (рисунок 9.11, в).

**Установка на ответвлениях** не обеспечивает полной защиты, но уменьшает общую загрязненность рабочей жидкости. Монтируется как дополнительная очистка к основной очистке. Наиболее выгодна схема установки фильтра тонкой очистки в ответвлениях от сливной гидролинии.

При установке фильтров в гидролинию с реверсивными потоками рабочей жидкости обратные клапаны обеспечивают пропуск жидкости через фильтр только в одном направлении (рисунок 9.12). Контроль за работой фильтров осуществляется по манометрам. Увеличение перепада давлений свидетельствует о засоренности фильтра и, следовательно, о необходимости замены или промывки фильтрующих элементов.

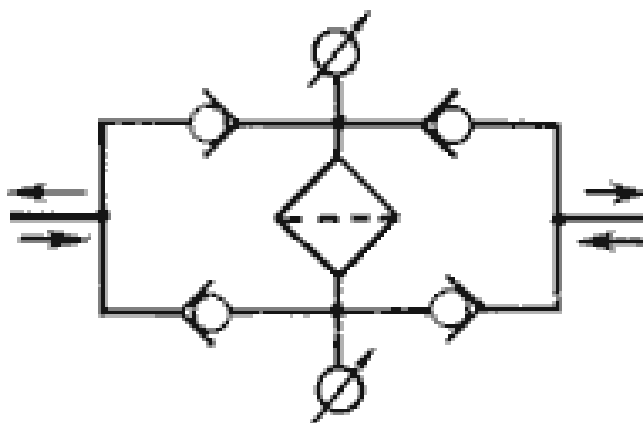


Рисунок 9. 12 – Схема включения фильтра на участке с реверсивным движением потока жидкости.

### 9.3 Уплотнительные устройства

**Назначение уплотнительных устройств** - устранение утечек и перетечек рабочей жидкости через зазоры между сопрягаемыми деталями элементов гидропривода, вызванных перепадом давлений.

**Требования, предъявляемые к уплотнительным устройствам:**

- износостойкость;
- совместимость с конструкционными материалами и рабочей жидкостью;

- устойчивость к температурным колебаниям;
- удобность монтажа-демонтажа; невысокая стоимость.

Уплотнительные устройства делятся на две группы:

**1) уплотнения неподвижных соединений**, которые должны обеспечивать абсолютную герметичность при всех режимах работы гидропривода;

**2) уплотнения подвижных соединений**, допускающие возможность регламентированных утечек и перетечек рабочей жидкости.

Уплотнение считается герметичным, если после длительной выдержки под давлением (для неподвижных соединений) или после установленного числа перемещений (для подвижных соединений) утечки рабочей жидкости не превышают предельно допустимые.

### **1) Уплотнение неподвижных соединений.**

В неразъемных соединениях герметичность достигается *пайкой* и *сваркой* деталей.

В разъемных соединениях утечки устраняются несколькими способами: путем деформации уплотняемых поверхностей внешней силой; взаимной приработкой уплотняемых поверхностей; заполнением микронеровностей на уплотняемых поверхностях различными заполнителями (прокладки из картона, кожи, резины и т.д.). При этом при всех способах между соединяемыми деталями должно быть создано контактное давление (путем затяжки крепежными элементами), превышающее максимальное рабочее давление.

Некоторые способы уплотнения неподвижных соединений мягкими прокладками и кольцами представлены на рисунке 9.13.

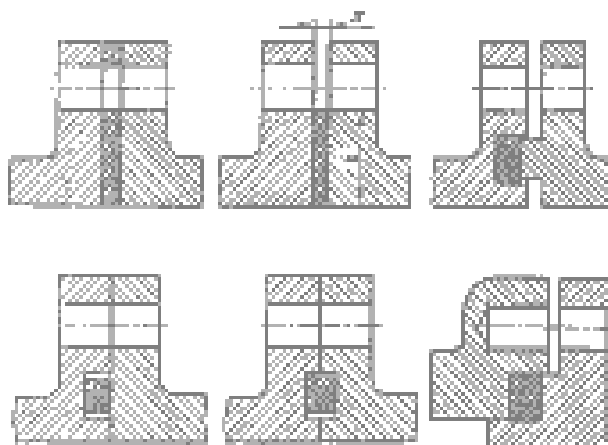


Рисунок 9.13 – Герметизация неподвижных соединений

Для изготовления прокладок применяют различные неметаллические и металлические эластичные материалы, способные компенсировать при затяжке соединения неровности и другие дефекты поверхностей уплотняемой пары.

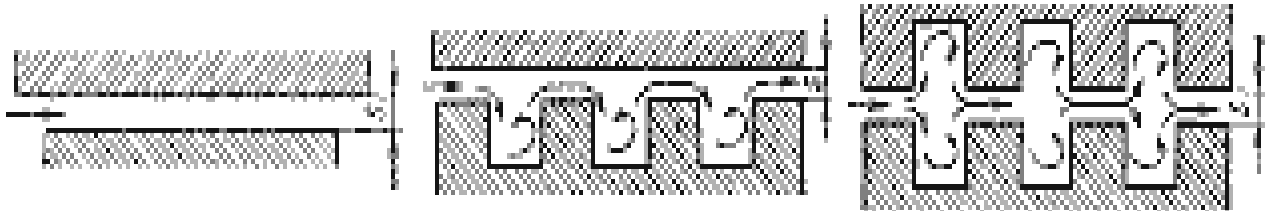
## 2) Уплотнение подвижных соединений.

Уплотнение может быть *бесконтактным* (щелевым) или *контактным* (выполненным при помощи различных уплотнителей).

**Щелевое уплотнение** (рисунок 9.14, а) распространено во многих гидроагрегатах (насосы, распределители и т.д.). Снижение утечек достигается за счет уменьшения зазора  $s$  между подвижными деталями. Утечки неизбежны и заранее определяются для цилиндрических деталей по формуле:

$$Q_{\text{щ}} = \mu \left( \frac{d s^3}{12 l} \pm \frac{v}{2} \right) \quad (9.1)$$

где  $d$  - диаметр уплотняемого соединения;  
 $s$  - зазор между деталями соединения;  
 $l$  - длина уплотнения;  
 $v$  - относительная скорость перемещения деталей;  
 $\mu$  - динамический коэффициент вязкости жидкости.



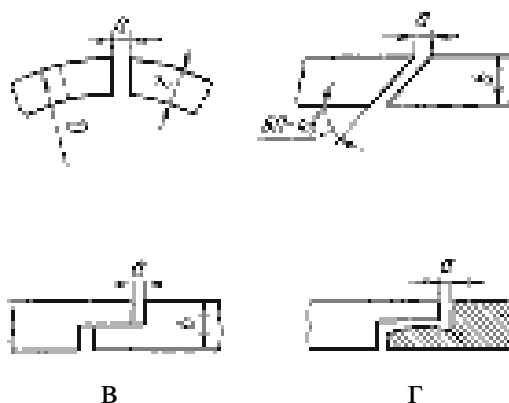
а - щелевого; б, в - лабиринтного  
 Рисунок 9.14 – Схемы уплотнений.

Для повышения сопротивления щели при высоких  $Re$ , соответствующих турбулентному режиму течения на одной (рисунок 9.14, б) или обеих (рисунок 9.14, в) поверхностях, образующих щель, выполняют лабиринтные канавки, которые вследствие чередующегося изменения сечения щели повышают ее сопротивление.

*Недостаток щелевого уплотнения* - высокая стоимость изготовления сопрягаемых деталей и возможность облитерации щели.

**Контактные уплотнения** выполняются при помощи *металлических и резиновых колец, набивочных уплотнений и манжет*.

**Уплотнение металлическими кольцами** - одно из самых простых и долговечных уплотнений. Материал колец - серый чугун, бронза, текстолит, графит и металлографитовая масса. Стыки колец (рисунок 9.15) могут быть прямыми (при  $P \leq 5$  МПа), косыми (при  $P \leq 20$  МПа) и ступенчатыми (при  $P > 20$  МПа). В ступенчатом замке (рисунок 9.15, г) часто одну из сопряженных поверхностей выполняют плоской, а вторую - несколько выпуклой, благодаря чему повышается удельное давление в стыке колец, способствующее повышению герметичности. Форма поперечного сечения прямоугольная. Число колец в уплотнении колеблется от 2 до 9, в зависимости от перепада давлений. Расстояние между кольцами на качество уплотнения не влияет.



а - прямой; б - косой; в, г - ступенчатый

Рисунок 9.15 – Типы стыковых замков металлических колец.

К недостаткам уплотнения металлическими кольцами относится: необходимость точного изготовления деталей соединения, т.к. кольца не компенсируют микронеровности, овальность, конусность и т.п. Уплотнение из колец создает дополнительную силу трения. Уплотнение не является абсолютно герметичным и определяется как и при щелевом уплотнении.

**Уплотнение резиновыми кольцами** является простым, компактным и достаточно надежным. Уплотнение применяется при неподвижных (при  $P \leq 30$  МПа) и подвижных соединениях (при  $P \leq 20$  МПа). Диапазон температур - 50...+100 С. Герметичность достигается за счет монтажного сжатия резины и ее плотного прилегания к поверхности деталей (рисунок 9.16). Материал - маслостойкая резина. Форма поперечного сечения круглая (предпочтительно) или прямоугольная (может скручиваться и вдавливаясь в зазор). При уплотнении резиновыми кольцами утечки практически отсутствуют. На рисунке 9.16 показана схема уплотнений резиновым кольцом круглого сечения. Размеры колец и канавок подбирают таким образом, чтобы при монтаже кольца в канавке (при нулевом обжатии) был сохранен боковой зазор  $(a - d) = 0,2 \dots 0,25$  мм (рисунок 9.16, а). При монтажном сжатии кольцо поджимается на величину  $k = d - b$  (рисунок 9.16, б). Таким предварительным сжатием кольца создается герметичность соединений при нулевом и малом давлении жидкости. При наличии же давления кольцо под его действием

деформируясь у внешней стороны канавки, создает плотный контакт с уплотняемыми поверхностями (рисунок 9.16, в).

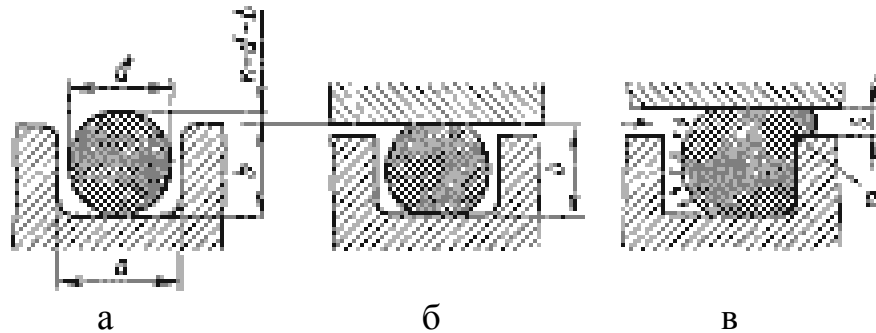
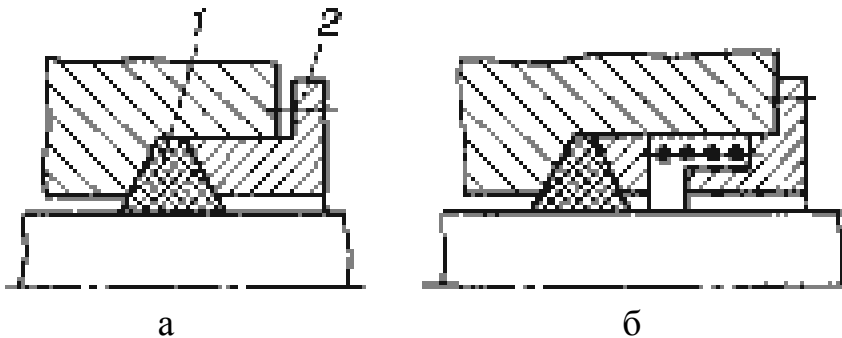


Рисунок 9.16 – Схемы уплотнений резиновым кольцом круглого сечения.

**Набивочные уплотнения** (рисунок 9.17) применяют в гидравлических прессах, гидроцилиндрах, насосах и некоторой гидроаппаратуре. Материал - мягкие (хлопчато-бумажные, пеньковые, асбестовые) набивки пропитанные коллоидным графитом, церезином, суспензией фторопласта или жиром, и твердые (металлические, пластмассовые) набивки. При сдавливании набивки 1 нажимной буксой 2 набивочный материал течет в радиальном направлении, образуя плотный контакт между камерой сальника и набивкой с одной стороны и подвижной деталью (штоком или валом) - с другой. Для компенсации износа набивочные сальники требуют периодической подтяжки. Сдавливание набивки происходит при помощи болтов (рисунок 9.17, а) или пружины (рисунок 9.17, б).



а - болтами; б - пружиной

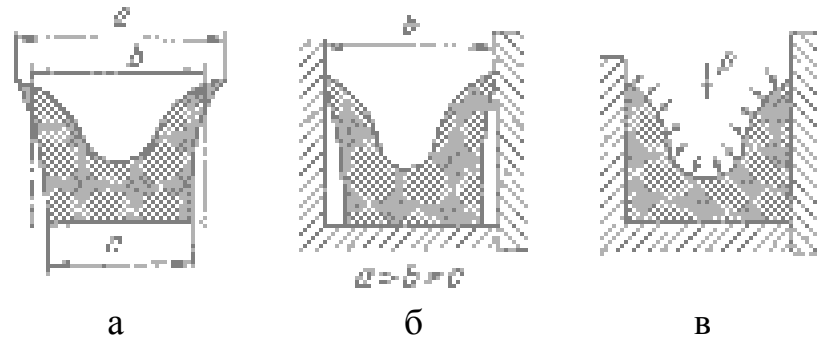
Рисунок 9.17 – Герметизация набивками и сдавливание набивки.

Набивочные уплотнения используют при небольших давлениях (при  $P \leq 5$  МПа). Срок службы мягких набивок до 800 часов.

**Манжетное уплотнение** применяют при  $P$  до 50 МПа, скоростях перемещения уплотняемых деталей до 20 м/с. Диапазон температур - 50...+100 °С. Манжеты имеют шевронную и V-образную форму. Герметичность обеспечивается за счет деформации при монтаже и от



давления рабочей жидкости (рисунок 9.18). Количество манжет зависит от диаметра и давления.

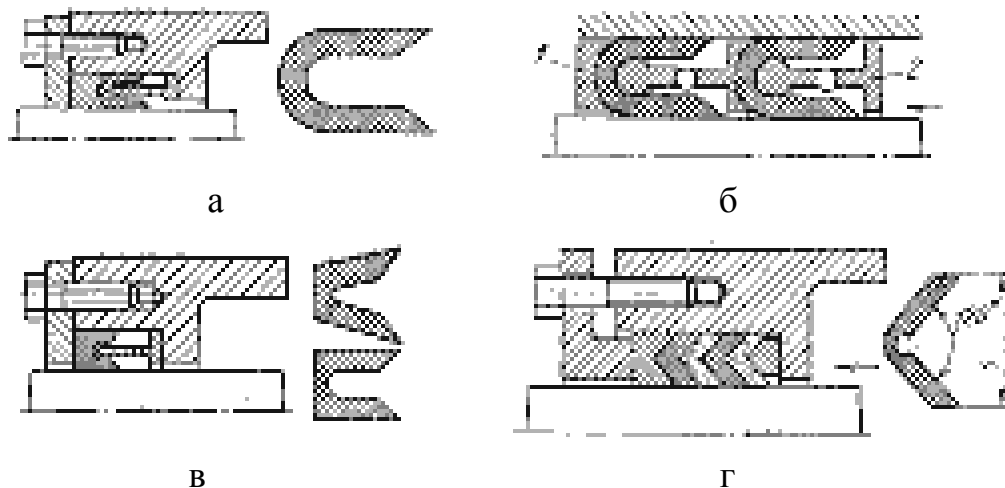


а - манжета до монтажа; б - манжета в смонтированном виде без давления жидкости; в - манжета под давлением

Рисунок 9.18 – Схема действия манжетного уплотнения.

Наиболее распространены *U образные* (рисунок 9.19, а, в) и *V образные* (шевронные) манжеты (рисунок 9.19, г). Для уплотнения при давлении рабочей среды до 35 МПа применяют U образные манжеты и при давлении до 50 МПа и выше - шевронные. Для сохранения формы манжету помещают при монтаже уплотнительного пакета между фасонными опорными 1 и распорными 2 кольцами (манжетодержателями) из металла или текстолита (рисунок 9.19, б).

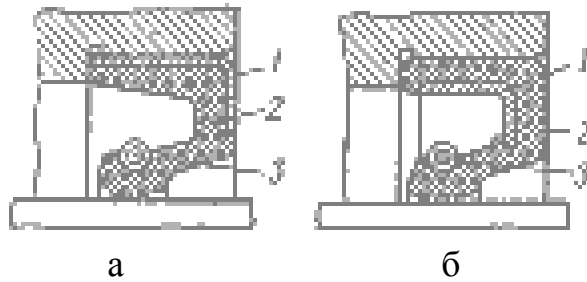
Типовые формы и способ монтажа манжет представлен на рисунке 9.19.



а, в - U-образные; г – шевронные; б - монтаж манжет

Рисунок 9.19 – Типовые формы манжет и способ монтажа:

Уплотнение (герметизация) вращающихся валов осуществляется при помощи *армированных* манжет (рисунок 9.20), состоящих из металлического каркаса 1, манжеты 2 и спиральной пружины 3, обеспечивающей дополнительное прижатие манжеты к валу.



а - с наружным каркасом; б - с внутренним каркасом;  
 1 - металлический каркас; 2 - манжета; 3 - пружина

Рисунок 9.20 – Схема манжеты для уплотнения вращающихся валов:

При выборе *типа* и *материала* уплотнений учитывают:

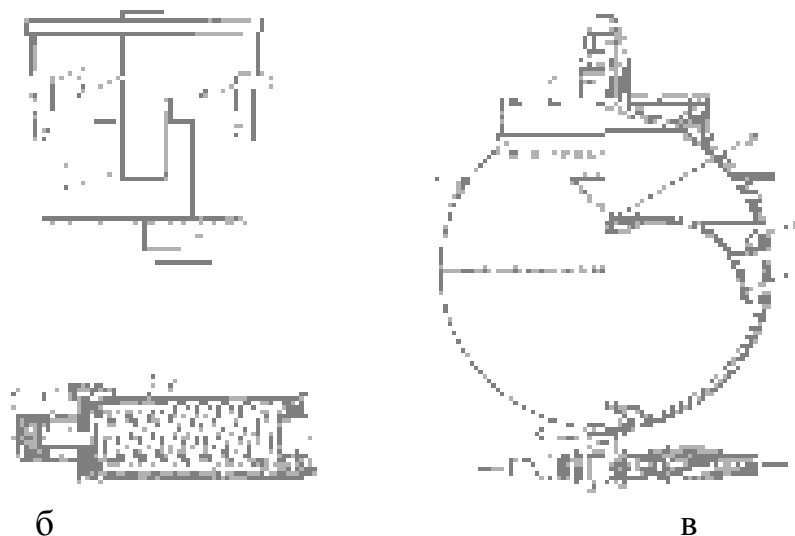
- давление в гидросистеме;
- диапазон рабочих температур;
- характер движения соединяемых деталей;
- скорость движения;
- тип рабочей жидкости.

#### 9.4 Гидравлические аккумуляторы

**Гидравлическим аккумулятором** называется гидроемкость, предназначенная для аккумулирования энергии рабочей жидкости, находящейся под давлением, с целью последующего использования этой энергии в гидроприводе.

В зависимости от носителя потенциальной энергии гидроаккумуляторы подразделяют на *грузовые*, *пружинные* и *пневматические*.

Принципиальные схемы гидроаккумуляторов приведены на рисунке 9.21.



а - грузовой; б - пружинный; в - пневмогидравлический с упругим разделителем

Рисунок 9.21 – Принципиальные схемы гидроаккумуляторов.

**Грузовой аккумулятор** (рисунок 9.21, а) состоит из цилиндра 1, плунжера 2 и груза 3 весом  $2G$ . При зарядке плунжер поднимается (происходит увеличение потенциальной энергии), при разрядке - опускается. Давление разрядки постоянно, но громоздкость ограничивает их применение.

**Пружинный аккумулятор** (рисунок 9.21, б) состоит из цилиндра 2, поршня 1, пружины 3, помещенной в корпусе 4. Зарядка и разрядка происходит через отверстие 5. Они компактны, но есть недостаток - неравномерность давления в начале и в конце цикла разрядки, малый полезный объем.

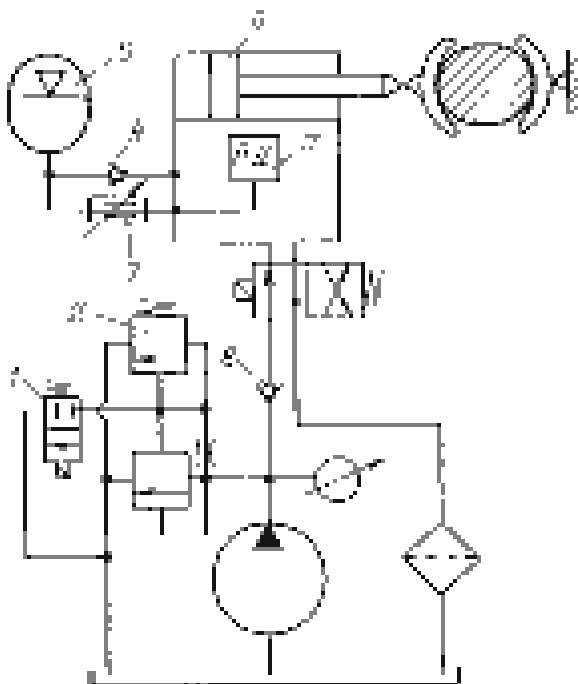
**Пневмогидравлический аккумулятор** (рисунок 9.21, в) с упругим разделителем состоит из баллона 1 и эластичной диафрагмы 2, закрепленной в верхней части аккумулятора. Зарядку газом производят через отверстие 4, а рабочей жидкостью через отверстие 3. Верхняя часть заполняется газом до начального давления  $P_H$ , соответствующего минимальному рабочему  $P_{min}$  в гидросистеме. Рабочая жидкость заполняет нижнюю часть до давления  $P_{max}$ , равного максимальному давлению в гидросистеме. Газ сжимается также до давления  $P_{max}$ . Когда давление в гидросистеме станет меньше  $P_{max}$ , рабочая жидкость вытесняется из гидроаккумулятора. Кольцо 5 предохраняет диафрагму от продавливания и повреждения. Достоинства: не требует частой подзарядки газом; безынерционен; пригоден к эксплуатации после длительного перерыва в работе и устанавливается в любом положении.

#### **Функции гидроаккумуляторов:**

- поддерживают на заданном уровне давление;
- компенсируют утечки;
- сглаживают пульсацию давления, создаваемую насосами;
- выполняют функцию демпфера;
- предохраняют систему от забросов давления вызванных наездом машин на дорожные препятствия;
- используются для достижения большей скорости холостого хода при совместной работе с насосами.

В схеме на рисунке 9.22 гидроаккумулятор 5 выполняет функцию компенсатора утечек и поддерживает постоянным давление в гидроприводе машины для удержания груза. При наложении грузозахватного органа на груз насос клапаном 2 разгружен, а требуемое давление в рабочей полости гидроцилиндра 6 поддерживается гидроаккумулятором. Обратный клапан 8 в этой схеме блокирует аккумулятор от линии слива при разгруженном насосе. Распределитель 1 управления клапаном 2 включается от реле давления 7, которое настраивают на рабочее давление. Дроссель 3 служит для регулирования расхода при разрядке аккумулятора. Зарядка аккумулятора происходит через обратный клапан 4 в конце сжатия груза.

По сравнению с безаккумуляторным рассмотренный гидропривод имеет меньшие габарит, массу и может быть более экономичным, так как потребляемая насосом мощность будет меньше за счет уменьшения времени работы насоса под нагрузкой.



1 – распределитель; 2 – предохранительный клапан непрямого действия; 3 – дроссель; 4, 8 – обратный клапан; 5 – гидроаккумулятор; 6 – гидроцилиндр; 7 – реле давления

Рисунок 9.22 – Схема включения гидроаккумулятора для компенсации утечек.

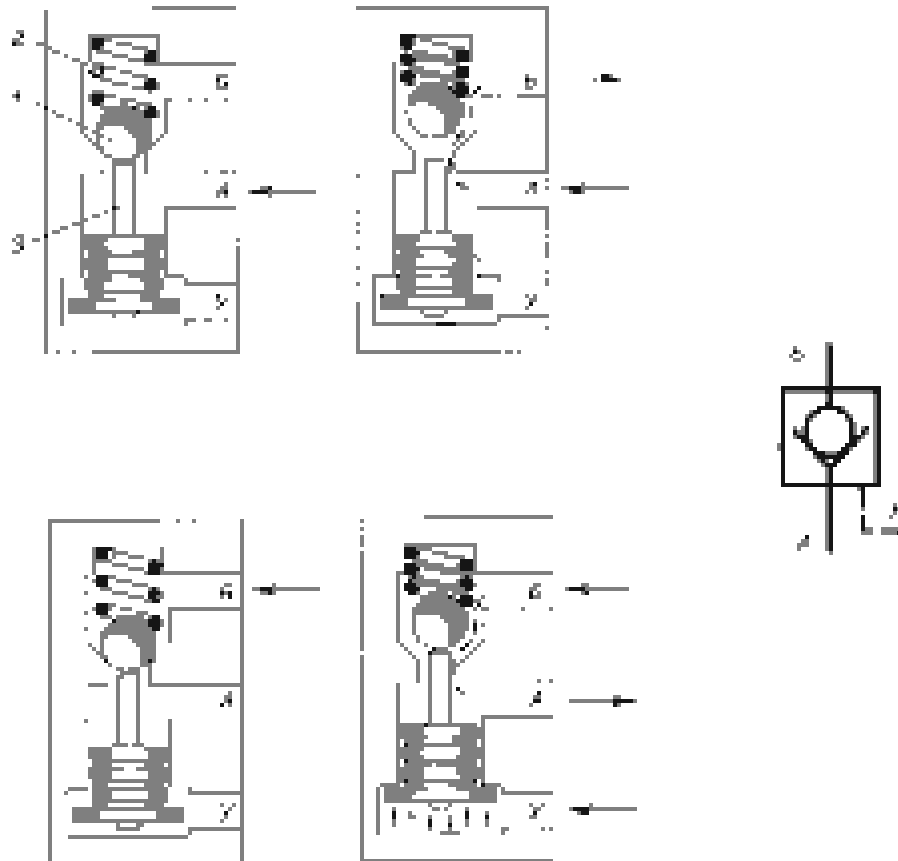
## 9.6 Гидрозамки

**Гидрозамком** называется направляющий гидроаппарат, предназначенный для пропускания потока рабочей жидкости в одном направлении при отсутствии управляющего воздействия, а при наличии управляющего воздействия – в обоих направлениях.

По числу запорно-регулирующих элементов гидрозамки могут быть *одно-* и *двухсторонними*.

**Односторонний гидрозамок** (рисунок 9.23) имеет толкатель 3, запорно-регулирующий элемент 1 и нерегулируемую пружину 2, которые образуют подобие обратного клапана. У одностороннего гидрозамка выполнено три подвода, соединенные с тремя полостями гидрозамка *A*, *B* и *У*. При подаче рабочей жидкости под давлением в полость *A* (рисунок 9.23, а), открывается запорно-регулирующий элемент 1, и жидкость начинает свободно проходить в полость *B* (рисунок 9.23, б). Управляющее воздействие

отсутствует, т.е. в полость *У* давление жидкости не подается. При подводе рабочей жидкости к полости *Б* клапан закрыт (рисунок 9.23, в). Однако, если одновременно с этим подвести жидкость к полости *У* (подать управляющее воздействие), то толкатель *3* перемещаясь вверх откроет запорно-регулирующий элемент. В этом случае жидкость будет свободно проходить из полости *Б* в полость *А* (рисунок 9.23, г), пока будет присутствовать управляющее воздействие в полости *У*.



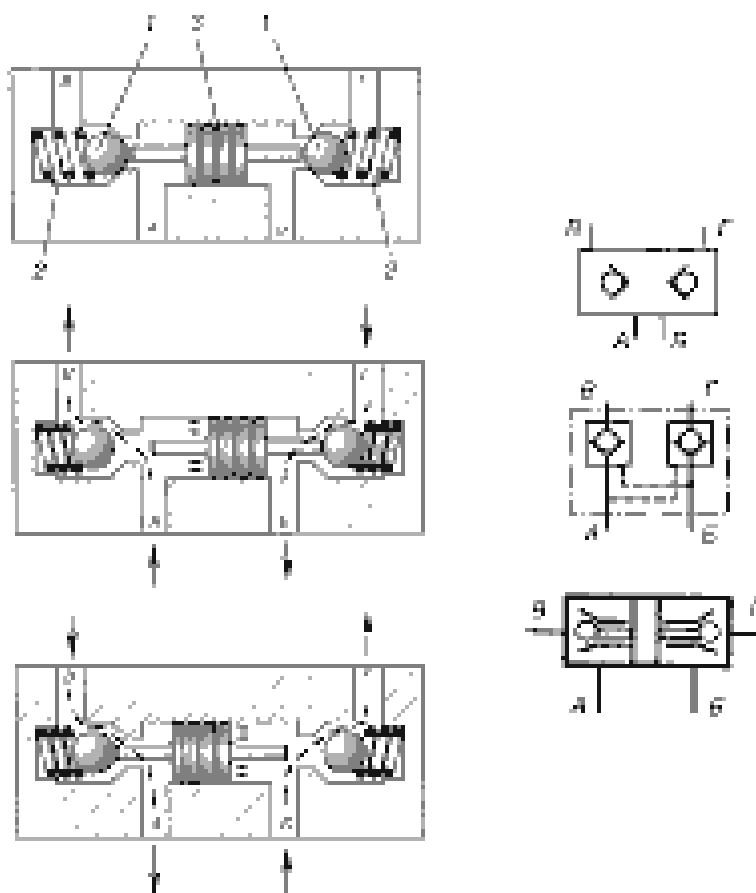
а – подача рабочей жидкости к полости *А*; б – течение жидкости из полости *А* в полость *Б*; в – подача рабочей жидкости в полость *Б*; г – течение жидкости из полости *Б* в полость *А* при наличии управляющего воздействия; д – условное обозначение одностороннего гидрозамка

Рисунок 9.23 – Схема одностороннего гидрозамка:

Односторонние гидрозамки применяются для блокировки движения выходного звена гидродвигателя в одном направлении. Для блокировки выходного звена в двух направлениях применяются двухсторонние гидрозамки.

**Двухсторонний гидрозамок** (рисунок 9.24) имеет в своем корпусе два запорно-регулирующих элемента *1*, две нерегулируемые пружины *2*, а между ними плавающий толкатель *3* (рисунок 9.24, а). При подводе рабочей жидкости под давлением к каналу *А* открывается запорно-регулирующий элемент *1*, и жидкость свободно поступает в канал *В* и далее к

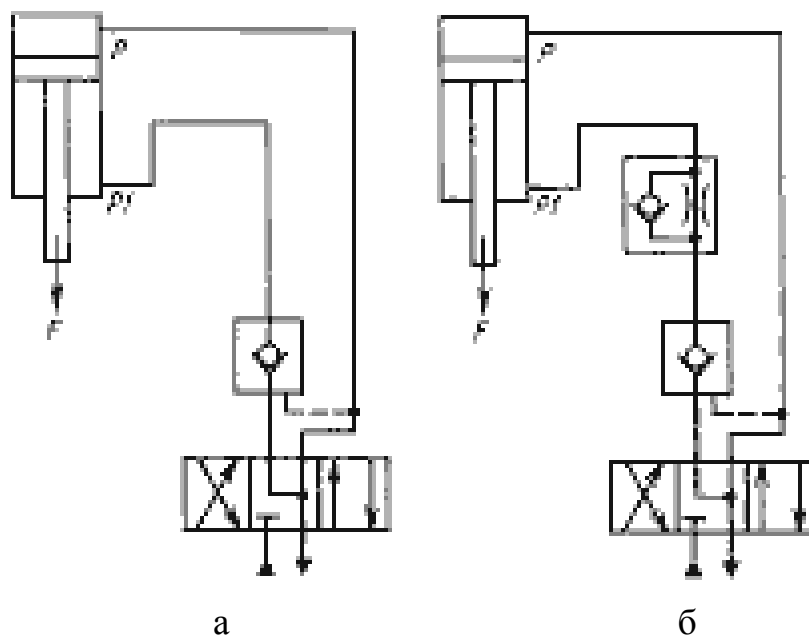
гидродвигателю (например в поршневую полость гидроцилиндра). Одновременно с этим толкатель 3 гидрозамка перемещается вправо и открывает второй запорно-регулирующий элемент, обеспечивая пропуск жидкости (например, от штоковой полости гидроцилиндра) из канала Г в канал В и далее в сливную магистраль. Аналогично гидрозамок работает при реверсе движения выходного звена гидродвигателя. Если жидкость под давлением не подводится ни к одному из каналов (А или В), то рабочие элементы 1 снова занимают положение, указанное на рисунке 9.24, а. Полости гидродвигателя блокируются от слива, тем самым, блокируя выходное звено гидродвигателя от перемещений.



а – нейтральное положение; б – положение толкателя при подводе давления в канал А; в – положение толкателя при подводе давления в канал В; г – условные обозначения.

Рисунок 9.24 – Схема двухстороннего гидрозамка.

При установке гидрозамков необходимо учитывать их конструктивное исполнение (тип), способ нагружения выходного звена гидродвигателя, а также место размещения при этом дросселей с обратными клапанами – до или после гидрозамка. Дроссели с обратными клапанами свободно пропускают поток рабочей жидкости на подъем рабочего органа и ограничивают расход рабочей жидкости и соответственно скорость рабочего органа при его опускании (рисунок 9.25).



а – без дросселя с обратным клапаном; б – дросселем и обратным клапаном  
 Рисунок 9.25 – Схема установки одностороннего гидрозамка:

Если в схеме привода гидроцилиндра грузоподъемного механизма с гидрозамком не будет установлен дроссель с обратным клапаном (рисунок 9.25, а), то при перемещении золотника гидрораспределителя в позицию «опускание» в гидролинии насоса и управления гидрозамком создается давление, достаточное для открытия гидрозамка. После его открытия рабочая жидкость из штоковой полости гидроцилиндра поступает на слив, и шток опускается под действием внешней нагрузки  $F$ . При этом скорость перемещения штока гидроцилиндра может превысить скорость, обусловленную подачей насоса. Тогда давление в противоположной (поршневой) полости гидроцилиндра и в гидролинии управления уменьшается, запорный элемент гидрозамка под действием пружины закрывается и движение прекращается. Затем давление в напорной гидролинии и в гидролинии управления снова возрастает, и гидрозамок открывается. Таким образом, происходят прерывистое движение рабочего органа и пульсация давления. Для исключения этого явления между гидрозамком и гидроцилиндром рекомендуется устанавливать дроссель с обратным клапаном (рисунок 9.25, б), сопротивление которого при опускании штока создает давление, необходимое для открытия обратного клапана гидрозамка и поддержания его в том положении.

Давление управления для гидрозамков составляет от 0,02 (минимальное давление срабатывания ненагруженного клапана) до 32 Мпа.

В гидросистемах мобильных машин наибольшее применение получили односторонние гидрозамки с коническим запорным элементом, имеющие условный проход 16, 20, 25 и 32 мм.

## 9.6 Гидравлические реле давления и времени

**Реле давления** применяется для последовательного включения или выключения отдельных исполнительных органов машины и для осуществления дистанционного управления. Реле давления может обеспечить контроль за давлением в гидросистеме с подачей электросигнала, свидетельствующего, например, о перегрузке системы.

Реле давления Г62-21 (рисунок 9.26) состоит из корпуса 1, диафрагмы 2, пружины 3, рычага 4 с осью 5, винта 6, микропереключателя 7. Жидкость на контролируемой ветви гидросистемы подводится к отверстию 9. Если подведенное давление окажется выше установленного настройкой пружины 3, то диафрагма 2 деформируется и передает давление на рычаг 4, который при повороте вокруг оси 5 винтом 6 воздействует на микропереключатель 7. Регулировка реле давления осуществляется при помощи изменения сжатия пружины 3 винтом 8.

С момента начала деформации диафрагмы 2 до момента срабатывания реле, т.е. до момента включения микропереключателя 7, произойдет увеличение давления, которое характеризует нечувствительность аппарата:

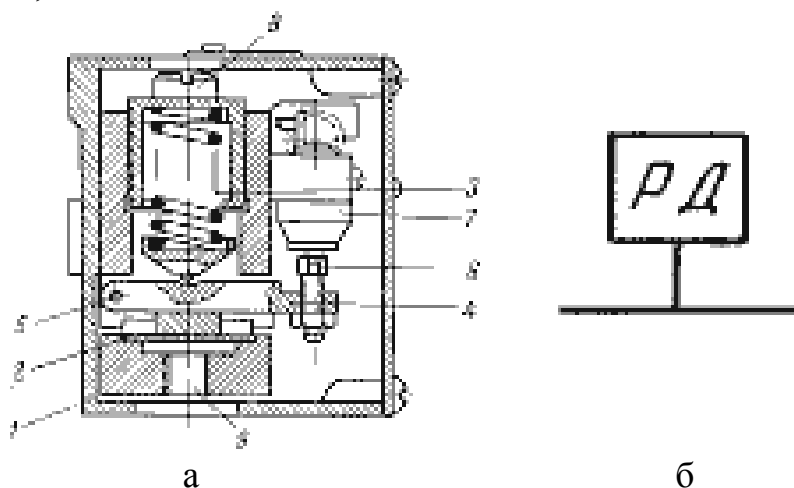
$$\Delta L = \frac{c \cdot \Omega}{\Delta P} \quad (9.2)$$

где  $\Delta L$  - путь перемещения рычага 4, необходимый для включения микропереключателя;

$c$  - жесткость пружины;

$\Omega$  - активная площадь диафрагмы.

Нечувствительность реле давления различных типоразмеров колеблется от 0,3 до 1,0 МПа. Контролируемое давление находится в диапазоне от 0,5 до 32 МПа.



1 - корпус; 2 - диафрагма; 3 - пружина; 4 - рычаг; 5 ось рычага; 6, 8 - винты; 9 - отверстие

Рисунок 9.26 – Принципиальная схема (а) и условное обозначение (б) реле давления Г62-2.

**Гидравлическое реле времени** (или гидроклапан выдержки времени) это направляющий гидроаппарат предназначенный для пуска или остановки



потока рабочей жидкости через заданный промежуток времени после подачи управляющего сигнала.

Гидравлические реле времени применяются для обеспечения определенной выдержки во времени между различными циклами срабатывания исполнительных механизмов машины.

Время срабатывания реле времени определяется временем необходимым для вытеснения жидкости из гидроемкости 1. Поршень 3 приводит в движение пружина 4, а рычагом 5 осуществляется нажатие на штифт микропереключателя 6. Зарядка емкости реле времени происходит через обратный клапан 7 (рисунок 9.27, а).

Принципиальная схема реле времени и условное обозначение приведены на рисунке 9.27.

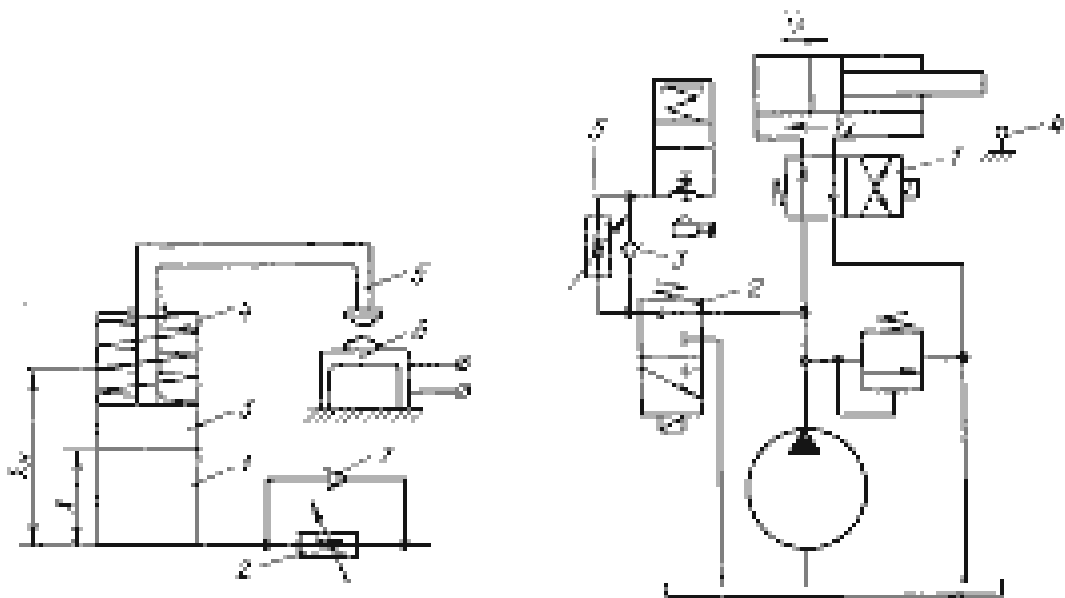


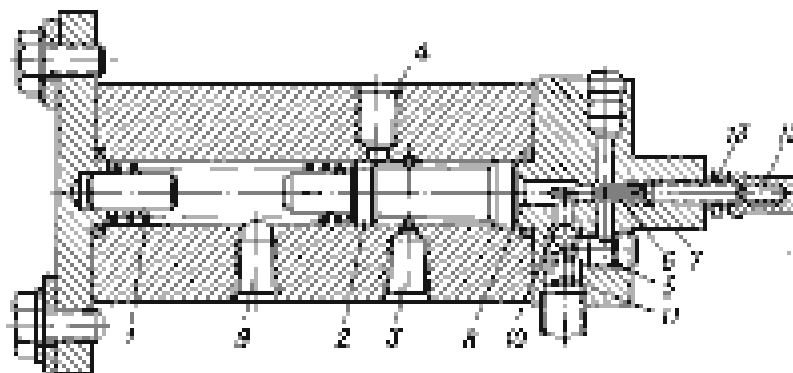
Рисунок 9.27 – Принципиальная схема (а) и условное обозначение (б) реле времени.

Рассмотрим пример установки реле времени. В данной схеме шток гидроцилиндра автоматически совершает холостой и рабочий ход, останавливаясь в конце каждого хода на установленное время (рисунок 9.27, б). В положении распределителя 1 поршень гидроцилиндра движется вправо, совершая рабочий ход. Одновременно через гидрораспределитель 2 происходит зарядка емкости реле времени. К моменту нажатия упором на путевой переключатель 3 емкость будет уже заполнена, а рабочий ход завершен. Путевой переключатель 3 переключит гидрораспределитель 2, и начнется истечение жидкости через дроссель. После установленного времени (времени истечения рабочей жидкости из емкости реле времени) за счет выключателя 4 переключатся гидрораспределители 1 и 2. Начнется холостой ход штока, и одновременно будет заряжаться емкость реле времени. В конце

холостого хода путевой переключатель 5 переключит распределитель 2 и емкость реле времени снова начнет разряжаться. После ее разрядки выключатель 4 переключит распределители в начальное положение, обеспечив рабочий ход.

По принципу работы реле времени делятся на *дроссельные* и *объемные*.

На рисунке 9.28 дана схема реле времени дроссельного типа, предназначенного для отсекаания давления от магистрали и включения слива с настроенной выдержкой времени.



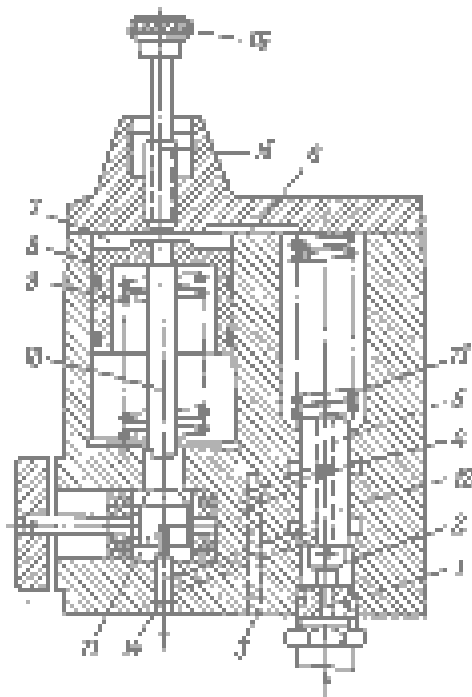
1, 11 - пружины; 2 - золотник; 3, 4 - подводящее и отводящее отверстия; 5, 8 - полости; 6 - канал; 7 - дроссель; 9 - сливное отверстие; 10 - шарик; 12 - колпачок; 13 – контргайка.

Рисунок 9.28 – Реле времени дроссельного типа.

Пружина 1 отводит золотник 2 в крайнее правое положение, вследствие чего масло из отверстия нагнетания 3 отводится в отверстие 4. Если реле включено, то масло через штуцер направляется в полость 5, затем канал 6 и щель между дросселем 7 и корпусом и, наконец, в полость 8 под торец золотника 2. Под давлением масла золотник 2 медленно перемещается влево, сжимая пружину 1. Как только золотник 2 займет крайнее левое положение, отверстие 4 соединяется со сливным отверстием 9. При выключении реле времени масло из полости 8 идет под шарик 10, сжимая пружину 11. Золотник возвращается в крайнее правое положение, направляя масло в отверстие 4. Время выдержки реле времени регулируется за счет вращения дросселя 7. Для этого требуется предварительно отвернуть колпачок 12 и ослабить контргайку 13.

При малых скоростях движения гидродвигателя, а также при значительном изменении температуры рабочей жидкости реле времени дроссельного типа не может дать точной выдержки времени. Поэтому в таких случаях применяют реле времени объемного типа.

На рисунке 9.29 дана конструктивная схема реле времени объемного типа.



1, 4 - отверстия; 2, 6, 7 - полости; 3, 5 - каналы; 8 - поршень; 9, 13 - пружины; 10 - шток; 11 - упор; 12 - золотник; 14 - сливное отверстие; 15 - винт; 16 – рукоятка.

Рисунок 9.29 – Реле времени объемного типа.

Выдержка реле времени объемного типа зависит от продолжительности хода поршня 8 и регулируется винтом 15 при помощи рукоятки 16. Жидкость из гидросистемы подводится через отверстие 1 в полость 2 и к каналу 3, затем идет через отверстие 4, продольный канал 5 и в полость 6 и далее в полость 7. При этом опускается поршень 8, сжимая пружину 9, шток 10 поворачивает упор 11. Если даже давление в полости 2 возрастает, то золотник 12, сжимая пружину 13, поднимается вверх, вследствие чего произойдет соединение полости 7 со сливным отверстием 14. В свою очередь поршень 8 пружиной 9 поднимется вверх, так как давление в полости 2 упадет, а золотник 12 опустится вниз, и вся система займет исходное первоначальное положение.

## 9.7 Средства измерения

В процессе эксплуатации гидроприводов применяют *средства измерения*, имеющие нормированные метрологические свойства и предназначенные для нахождения значений физических величин, характеризующих работу этих гидроприводов.

Применяемые средства измерения характеризуются *ценой деления*, *абсолютной погрешностью* и *классом точности*.

**Цена деления шкалы** - разность значений величин, соответствующих двум соседним отметкам шкалы прибора.

**Абсолютная погрешность** - разность между показанием прибора и истинным значением измеряемой величины.

**Класс точности** - обобщенная характеристика средств измерения, определяемая отношением максимально допустимой погрешности  $\Delta$  к конечному значению  $n$  шкалы прибора, выраженным в процентах, т.е.

$$\dots \dots \dots (9.3)$$

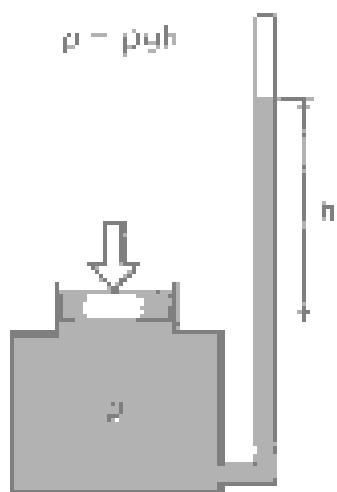
При эксплуатации и испытаниях гидроприводов и отдельных гидроагрегатов измеряют *давление*, *расход* и *температуру* рабочей жидкости, *скорость движения*, *усилия*, *крутящие моменты* развиваемые на выходных звеньях гидродвигателей.

### Измерение давления

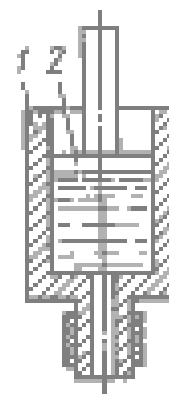
Для измерения избыточного давления применяют *манометры*. Манометры по своему назначению подразделяются на приборы общего назначения (типа М, МТ, ОБМ) и образцовые (типа МО). Рабочие манометры и общего назначения имеют класс точности 1; 1,5; 2,5 и 4. Образцовые манометры имеют более высокие класс точности (0,15; 0,25; 0,4), их применяют для поверки манометров общего назначения и в испытательных стендах.

*По принципу действия* манометры подразделяются на *жидкостные*, *грузопоршневые*, *деформационные* и *электрические*.

**Жидкостные манометры** применяют для измерений небольших давлений и чаще всего представляют собой стеклянную трубку, присоединенную к резервуару (рисунок 9.30).



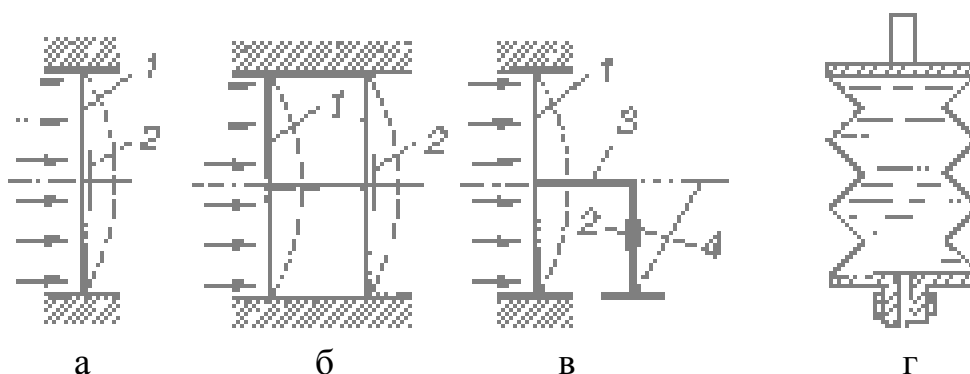
1 - корпус; 2 - крышка;  
3 - перфорированная труба;  
4 - фильтрующие элементы  
Рисунок 9.30 – Войлочный фильтр типа Г43:



1 - пробка; 2 - латунная шайба;  
3 - корпус; 4 - шайба; 5 - прокладка;  
6 - уплотнение; 7 - латунная труба;  
8 - крышка; 9 - магниты  
Рисунок 9.31 – Магнитный фильтр типа С43-3:

**Грузопоршневые манометры** (рисунок 9.31), состоящие из цилиндра 1 и поршня 2, преобразуют давление рабочей жидкости в усилие, развиваемое поршнем.

**Деформационные манометры** получили в гидравлических машинах наибольшее распространение. Принцип их работы основан на зависимости деформации чувствительного элемента (мембраны, трубчатой пружины, сильфона) от измеряемого давления.



а - мембранный; б - мембранный с двойной мембраной; в - с консольной балкой; г - сильфонный; 1 - мембрана; 2, 4 - активный и компенсирующий тензорезистор; 3 - консольная балочка

Рисунок 9.32 – Деформационные манометры.

В мембранный манометрах давление со стороны рабочей жидкости передается на мембрану (рисунок 9.32, а, б, в). На мембране установлены

*тензорезисторы*, которые изгибаясь вместе с мембраной изменяют свое электрическое сопротивление. Изменение сопротивления регистрируется электрическими приборами и преобразуется в показания значения соответствующего давления.

В *сильфонных* манометрах (рисунок 9.32, г) давление рабочей жидкости приводит к растяжению гофрированной упругой трубки пропорционально давлению.

Мембранный и сильфонные манометры предназначены для измерения небольших давлений.

**Пружинный** манометр (рисунок 9.33) имеет пружину в виде изогнутой латунной трубки (трубка Бурдона) 1 эллиптического поперечного сечения. Верхний конец трубки запаян, а нижний припаян к штуцеру 2, через который манометр присоединяется в гидросистему. При заполнении трубки рабочей средой под давлением она стремится выпрямиться. Через рычажный механизм 3, усиливающий деформацию трубки, перемещение ее свободного конца передается на стрелку 4, расположенную по центру шкалы прибора. Пружинные манометры просты по конструкции, ими можно измерять давление в широком диапазоне.

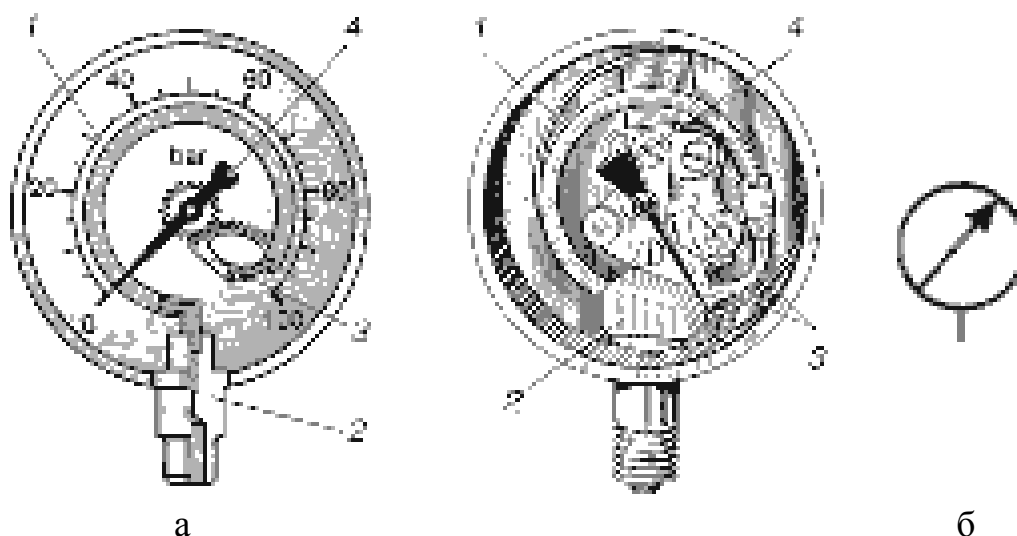


Рисунок 9.33 – Схема (а) и условное обозначение (б) пружинного манометра.

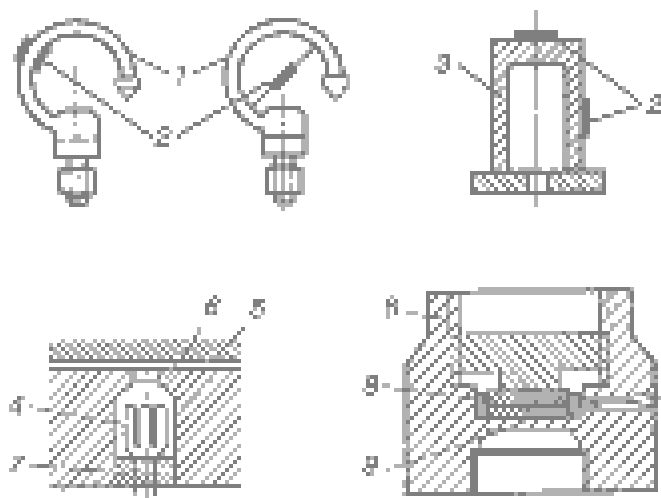
Шкала всех манометров градуируется в паскалях или мегапаскалях. На старых образцах давление указывается в кгс/см<sup>2</sup>. На шкале наносится заводское обозначение; класс точности; номер ГОСТ; год выпуска; номер манометра и название рабочей среды (жидкость, пар, газ), в которой измеряется давление.

**Электрические манометры** применяют для непрерывного измерения мгновенного значения давления в комплекте с осциллографами.

Чувствительным элементом этих приборов может служить трубка Бурдона (рисунок 9.34, а) или тонкостенный полый стакан (рисунок 9.34, б) с наклеенными на их стенки тензодатчиками.

Датчики с манганиновой проволокой (рисунок 9.34, в), электрическое сопротивление которой меняется при объемном сжатии, применяются для замера давления.

Для замера пульсаций давления применяют пьезоэлектрические датчики (рисунок 9.34, г), регистрирующие только динамическую составляющую давления.



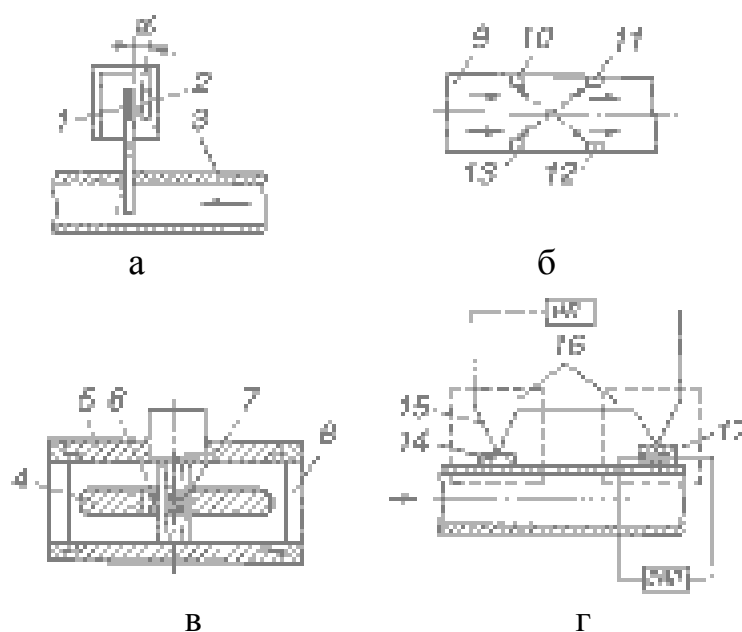
а - с трубкой Бурдона; б - тонкостенный цилиндрический датчик с наклеенными тензодатчиками; в - с манганиновой проволокой; г - пьезоэлектрический; 1 - трубка Бурдона; 2 - тензодатчики; 3 - тонкостенный стакан; 4 - манганиновый датчик; 5 - узкая щель; 6 - корпус; 7 - заливка эпоксидной смолой; 8 - пьезоэлектрический датчик; 9 - перегородка

Рисунок 9.34 – Электрические манометры.

## Измерение расхода

Для определения подачи рабочей жидкости используют расходомеры. По принципу действия различают расходомеры: *счетчиковые, струйные, электромагнитные, ультразвуковые, тахометрические*, а также основанные на *перепаде давления* и др.

В *струйных расходомерах* (рисунок 9.35, а) на пути рабочей жидкости в трубопроводе 3 располагается некоторое препятствие типа плоской мембраны 1, отклонение которой является функцией скорости струи, а регистрирующий ток - функцией взаимного положения мембраны 3 и неподвижного электрода 2.



а - струйный; б - ультразвуковой; в - турбинный; г - тепловой; 1 - мембрана; 2 - неподвижный электрод; 3 - трубопровод; 4 - направляющая; 5 - корпус; 6 - подшипник; 7 - турбина; 8 - успокоитель; 9 - преобразователь сигнала; 10 - излучатель сигнала; 11 - дополнительный излучатель; 12 - приемник; 13 - дополнительный приемник; 14 - пластина; 15 - термопара; 16 - теплоизоляция; 17 - нагреватель

Рисунок 9.35 – Схемы расходомеров.

**Ультразвуковые расходомеры** (рисунок 9.35, б) работают на основе ультразвуковых колебаний. Благодаря эффекту Доплера частота и фаза ультразвукового сигнала, проходящего от излучателя 11 к приемнику 13, будет изменяться в функции скорости протекания рабочей жидкости. Введение дополнительной пары излучатель 10 - приемник 12 обеспечивает компенсацию температурной нестабильности.

**Тахометрические турбинные расходомеры** (рисунок 9.35, в) работают с малогабаритными электронными преобразователями. В таком расходомере поток рабочей жидкости приводит во вращение турбину, каждый проход лопасти которой наводит импульс ЭДС в обмотке индукционного преобразователя. Скорость потока определяется через частоту электрических импульсов на выходе преобразователя путем как непосредственного измерения, так и выводом на цифровые приборы или преобразованием в аналоговый сигнал. Такими расходомерами можно измерять расходы до 360 л/мин.

**Тепловой неконтактный расходомер** применяется для определения подачи насосом рабочей жидкости без разборки гидросистемы (рисунок 9.35, г). Он имеет стабилизированный источник питания (СИП), датчик и измерительный прибор (ИП). СИП обеспечивает питание нагревателя и ИП, включающий в себя дифференциальную термопару, позволяет определить скорость потока рабочей жидкости по разности температур входящего потока рабочей жидкости и нагревателя.



## **Измерение температуры**

Температуру рабочей жидкости в гидроприводах измеряют *термометрами*, которые по принципу действия делятся на термометры *расширения, сопротивления* и *теплоэлектрические*. При диагностировании гидроприводов наибольшее распространение получили термометры расширения, имеющие границы измерений от -60 до +250 С.

## **Измерение крутящего момента**

Измерение крутящего момента на валах гидромашин определяют *балансирными* динамометрами или *торсионными*, первые из которых получили наибольшее распространение.

Балансирные динамометры бывают *электрические, тормозные, гидравлические* и *механические*.

## 10 СИСТЕМЫ РАЗГРУЗКИ НАСОСОВ И РЕГУЛИРОВАНИЯ ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ

### 10.1 Способы разгрузки насосов от давления

В гидроприводах, в которых гидродвигатели работают непродолжительно, необходимо устраивать системы разгрузки насоса от давления. Благодаря этому уменьшаются эксплуатационные расходы, увеличивается КПД системы и повышается долговечность насоса.

*Разгрузка через распределитель* осуществляется путем соединения напорной линии насоса непосредственно через распределитель с баком. На рисунке 10.1, а показан момент разгрузки насоса при помощи трехпозиционного реверсивного распределителя с электромагнитным управлением. Разгрузка осуществляется при среднем положении плунжера за счет каналов, сделанных в плунжере золотника.

*Разгрузка насоса с удержанием в гидромагистрали установившегося давления* необходима для гидросистем машин с прижимом или зажимом деталей при их обработке (в станкостроении) или в гидросистемах, где продолжительное время должно поддерживаться высокое давление при отсутствии расхода. В таких случаях применяют гидроаккумуляторы. Данная система разгрузки насоса была уже рассмотрена в предыдущих лекциях. Рассмотрим еще один вариант разгрузки. На рисунке 10.1, б представлена гидросхема, где разгрузка насоса с удержанием давления в гидромагистрали осуществляется следующим образом. После прижима штоком поршня груза 1 к упору начинается зарядка гидроаккумулятора 2. В это же время жидкость под высоким давлением по линии управления 3 подводится к напорному клапану.

Когда давление достигнет значения, на которое настроен клапан 4, он откроется и соединит напорную линию с гидробаком. Насос разгрузится от высокого давления, при этом обратный клапан 5 блокирует магистраль от слива, а нужное давление поддерживается гидроаккумулятором 2. Гидроаккумулятор при этом компенсирует утечки рабочей жидкости в гидроаппаратуре и перетечки в гидродвигателе.

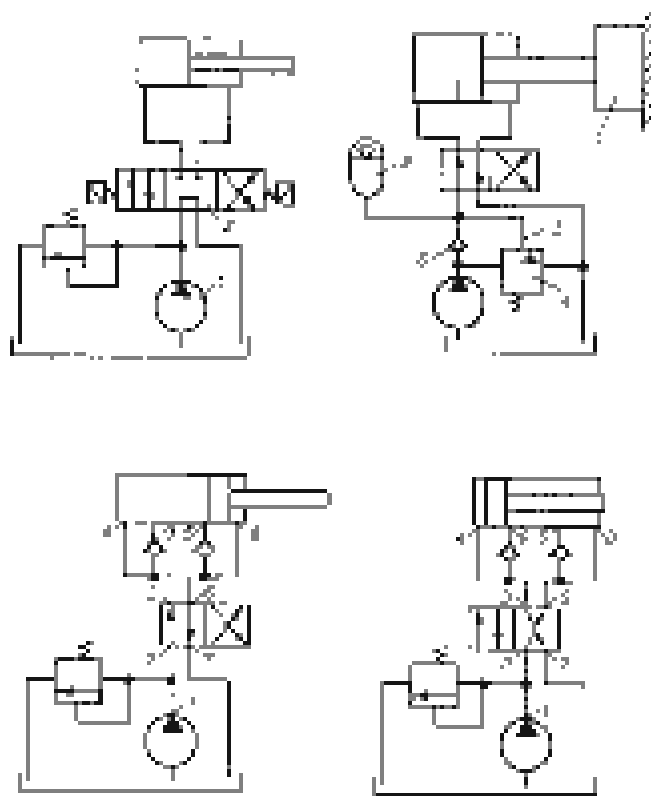


Рисунок 10.1 – Принципиальные схемы разгрузки насоса.

Разгрузка насоса в положении "стоп" исполнительного механизма применяют в станках, работающих по циклам: рабочий ход - "стоп" - реверс - холостой ход. В этом случае к гидроцилиндру и гидромагистрали необходимо подключить обратные клапаны (рисунок 10.1, в, г). При достижении поршнем крайнего правого положения (рисунок 10.1, в) насос разгружается по линии 1-2-3-4-5-6-7, а при достижении крайнего левого положения (рисунок 10.1, г) - по линии 1-2-6-8-9-3-7.

## 10.2 Дроссельное регулирование

Очень часто во многих рабочих процессах необходимо изменять скорости движения выходных звеньев гидродвигателей. Изменение скорости может осуществляться разными способами. Одним из них является дроссельное управление.

Дроссельный способ регулирования скорости гидропривода с нерегулируемым насосом основан на том, что часть жидкости, подаваемой насосом, отводится в сливную гидролинию и не совершает полезной работы. Простейшим регулятором скорости является регулируемый дроссель, который устанавливается в системе либо последовательно с гидродвигателем, либо в гидролинии управления параллельно гидродвигателю.

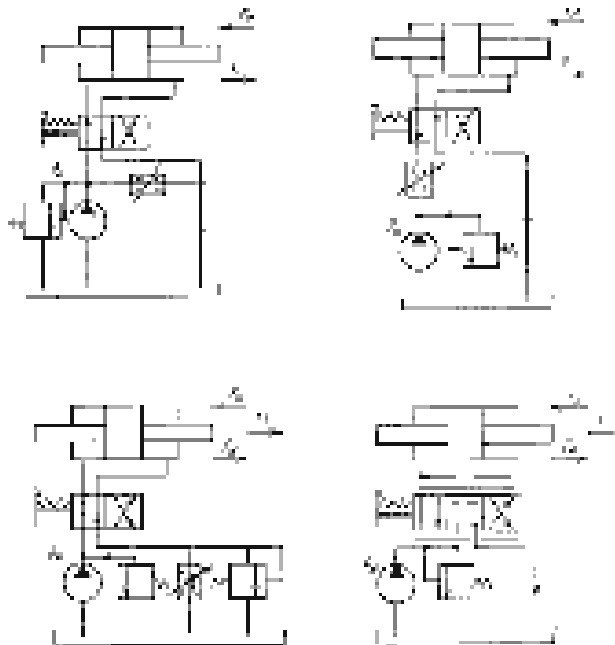
При **параллельном включении** дросселя (рисунок 10.2, а) рабочая жидкость, подаваемая насосом, разделяется на два потока. один поток проходит через гидродвигатель, другой - через регулируемый дроссель.

Скорость поршня для этой схемы определится выражением:

$$v = \frac{1}{\mu} \frac{Q_H - F_H S}{S_{др}} \quad (10.1)$$

- где  $S$  - эффективная площадь поршня;  
 $Q_H$  - подача насоса;  
 $S_{др}$  - площадь проходного сечения дросселя;  
 $\mu$  - коэффициент расхода;  
 $F_H$  - нагрузка на шток поршня;  
 $\rho$  - плотность жидкости.

В такой системе при постоянной внешней нагрузке  $F_H = const$ , скорость движения будет изменяться от  $v_{min}$  до  $v_{max}$  при изменении  $S_{др}$  от  $S_{др max}$  до  $S_{др} = 0$ . Поскольку в рассматриваемом гидроприводе давление на выходе насоса зависит от нагрузки  $P_H = F_H / S$  и не является постоянной величиной, такую систему называют *системой с переменным давлением*. Клапан, установленный в системе, является предохранительным. Эта система позволяет регулировать скорость только в том случае, если направление действия нагрузки противоположно направлению движения выходного звена гидропривода (отрицательная нагрузка).



а - с параллельным включением дросселя; б - с дросселем на входе гидродвигателя; в - с дросселем на выходе гидродвигателя; г - с четырехлинейным дросселирующим распределителем

Рисунок 10.2 – Схемы гидроприводов с дроссельным управлением скоростью.

**Последовательное включение** дросселя осуществляется на входе в гидродвигатель, на выходе гидродвигателя, на входе и выходе гидродвигателя. При этом во всех трех случаях система регулирования скорости строится на принципе поддержания постоянного значения давления  $P_H$  на выходе нерегулируемого насоса за счет слива части рабочей жидкости через переливной клапан. Поэтому система дроссельного регулирования с последовательным включением дросселей получила название *система с постоянным давлением*.

*Гидропривод с дросселем на входе* (рисунок 10.2, б) допускает регулирование скорости только при отрицательной нагрузке. При положительной нагрузке, направленной по движению поршня, может произойти разрыв потока рабочей жидкости, особенно при зарытом дросселе, когда поршень продолжает движение под действием сил инерции.

Скорость движения поршня в таком гидроприводе определяется выражением:

$$v = v_0 \frac{F_1}{F_2} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_H - P_2)} \quad (10.2)$$

*Гидропривод с дросселем на выходе* (рисунок 10.2, в) допускает регулирование скорости гидродвигателя при знакопеременной нагрузке, так как при любом направлении действия силы  $F_H$  изменению скорости препятствует сопротивление дросселя, через который рабочая жидкость поступает из полости гидродвигателя на слив. Для такой схемы включения дросселя скорость движения выходного звена определится:

$$v = v_0 \frac{F_1}{F_2} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_H \pm P_2)} \quad (10.3)$$

При установке дросселя на выходе в случаях больших положительных нагрузок давление перед дросселем может превысить допустимый уровень. Поэтому для предохранения системы параллельно дросселю включают предохранительный клапан.

Недостатком дроссельного регулирования является то, что при регулировании часть энергии тратится на преодоление сопротивления в дросселе и предохранительном клапане, вследствие чего повышается температура жидкости, а это отрицательно сказывается на работе гидросистемы. При дроссельном регулировании снижается КПД гидропривода, и отсутствует постоянство скорости движения выходного звена гидродвигателя при переменной нагрузке.

### 10.3 Объемное регулирование

Для изменения скорости рабочих органов применяют системы, у которых вся жидкость от насосов поступает к гидродвигателю, а регулирование его скорости достигается изменением рабочего объема насоса или гидродвигателя.

**Ступенчатой регулирование**, являясь разновидностью объемного, обычно осуществляется или путем подключения в систему различных по производительности насосов (различных по расходу гидродвигателей).

Изменение скорости перемещения поршня гидроцилиндра (рисунок 10.3) осуществляется в результате соединения одного или нескольких насосов 1 с линией слива (при помощи кранов 2). Обратные клапаны 3 в системе отключают разгруженный насос от линии высокого давления.

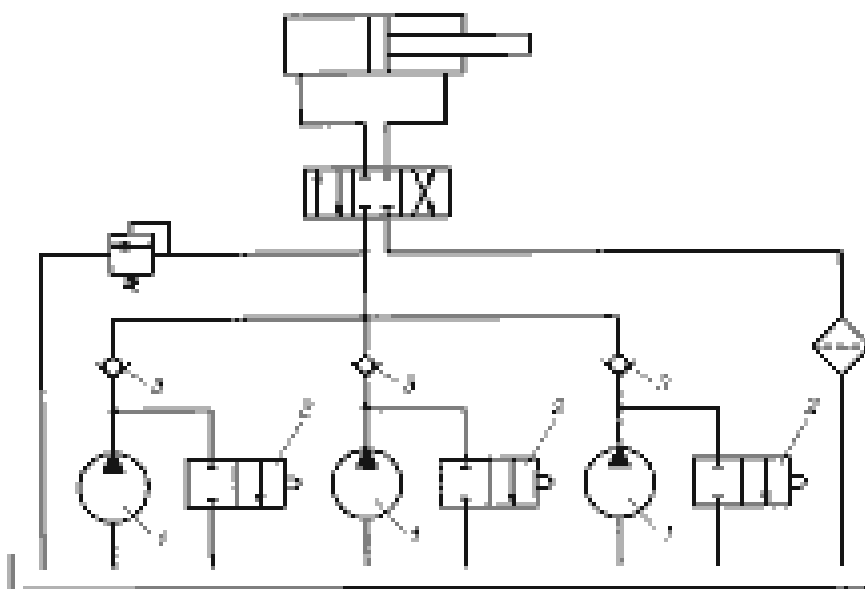


Рисунок 10.3 – Объемное ступенчатое регулирование.

Подключение в гидросистему трех насосов разной производительности  $Q_1$ ,  $Q_2$  и  $Q_3$  позволяет получать до семи значений скоростей движения выходного звена гидродвигателя.

Плавное изменение скорости движения выходного звена гидропривода реализуется за счет изменения рабочего объема либо насоса, либо двигателя, либо за счет изменения рабочего объема обеих машин.

**Регулирование путем изменения рабочего объема насоса** может быть использовано в гидроприводах поступательного, поворотного или вращательного движений.

На рисунке 10.4, а приведена принципиальная схема гидропривода поступательного движения с замкнутой циркуляцией, в котором регулирование скорости движения штока гидроцилиндра 1 осуществляется за счет изменения подачи насоса 4. Выражение для скорости движения штока при  $F_H / S < P_k$  записывается в виде

$$v = \frac{q_H \cdot n}{S} \cdot \frac{e_H}{K}, \quad (10.4)$$

где  $q_H$  - максимальный рабочий объем насоса;

$n$  - частота вращения насоса;

$S$  - эффективная площадь поршня гидроцилиндра;

$K$  - коэффициент объемных потерь системы, определяемый изменением объемного КПД насоса и гидродвигателя в функции давления (нагрузки);

$F_H$  - нагрузка на шток поршня;

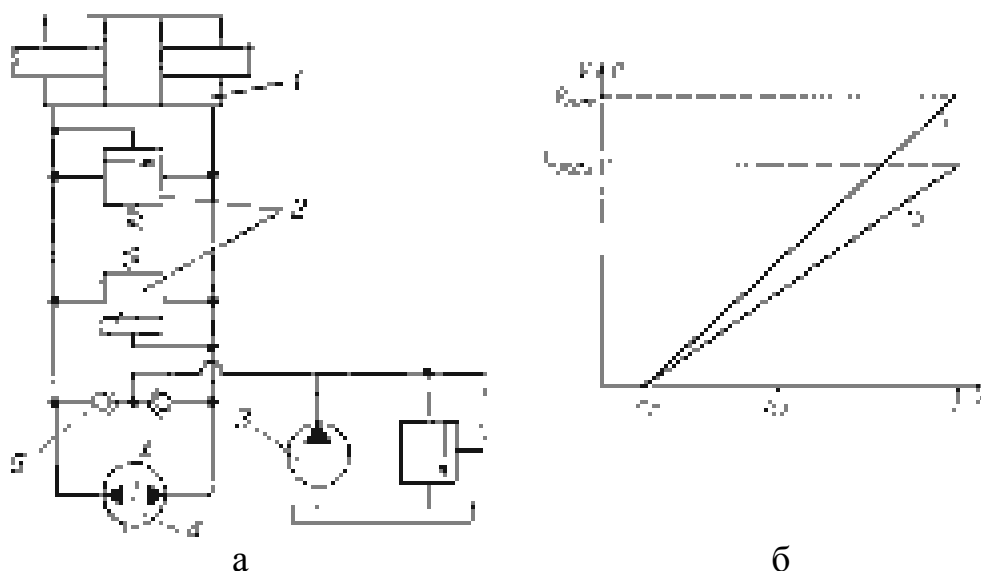
$P_k$  - давление, на которое отрегулированы предохранительные клапаны;

$e_H$  - параметр регулирования насоса, равный отношению текущего значения рабочего объема к максимальному рабочему объему.

Изменение направления движения выходного звена гидропривода осуществляется благодаря реверсированию потока рабочей жидкости, подаваемой насосом (реверс подачи насоса). При этом необходимо вначале уменьшить подачу насоса до нуля, а затем увеличить ее, но в противоположном направлении. Напорная и сливная гидролинии меняются местами. Для компенсации утечек в гидроприводе с замкнутой циркуляцией, а также для исключения возможности кавитации на входе в насос используется вспомогательный насос 3, осуществляющий подачу рабочей жидкости в систему гидропривода через обратные клапаны 5.

При таком способе регулирования скорости усилие, развиваемое выходным звеном гидропривода, не зависит от скорости движения. В этом случае диапазон регулирования определяется объемным КПД гидропривода, а также максимальной подачей насоса, определяемый его рабочим объемом.

На рисунке 10.4, б представлена зависимость скорости движения и мощности на выходном звене гидропривода от параметра регулирования при постоянной нагрузке. Такая система объемного регулирования скорости получила наибольшее распространение в гидроприводах дорожно-строительных и подъемно-транспортных машин.



а - принципиальная схема; б - зависимость скорости и давления от параметра регулирования; 1 - гидроцилиндр; 2 - предохранительный клапан; 3 - вспомогательный насос; 4 - регулируемый насос; 5 - обратный клапан

Рисунок 10.4 – Гидропривод с регулируемым насосом:

Регулирование путем изменения рабочего объема гидродвигателя применяется только в гидроприводах вращательного движения, где в качестве гидродвигателя используется регулируемый гидромотор (рисунок 10.5, а). В этом случае регулирование происходит при постоянной мощности, так как уменьшение рабочего объема гидродвигателя увеличивает скорость выходного звена гидропривода и соответственно уменьшает крутящий момент, развиваемый на выходном звене. Частота вращения вала гидромотора  $n_M$  при  $P_l < P_k$  определяется соотношением:

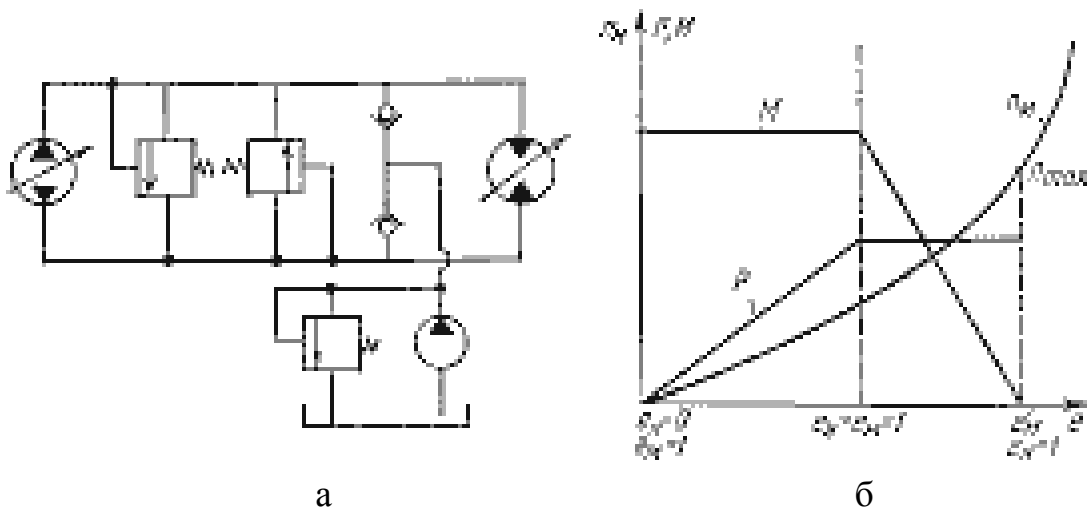
$$n_M = \frac{q_{Mmax} \cdot e_M}{4 \cdot P_l - r_c} \quad (10.5)$$

- где  $q_{Mmax}$  - максимальный рабочий объем гидромотора;
- $e_M$  - параметр регулирования гидромотора;
- $P_l$  - давление в напорной гидролинии;
- $r_c$  - коэффициент объемных потерь (утечек) в системе.

Из выражения ( ) следует, что при  $e_M \rightarrow 0$   $n_M$  возрастает до бесконечности. Практически существует минимальное значение  $e'_M$ , при котором момент, развиваемый гидромотором, становится равным моменту внутреннего трения, и гидромотор тормозится даже при моменте нагрузки, равном нулю ( $P_l = 0$ ).

На рисунке 10.5, б представлена зависимость частоты вращения и развиваемого момента на валу гидромотора от параметра регулирования при постоянном давлении  $P_l$ .





а - принципиальная схема; б - зависимость скорости и давления от параметра регулирования.

Рисунок 10.5 – Гидропривод с регулируемым гидромотором:

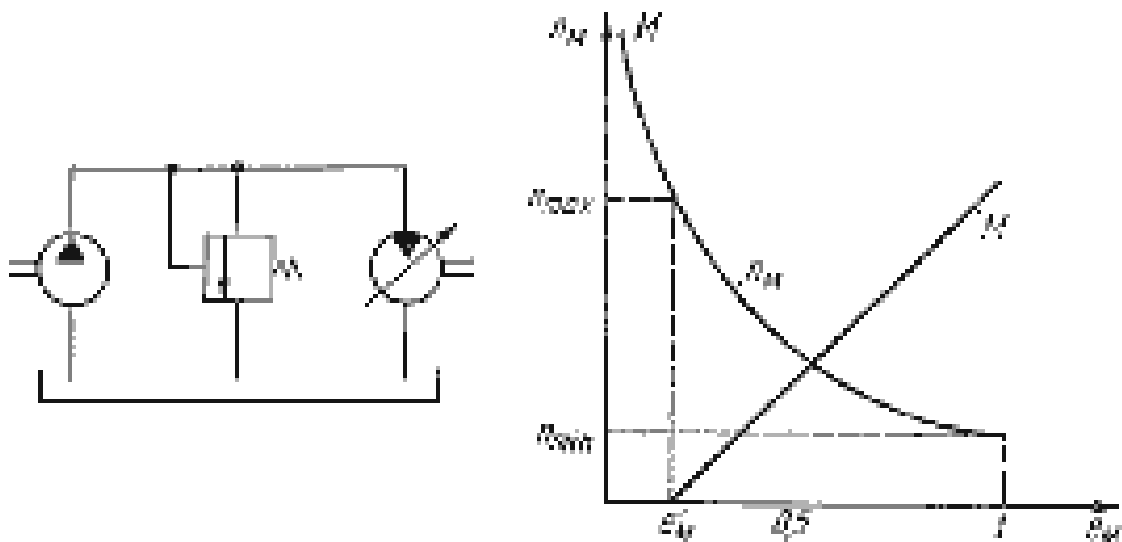
Регулирование путем изменения рабочих объемов насоса и гидродвигателя используют только в гидроприводах вращательного движения с регулируемым гидромотором.

Скорость выходного звена рационально регулировать следующим образом:

- 1) запустить приводной двигатель при  $e_H = 0$ ;
- 2) для страгивания и разгона выходного звена привода изменить  $e_H$  от 0 до 1 при  $e_M = 1$ ;
- 3) дальнейшее увеличение скорости осуществлять путем изменения  $e_M$  от 1 до  $e'_M$  при  $e_H = 1$ .

Уменьшение скорости происходит в обратном порядке. Такой способ позволяет получить большой диапазон регулирования, он обладает всеми достоинствами и недостатками выше рассмотренных схем объемного управления.

На рис.9.6 представлены принципиальная схема (а) и характеристика (б) гидропривода с замкнутой циркуляцией и регулируемым насосом и гидромотором.



а - принципиальная схема; б - характеристика гидропривода с замкнутой циркуляцией и регулируемым насосом и гидромотором.

Рисунок 10.6 – Гидропривод с регулируемым насосом и гидромотором.

#### 10.4 Комбинированное регулирование

**Комбинированное регулирование** или **объемно-дрессельное регулирование** скорости движения выходного звена гидродвигателя заключается в том, что в систему дроссельного регулирования с постоянным давлением устанавливается регулируемый насос и давление поддерживается постоянным не за счет слива части рабочей жидкости через переливной клапан, а за счет изменения подачи насоса. В такой системе регулирования отсутствуют потери в переливном клапане.

На рисунке 10.7 представлена схема гидропривода поступательного движения с объемно-дрессельным управлением скоростью. Постоянное давление  $P_H$  поддерживается путем совместной работы регулятора 1 и аксиально-поршневого регулируемого насоса 2. Изменение давления  $P_H$  приводит к изменению положения поршня регулятора 1 и связанного с ним наклонного диска насоса 2. Изменение положения диска приводит к изменению подачи насоса  $Q$ .

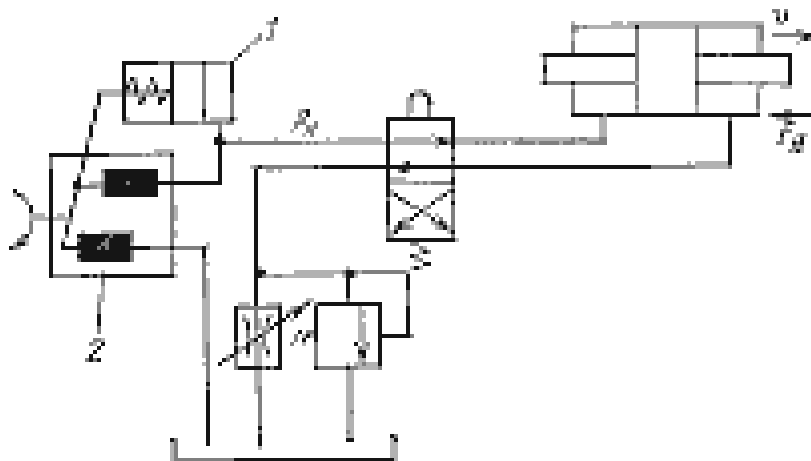


Рисунок 10.7 – Гидропривод с объемно-дрессельным управлением скоростью выходного звена гидродвигателя.

Поэтому в такой системе подача насоса всегда равна расходу через гидродвигатель и дроссель при  $P_H = \text{const}$ .

### 10.5 Сравнение способов регулирования

Сравнительную оценку различных систем регулирования скорости гидроприводов целесообразно проводить по двум показателям: *нагрузочной характеристике привода*  $v = f(F_H)$  и *КПД системы регулирования*. На рисунке 10.8, а приведены нагрузочные характеристики, построенные для гидроприводов с одинаковой максимальной нагрузкой (1 - система с переменным давлением, 2 - система постоянным давлением, 3 - объемное управление).

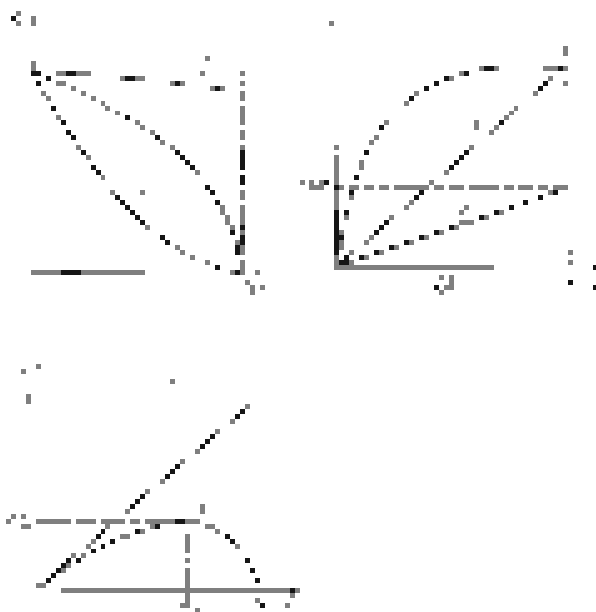


Рисунок 10.8 – Характеристики гидроприводов с различными способами управления скоростью.

Так как для управляемых гидроприводов наибольший интерес представляет не значение КПД на одном из режимов работы, а характер изменения КПД во всем диапазоне регулирования при различных нагрузках, то сравнение систем лучше всего проводить по характеристикам:

(10.6)

где  $\eta$  - отношение текущего значения скорости при данной нагрузке к максимальному значению скорости при той же нагрузке.

На рисунке 10.8, б приведены характеристики КПД систем регулирования (1 - параллельное включение дросселя; 2 - последовательное включение дросселя при оптимальной нагрузке; 3 - объемно-дроссельное управление при оптимальной нагрузке и объемное управление), а на рис.9.8, в - зависимости КПД системы регулирования от нагрузки при максимальной скорости движения выходного звена привода (1 - параллельное включение дросселя и объемное управление; 2 - объемно-дроссельное управление; 3 - последовательное включение дросселя).

Сравнение характеристик на рисунке 10.8 показывает, что гидропривод с объемным управлением имеет самую стабильную характеристику скорости во всем диапазоне изменения нагрузок и самый высокий КПД системы регулирования во всем диапазоне регулирования скорости.

Однако стоимость регулируемых гидромашин выше, чем нерегулируемых, и поэтому только в гидроприводах большой мощности ( $N > 10$  кВт), где выигрыш в энергетике компенсирует увеличение стоимости, целесообразно использовать систему объемного управления. В приводах же небольшой мощности рационально использовать системы дроссельного регулирования, обеспечив при этом стабильность скорости при изменении нагрузки.

## 11 СХЕМЫ ТИПОВЫХ ГИДРОСИСТЕМ

*Гидросистема состоит* из источника энергии, каковым обычно является насос, исполнительного механизма (силового цилиндра или гидромотора), а также аппаратуры управления потоком жидкости и защиты системы от перегрузок. В частности, обязательным аппаратом для большинства гидросистем является распределитель жидкости, в функции которого входит обеспечение направления потока жидкости к рабочим полостям исполнительного механизма.

Системы любой сложности комплектуются из элементарных систем и их комбинаций. Ввиду практической неограниченности возможных комбинаций таких элементарных систем, из которых комплектуются более сложные гидросистемы разнообразных машин и установок, ограничимся лишь описанием наиболее типовых элементов схем и их комбинаций, которые применяются практически во всех машинах.

### 11.1 Гидросистемы с регулируемым насосом и дросселем

На рисунке 11.1 изображена типовая схема гидросистемы с регулируемым насосом 3, приводимым во вращение электродвигателем *M*, с трехпозиционным четырехходовым распределителем 2 с ручным управлением, с помощью которого осуществляется реверс поршня силового цилиндра 1. В среднем положении распределителя 2 все его каналы соединяются с баком 5, что соответствует холостому ходу (разгрузке) насоса и "плавающему" состоянию поршня цилиндра. Насос 3 снабжен фильтром 4, установленным на всасывающем трубопроводе, и предохранительным клапаном 6.

На рисунке 11.2 представлена схема гидросистемы с регулируемым дросселем, установленным в линии подачи (на входе). В схеме предусмотрено соединение полостей цилиндра, для обеспечения чего применен утапливаемый с помощью упоров 4 на штоке цилиндра четырехходовой переключатель 5.

Система включает нерегулируемый насос 9 с предохранительным клапаном 7, трехпозиционный четырехходовой распределитель 6 с ручным управлением, регулируемый дроссель 2 и двухпозиционный переключатель 5 с приводом от упора 4 движущегося штока силового цилиндра 3 и с установкой в исходное (верхнее) положение под действием пружины.

В среднем положении распределителя 6, представленного на рисунке 11.2 все его каналы соединены между собой и с баком, что соответствует разгрузке насоса и "плаванию" поршня цилиндра.

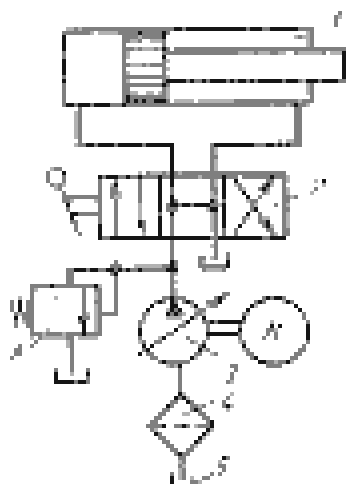


Рисунок 11.1 – Схема типовой гидросистемы с регулируемым насосом

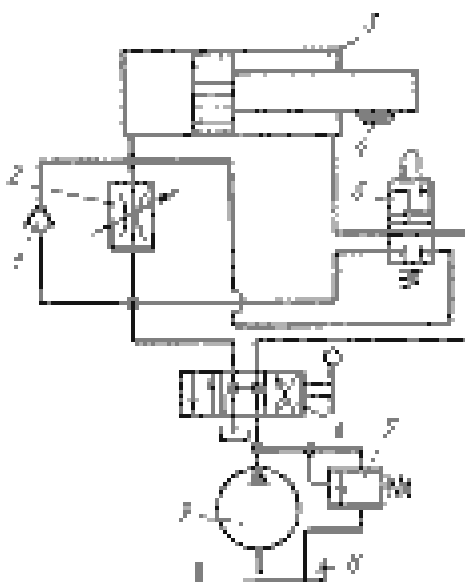


Рисунок 11.2 – Гидросистема с дроссельным управлением

Положение распределителя в левой его позиции (жидкость поступает в перерывающиеся каналы правого поля распределителя) соответствует движению поршня силового цилиндра 3 вправо (жидкость от насоса поступает в левую полость), причем в этом положении распределителя 6 и утопленного переключателя 5 жидкость как от насоса, так и из нерабочей (правой) полости цилиндра 3 поступает в левую его полость (в этом случае рабочей площадью цилиндра является площадь сечения штока), что способствует ускоренному перемещению поршня вправо. После того, как нажатие упора 4 на переключатель 5 прекратится, он под действием пружины переместится вверх и отсечет левую полость цилиндра 3 от правой, соединив последнюю через распределитель с баком 8. В результате в левую полость цилиндра будет поступать лишь жидкость, проходящая через регулируемый дроссель 2, что соответствует регулируемому рабочему ходу поршня цилиндра 3.

При установке распределителя 6 в правое положение жидкость от насоса 9 поступает при неутопленном переключателе 5 в правую полость цилиндра 3, осуществляя обратный ход поршня. При этом жидкость, вытесняемая из левой полости цилиндра 3, поступает через дроссель 2 и обратный клапан 1 в бак.

При нажатии в этом случае на переключатель 5 канал насоса перекрывается.

На рисунке 11.3, а представлена схема гидросистемы с силовым цилиндром 1 одностороннего действия и регулируемым насосом 4. Гидросистема управляется трехходовым двухпозиционным распределителем

2 с ручным приводом. Для предохранения от перегрузок система снабжена предохранительным клапаном 3.

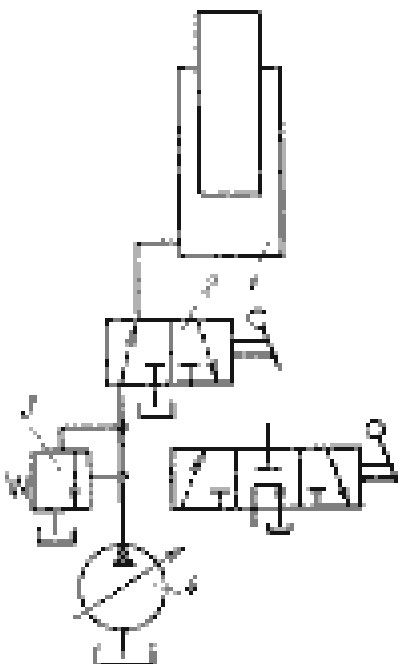


Рисунок 11.3 – Гидросистема с цилиндром одностороннего действия.

В положении распределителя 2, представленном на рисунке 11.3, а, жидкость от насоса поступает в силовой цилиндр 1. Линия бака при этом перекрыта. При перемещении распределителя в противоположное положение выходной канал насоса 4 перекрывается, а цилиндр 1 соединяется с баком, в результате поршень цилиндра под действием веса приводимого узла опускается вниз. Скорость опускания регулируется с помощью дросселирования отводимой жидкости распределителем 2.

## 11.2 Гидросистемы с двухступенчатым усилением

В автоматических системах распространены двухступенчатые распределители, в которых задающее устройство воздействует на распределитель не напрямую, а через промежуточный вспомогательный распределитель (пилот), благодаря чему можно существенно снизить мощность сигнала.

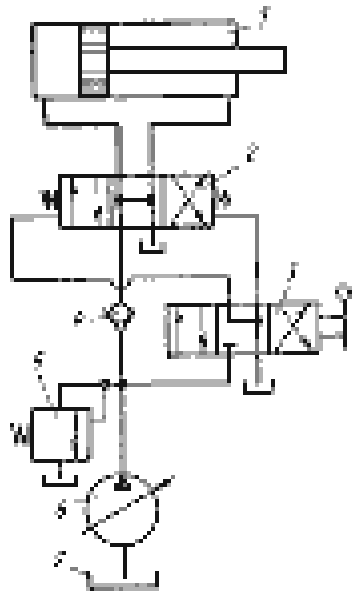


Рисунок 11.4 – Гидросистема с двухступенчатым (пилотным) распределением

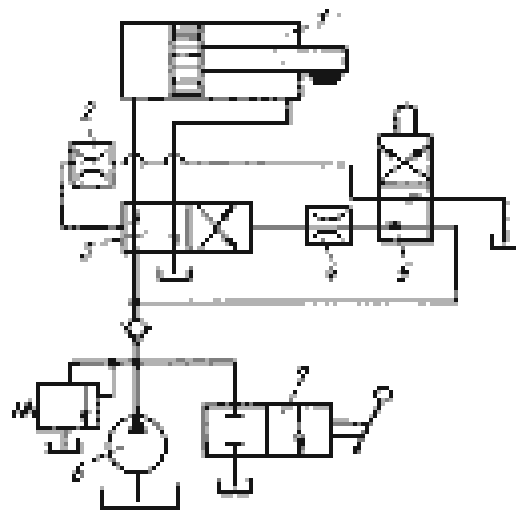


Рисунок 11.5 – Гидросистема с двухступенчатым (пилотным) распределением и ручной разгрузкой

Схема гидросистемы с силовым цилиндром 1, снабженная подобным двухступенчатым распределителем, состоящим из основного 2 и вспомогательного 3 четырехходовых золотников, представлена на рисунке 11.4. Система снабжена регулируемым насосом 6, а также предохранительным 5 и обратным 4 клапанами. Основной трехпозиционный четырехходовой распределитель 2 с отрицательным перекрытием каналов в среднем положении управляется давлением рабочей жидкости с помощью вспомогательного трехпозиционного четырехходового распределителя 3 с ручным или иным управлением. В среднем положении этого вспомогательного распределителя, представленном на рисунке 11.4, рабочие полости цилиндров сервопривода основного распределителя 2 соединены между собой с баком 7. В результате этот распределитель устанавливается под действием пружин в среднее положение, при котором все его каналы соединяются с баком, что соответствует разгрузке (переводу в режим холостого хода) насоса.

Схема аналогичной системы представлена на рисунке 11.5. Система снабжена нерегулируемым насосом 6 с ручной разгрузкой (переводом насоса на холостой ход), осуществляемой с помощью двухступенчатого двухходового распределителя (переключателя) 7. Реверсирование движения поршня силового цилиндра 1 осуществляется с помощью упоров, установленных на его штоке, воздействующих на четырехходовой двухпозиционный распределитель 5, обеспечивающий переключение (реверсирование) основного четырехходового двухпозиционного распределителя 3 скорость переключения распределителя 3 ограничена дросселями 2 и 4.



### 11.3 Гидросистемы непрерывного (колебательного) движения

В ряде случаев (в металлорежущих станках и пр.) требуется обеспечить непрерывные колебательные прямолинейные или поворотные движения исполнительного гидродвигателя.

Схема такой гидросистемы с гидродвигателем поворотного действия (моментным гидроцилиндром) 4 приведена на рисунке 11.6. Управление системой осуществляется автоматически действующим двухпозиционным распределителем 2 и разгрузочными клапанами последовательного включения 6 и 11 с управлением с помощью давления жидкости, перепускаемой предохранительными клапанами 5 и 7 в конце каждого хода поворотного поршня цилиндра.

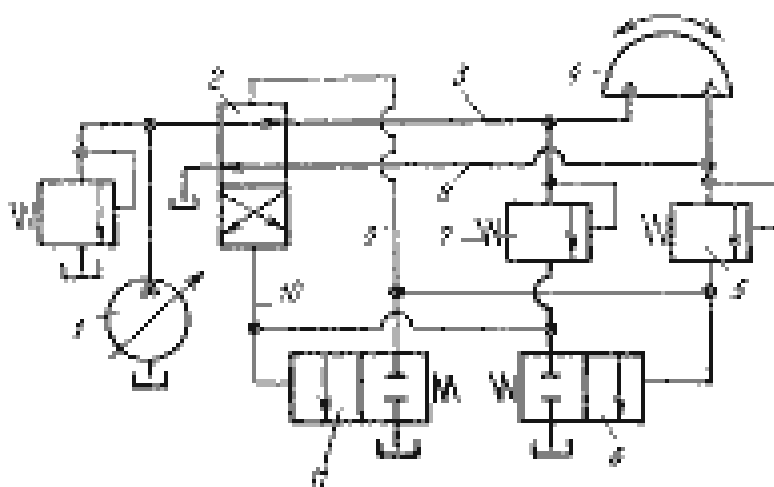


Рисунок 11.6 – Схема гидросистемы, обеспечивающая поворотно-колебательные движения.

В положении аппаратов системы, представленной на рисунке 11.6, жидкость от регулируемого насоса 1 поступает через двухпозиционный гидравлически управляемый распределитель 2 и напорную магистраль 3 в цилиндр 4 и удаляется из последнего в бак через магистраль 8. В конце каждого хода поршня поворотного цилиндра 4 клапан 7 в результате повышения давления перепускает жидкость в линию 10 управления распределителем 2 и клапаном 11, перемещая их рабочие элементы. При этом клапан 11 соединяет линию управления 9, связанную с верхней полостью распределителя 2, с баком, в результате чего распределитель 2 переключается, соединяя насос с магистралью 8, ведущей в противоположную полость цилиндра 4. При этом происходит реверс последнего, причем в конце хода цилиндра вступают в действие в той же последовательности предохранительный 5 и разгрузочный 6 клапаны, обеспечивающие повторение реверса поршня цилиндра.

Рассмотренная схема применима также и для поворотных колебательных движений цилиндра прямолинейного движения.

## 11.4 Электрогидравлические системы с регулируемым насосом

К гидросистемам с двухступенчатым электро-гидравлическим управлением относится система с регулируемым реверсивным насосом, реверс которого осуществляется сервоприводом, управляемым электрогидравлическим распределителем. Подобная схема гидросистемы с реверсивным регулируемым насосом 2 и гидравлическим управлением производительностью по положению поршня 9 сервопривода представлена на рисунке 11.7.

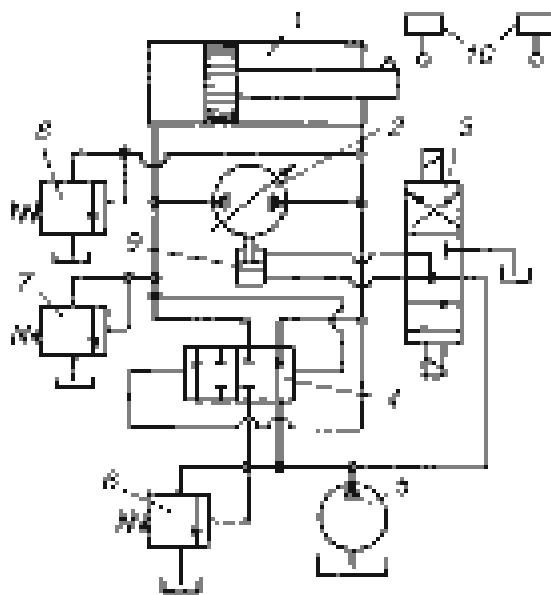


Рисунок 11.7 – Гидросистема с регулируемым реверсивным насосом.

Система снабжена вспомогательным насосом 5, питающим систему регулирования (управления) подачи основного рабочего насоса, а также осуществляющим его подпитку. Сигнал на реверсирование подачи насоса 2 поступает от вспомогательного четырехходового трехпозиционного распределителя 3 с электромагнитным управлением, получающего электросигнал от концевых переключателей 10.

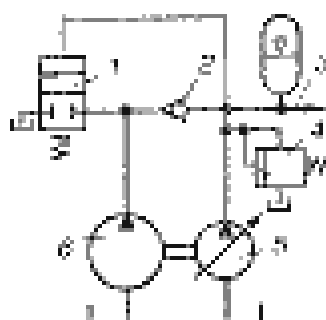
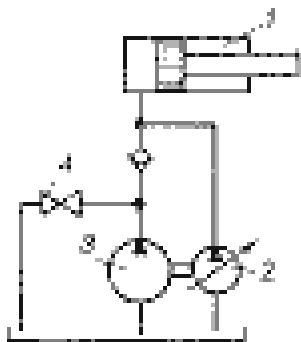
При реверсировании насоса 2 одновременно переключается двухпозиционный четырехходовой распределитель 4 с гидравлическим управлением на питание вспомогательным насосом 5 соответствующей всасывающей полости насоса 2.

Насос 2 снабжен предохранительными клапанами 7 и 8, отрегулированными на требуемые давления при прямом и обратном ходах поршня цилиндра 1, а насос 5 - предохранительным клапаном 6, отрегулированным на давление, необходимое для обеспечения требований системы управления и подпитки.

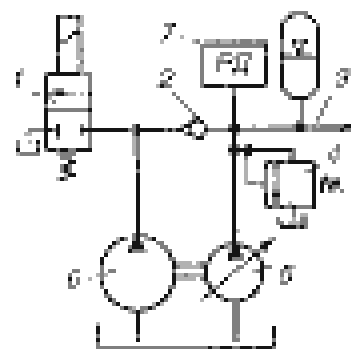
## 11.5 Гидросистемы с двумя спаренными насосами

В ряде машин, в частности в металлорежущих станках, распространены схемы с двумя спаренными насосами. Один из них (нерегулируемый) работает на низком давлении с большей подачей, и обеспечивает требующийся ускоренный холостой ход. А второй (регулируемый) работает на высоком давлении с небольшой подачей и служит для выполнения рабочего хода.

Упрощенная схема такой системы приведена на рисунке 11.8. Ускоренное перемещение поршня обеспечивается суммарной подачей двух насосов высокого 2 и низкого 3 давлений. По окончании ускоренного перемещения насос 3 вручную или автоматически по сигналу давления отключается при помощи открытия перекрывающего крана 4, после чего питание цилиндра 1 обеспечивается одним насосом 2, который является регулируемым.



а



б

Рисунок 11.8 – Схема системы с двумя спаренными насосами

Рисунок 11.9 – Схемы гидросистем с двумя спаренными насосами и газовым гидроаккумулятором

На рисунке 11.9, а показана принципиальная схема подобной гидросистемы питания потребителей двумя спаренными насосами 5 и 6 с автоматическим переключением. До тех пор, пока давление в линии 3 потребителей не достигнет заданного значения, на которое отрегулирована возвратная пружина двухходового распределителя (переключателя) 1, каналы последнего будут перекрыты, и в линию 3 поступает жидкость от обоих насосов. При заданном же давлении, определяемом характеристикой пружины переключателя 1, насос низкого давления 6 автоматически переключится на бак, насос же 5 с помощью обратного клапана 2 отсоединится от переключателя 1 и будет продолжать питание гидросистемы. Давление, развиваемое в этом случае насосом 5, ограничено предохранительным клапаном 4.

Принципиальная схема подобной же гидросистемы представлена на рисунке 11.9, б. Эта схема отключается от рассмотренной выше тем, что отключение насоса 6 низкого давления осуществляется электрогидравлическим реле давления 7, подающим при заданном давлении сигнал на электромагнитный переключатель 1.

### 11.6 Питание одним насосом двух и несколько гидродвигателей

Многие гидросистемы имеют несколько гидродвигателей, питаемые от одного насоса. При такой схеме возможны два варианта подключения гидродвигателей.

*Гидросистема с параллельным включением гидропривода* показана на рисунке 11.10. Гидросистема имеет одну общую насосную станцию 1 и три гидроцилиндра 2, 3 и 4. Каждый из гидроцилиндров имеет собственное независимое устройство управления - гидрораспределители 6, 7 и 8. В точке 5 гидролиния имеет разветвление, в котором общая подача насосной станции 1 делится на три части  $Q_1$ ,  $Q_2$  и  $Q_3$ . Каждый из гидроцилиндров может включаться в работу в любой момент времени, независимо от других потребителей, и совершать как холостой, так и рабочий ход.

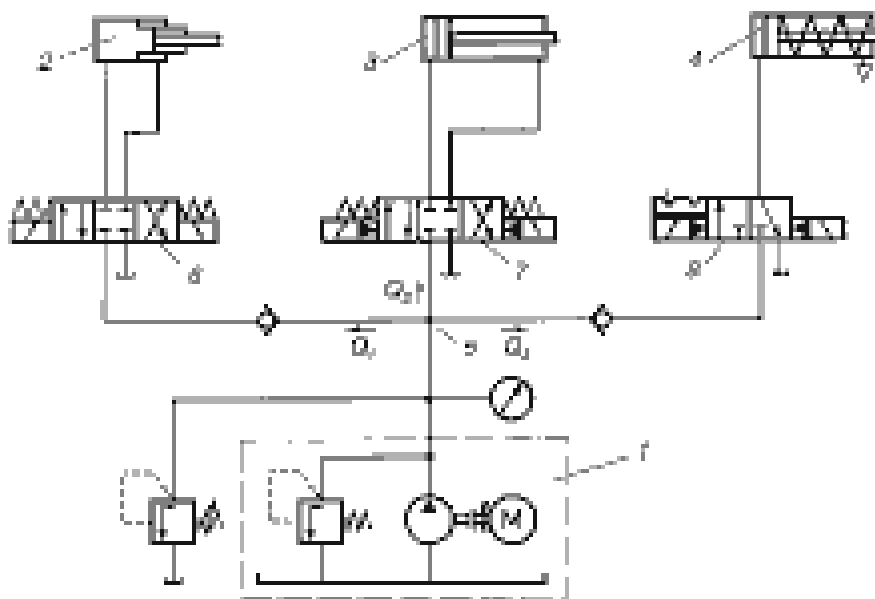


Рисунок 11.10 – Гидросистема с параллельным включением гидропривода.

*Гидросистема с последовательным включением гидропривода* представлена на рисунке 11.11. Гидросистема имеет два гидроцилиндра 1 и 2, которые питаются от общей насосной станции 3. В отличие от гидросистемы с параллельным включением, гидроцилиндр 2 может осуществлять рабочий ход только при неработающем первом гидроцилиндре, поскольку при включении гидроцилиндра 1, напорная линия цилиндра 2 становится

сливной, в которой давление падает. При этом цилиндр 2 может осуществлять только холостой ход.

*Гидросистемы с параллельным включением гидропривода* получили наибольшее распространение. Однако, показанная на рисунке 11.10 гидросхема имеет один существенный недостаток.

Дело в том, что при включении всех трех гидроцилиндров скорость перемещения их выходных звеньев будет минимальна. Если отключить один из них, например первый (2), то скорость у второго и третьего возрастет, так как общая подача будет делиться только на  $Q_2$  и  $Q_3$ . Чтобы этого избежать, в гидросистему необходимо включать редукционные клапаны.

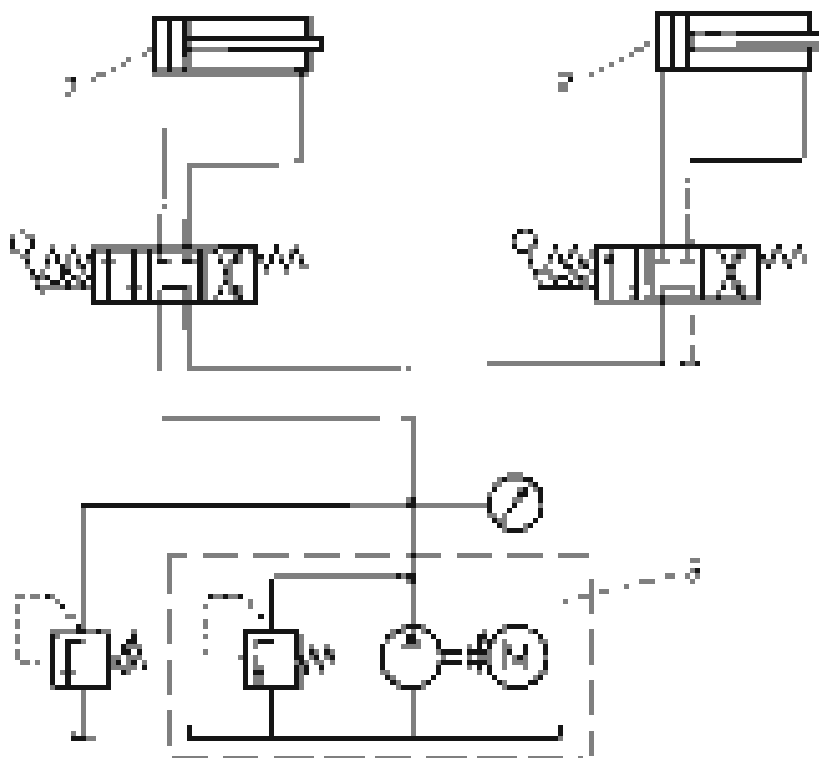


Рисунок 11.11 – Гидросистема с последовательным включением гидропривода.

На рисунке 11.12 представлена схема гидросистемы с одним насосом 3 и двумя силовыми цилиндрами 1 и 6, один из которых (цилиндр 6) рассчитан на работу при внешней нагрузке (давлении), значительно меньшей нагрузки второго цилиндра 1.

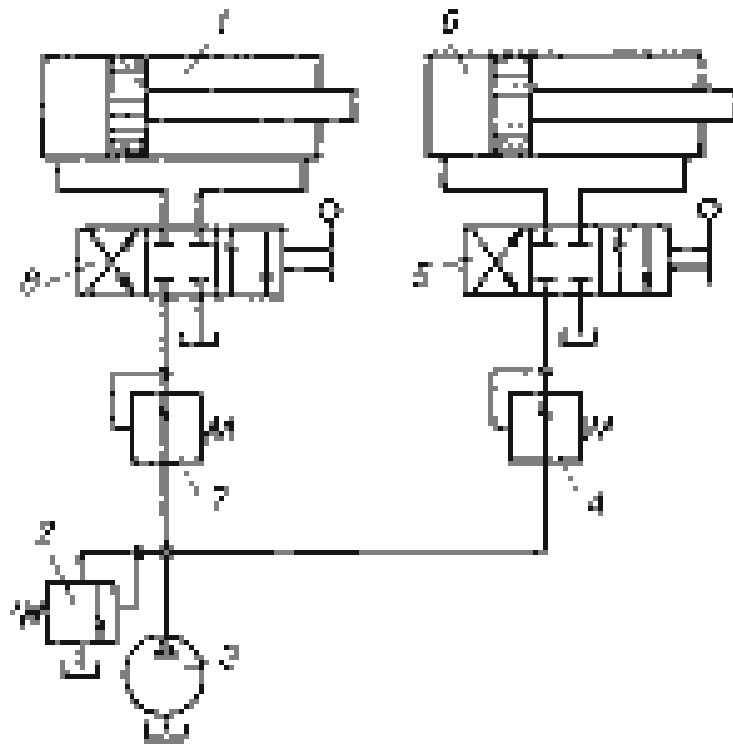


Рисунок 11.12 – Гидросистема с двумя гидроцилиндрами, питаемыми одним насосом через редукционные клапаны.

Для снижения давления в системе питания цилиндра 6 до требуемой величины применен редукционный клапан 4, установленный на входе в распределитель 5. Для цилиндра 1 также предусмотрен редукционный клапан 7, отрегулированный на рабочее давление в этом цилиндре. Редукционный клапан 7 также устанавливается на входе в распределитель 8, управляющий цилиндром 1. Насос 3 снабжен переливным клапаном 2, который сбрасывает излишек рабочей жидкости в бак.

## 12 МОНТАЖ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ

### 12.1 Монтаж объемных гидроприводов

#### Требования к установке гидроагрегатов

Установка гидроагрегатов должна осуществляться обеспечением удобного доступа к узлам и элементам. Замена агрегатов не должна вызывать необходимости демонтажа соседних узлов и элементов гидропривода.

Гидромашины не должны воспринимать нагрузок от веса присоединительных трубопроводов или усилий, возникающих вследствие упругой деформации трубопроводов.

Во всасывающей гидролинии насосов должен обеспечиваться необходимый подпор рабочей жидкости. Диаметр всасывающего трубопровода должен быть не меньше условного прохода всасывающего отверстия насоса. Скорость течения рабочей жидкости во всасывающем трубопроводе не должна превышать 1,2 м/с. Всасывающий трубопровод должен обладать минимально возможным сопротивлением. Допустимое разрежение во всасывающем трубопроводе 0,02...0,025 МПа. Сливной трубопровод в гидроприводах с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости, а также в насосах подпитки должен иметь размеры, обеспечивающие перемещения рабочей жидкости в нем со скоростью, не превышающей скорость ее движения во всасывающем трубопроводе. В противном случае при сливе в гидробаке образуется масляная эмульсия (смесь масла и воздуха). Сливная труба должна погружаться в масло, иметь скос по углом 45°; минимальное расстояние от дна бака до трубы должно составлять 2,5 наружного диаметра сливной трубы.

Дренажные отверстия на корпусах гидромашин должны располагаться в верхнем положении для исключения образования камер, заполненных воздухом. При значительной длине дренажного трубопровода его сечение необходимо увеличивать во избежание повышения давления внутри корпуса гидромашин.

Соединение гидроагрегатов выполняется с помощью стальных трубопроводов или резинометаллических рукавов. Основные требования к монтажу гибких рукавов следующие: рукав должен висеть не перегибаясь в месте заделки; резкие изгибы и скручивание не допускаются; при работе не должно быть трения рукавов одного об другой и о детали конструкции; длина прямого участка рукава около присоединительной арматуры - не менее шести наружных его диаметров.

В самой высокой точке трубопровода должно находиться устройство для удаления воздуха.

### **Сборка и установка гидроагрегатов**

Монтаж объемного гидропривода необходимо начинать с проверки наличия всех комплектующих узлов и деталей. Убедившись в исправности, приступают к монтажу гидроагрегатов, гидромашин, гидроаппаратуры, соединительных трубопроводов и контрольно-измерительных приборов. Затем монтируют системы управления, охлаждения и т.п. Все отверстия для подвода и отвода рабочей жидкости должны быть закрыты соответствующими заглушками. Трубопроводы тщательно очищаются, а их внутренние поверхности протравливаются. Затем трубы промываются в специальных промывочных ваннах, просушиваются сжатым воздухом и закупориваются до установки на машину. Перед монтажом трубопроводы должны быть испытаны на давление, превышающее максимальное рабочее в 2 раза.

Особое внимание необходимо уделять правильному монтажу уплотнительных устройств. На поверхности деталей, сопрягаемых с уплотнением не допускаются риски, забоины, сколы, заусенцы и другие дефекты. Размеры и чистота сопряженных поверхностей должны соответствовать требованиям нормативно-технической документации.

Перед установкой уплотнение, а также поверхности деталей, сопрягаемых с уплотнением, протирают безворсовым тампоном, смоченным в бензине. Затем их сушат при комнатной температуре до полного испарения бензина и смазывают рабочей жидкостью или смазочным материалом, инертным к материалу уплотнений.

Не допускается перекос уплотнительного узла, чрезмерное растяжение, скручивание и механическое повреждение уплотнений. В случае отсутствия заходных фасок на уплотняемых деталях или при монтаже уплотнений на детали, имеющие неровности и ступенчатую форму, применяют специальные монтажные оправки.

Монтаж и демонтаж узлов и элементов объемного гидропривода проводят в соответствии с инструкцией по его эксплуатации.

### **Заправка гидросистемы рабочей жидкостью**

По окончании монтажных работ в гидросистему заливают рабочую жидкость требуемой марки и в нужном объеме. Содержание воды в ней не допускается. Очистка от механических примесей проводится на специальных установках. Рабочая жидкость фильтруется. Тонкость фильтрации не должна



быть больше той, которая обеспечивается самым "тонким" фильтром, установленным в гидросистеме.

Надежность гидропривода напрямую зависит от чистоты рабочей жидкости, поэтому при заправке необходимо предохранять масло от загрязнений на различных технологических этапах. Заправка должна проводиться заправочными станциями с ручным или механизированным приводом. Преимуществом заправочных станций является наличие резервуара, предохраняющего масло от загрязнения в процессе транспортирования, хранения и заливки, приемных и напорных фильтров тонкой очистки, обеспечивающих необходимую тонкость фильтрации при заправке.

Заправка объемного гидропривода делится на три этапа. На первом масло заливается в корпус гидромашины, а воздух удаляется дренажной системой. Для этого производится подача рабочей жидкости через монтажный трубопровод в нижнюю дренажную точку гидропривода. По мере поступления рабочей жидкости воздух через верхнюю дренажную точку вытесняется в гидробак. На втором этапе осуществляется заливка рабочей жидкости в гидробак до верхнего уровня. На третьем этапе заправляется гидросистема. При этом проводят пробные пуски объемного гидропривода на холостых режимах при минимальной частоте вращения приводного вала. Пробные пуски мобильных машин производят с перерывами в течении 15 с при помощи стартера. Контроль за наполнением гидросистемы осуществляется по понижению уровня масла в гидробаке. После заполнения приводной двигатель запускается на холостых режимах в течении 3...5 мин, после чего производится дозаправка до нужного уровня рабочей жидкости по метке на указателе гидробака.

## **12.2 Эксплуатация объемных гидроприводов в условиях низких температур**

Нижнее допустимое значение температуры воздуха, регламентируемое ГОСТом для гидрооборудования, предназначенного для эксплуатации в районах с холодным климатом составляет -60 С.

*Эксплуатационная надежность гидропривода обеспечивается за счет:*

- комплекса дополнительных мер, которые осуществляются при изготовлении, установке и эксплуатации узлов и элементов;
- применения соответствующих конструкционных материалов (сталей) и их дополнительной термообработки для повышения прочности и износостойкости деталей;

- повышения чистоты обработки основных деталей, рационального выбора допуска и посадок, уменьшения концентрации напряжений;
- предотвращения хрупкого разрушения сварных узлов и соединений путем совершенствования методов их конструирования и технологии изготовления;
- использования для уплотнительных элементов соответствующих резин;
- применения рабочих жидкостей, сохраняющих необходимые рабочие свойства при низких температурах;
- снижения потерь давления рабочей жидкости в гидролиниях всасывания, нагнетания и дренажа;
- использования устройств для подготовки и подогрева рабочей жидкости перед началом запуска;
- выбора оптимальных режимов запуска гидропривода.

Необходимо обеспечивать принудительную подпитку насоса или устанавливать его непосредственно в гидробаке. Рекомендуется также устанавливать насосы так, чтобы всасывающее отверстие насоса было расположено ниже наименьшего уровня масла в гидробаке не менее чем на 500 мм. При работе в режиме самовсасывания рабочей жидкости всасывающую гидролинию следует делать как можно короче; запрещается помещать в ней фильтры и другие элементы, способствующие увеличению сопротивления проходу рабочей жидкости. Необходимо тщательно следить за герметичностью всасывающего трубопровода.

Особое внимание должно уделяться очистке рабочей жидкости от загрязнений. Фильтры рекомендуется устанавливать на сливной магистрали. Пропускная способность их должна быть вдвое большей, чем фильтров в нормальных условиях эксплуатации. В гидросистеме необходимо предусматривать перепускные клапаны.

Гидробаки должны иметь отстойники для сбора воды и устройства для слива конденсата. Во избежание попадания конденсата в гидросистему гидропривод полностью заполняется маслом, а для компенсации объемных изменений жидкости в процессе работы привода устанавливаются эластичные компенсаторы. В противном случае сообщение гидробака с атмосферой должно осуществляться через устройства, полностью исключающие попадания воды в рабочую жидкость.

В гидроприводах, работающих в условиях холодного климата, при пуске и в начальный период работы значительно возрастают потери давления в трубопроводах. При  $-50...-60$  С потери давления рабочей жидкости в гидролиниях привода могут возрастать в  $15...20$  раз по сравнению с потерями давления при  $+50$  С. Для уменьшения потерь давления в трубопроводах необходимо обеспечить минимальную протяженность трубопроводов, сократить число изгибов, соединений, переходов и т.п. Допустимая скорость рабочей жидкости во всасывающем трубопроводе -  $0,85$  м/с, в сливном -  $1,4$  м/с, в нагнетательном при номинальном давлении  $32$  МПа -  $5$  м/с.

Для сокращения времени выхода на установившийся тепловой режим целесообразно предусматривать теплоизоляцию гидробаков и трубопроводов. С этой же целью в гидроприводах можно применять устройства для подогрева рабочей жидкости в период пуска. Рекомендуется это делать в течение  $20...30$  мин. В гидравлической системе привода подогрев рабочей жидкости в период пуска обеспечивается путем пропускания всей подаваемой насосом рабочей жидкости через предохранительный клапан при номинальном рабочем давлении.

Пуск насосов в условиях низких температур должен производиться при постепенном повышении давления рабочей жидкости до номинального с выдержкой при давлении  $10$  МПа в течение  $1...2$  мин.

Для облегчения запуска приводного двигателя и во избежание выхода из строя насоса его привод рекомендуется осуществлять через разъединительные муфты (желательно фрикционные). При отсутствии конструктивной возможности применения разъединительных муфт необходимо ограничить частоту вращения вала при запуске для аксиально-поршневых гидронасосов до  $1000$  об/мин, шестеренных - до  $1500$  об/мин. В гидроприводах с замкнутой циркуляцией предусматривается автоматическое ограничение мощности насоса.

### **12.3 Основные неисправности в гидросистемах и способы их устранения**

При эксплуатации гидропривода ввиду сложности конструкции многих его элементов, неизбежно возникают различного рода неисправности, которые необходимо вовремя определять и устранять. В таблице 12.1 приводятся основные неполадки в гидросистемах машин, их причин и способы устранения.

Таблица 12.1 – Основные неисправности в гидросистемах и способы их устранения

Неисправности	Возможные причины	Способ устранения
<p>Насос не подает жидкость в систему</p>	<p>Неправильное направление вращения вала насоса                      В баке мало рабочей жидкости                      Засорился всасывающий трубопровод                      Подсос воздуха во всасывающей трубе                      Поломка насоса                      Велика вязкость жидкости                      Засорился демпфер переливного клапана</p>	<p>Изменить вращение вала                      Долить жидкость до отметки маслоуказателя                      Прочистить трубопровод                      Подтянуть соединение                      Устранить повреждения или заменить насос                      Заменить жидкость                      Промыть клапан и прочистить демпферное отверстие</p>
<p>Насос не создает давления в системе</p>	<p>Насос не подает жидкость в систему                      Большой износ насоса (внутренние утечки велики)                      Большие внешние утечки по валу через корпус насоса                      Большие внутренние утечки в гидросистеме                      "Завис" золотник предохранительного клапана или не "сел" на седло переливной клапан                      Уменьшение вязкости масла вследствие его нагрева (обычно выше 50 С)</p>	<p>См. пункт 1                      Проверить производительность насоса на холостом ходу и под нагрузкой. При объемном КПД ниже паспортного заменить насос.                      Заменить уплотнения.                      Проверить, нет ли раковин, трещин и т.д.                      При их обнаружении заменить насос.                      Заменить уплотнения.                      Проверить узлы гидросистемы на герметичность и отремонтировать.                      Разобрать и промыть клапан, проверить состояние демпфера, пружины, шарика и его седла                      Улучшить условия охлаждения масла</p>

Продолжение таблицы 12.1

Неисправности	Возможные причины	Способ устранения
Шум и вибрация в системе	<p>Большое сопротивление во всасывающем трубопроводе</p> <p>Мала пропускная способность фильтра или он засорился</p> <p>Подсос воздуха во всасывающей трубе</p> <p>Засорился сапун в баке</p> <p>Вибрация клапана</p> <p>Резкое изменение проходного сечения трубопроводов</p> <p>Нежесткое крепление трубопроводов</p>	<p>Увеличить проходное сечение труб</p> <p>Заменить фильтр или промыть его</p> <p>Подтянуть соединения</p> <p>Прочистить сапун</p> <p>Разобрать и проверить демпфирующие каналы</p> <p>Увеличить и выправить проходные сечения трубопроводов</p> <p>Закрепить трубопроводы</p>
Неравномерное движение рабочих органов	<p>Наличие воздуха в гидросистеме</p> <p>Давление настройки предохранительного клапана близко к давлению, необходимому для движения рабочих органов</p> <p>Малое противодействие на сливе из цилиндра</p> <p>Механическое заедание подвижных частей гидроцилиндра</p> <p>Неравномерная подача масла насосом. Шум и стук в насосе вследствие поломки одной из лопаток или плунжера</p>	<p>Выпустить воздух из системы</p> <p>Настроить предохранительный клапан на давление на 0,5...1,0 МПа больше, чем давление, необходимое для движения рабочих органов</p> <p>Повысить сопротивление на сливе (регулировкой дросселя или подпорного клапана)</p> <p>Отремонтировать гидроцилиндр</p> <p>Заменить насос</p>
Резкое уменьшение скорости движения при росте нагрузки	<p>Большие внутренние или внешние утечки в элементах гидросистемы</p> <p>Регулятор скорости заедает в открытом положении</p>	<p>См. пункт 2</p> <p>Разобрать регулятор скорости, проверить исправность пружины и плавность перемещения золотника. Устранить дефекты, промыть и</p>

Продолжение таблицы 12.1

Неисправности	Возможные причины	Способ устранения
	Предохранительные и перепускные клапаны отрегулированы на низкое давление	собрать регулятор Настроить предохранительные и перепускные клапаны
Постепенное уменьшение скорости движения рабочего органа	Загрязнение рабочей жидкости Засорение фильтров, дросселей и других аппаратов системы Облитерация (заращивание) щелей дросселя Износились уплотняющие поверхности гидроагрегатов или снизилась вязкость рабочей жидкости	Заменить жидкость и промыть гидросистему Промыть аппаратуру Увеличить минимальное открытие дросселя или установить дроссель с меньшим минимальным расходом Заменить износившиеся гидроагрегаты или заменить рабочую жидкость
Повышенное давление в нагнетательной линии при холостом ходе	Повысились потери давления в системе из-за неправильного выбора аппаратуры, уменьшенного проходного сечения трубопроводов, а также в результате некачественного монтажа Засорился канал управления переливным клапаном распределителя Повышенные механические сопротивления движению рабочих органов	Заменить аппаратуру, установить трубопроводы с большим проходным сечением, исключить излишние изгибы, соединения и т.п. Прочистить каналы распределителя Устранить недостатки конструкции, отремонтировать штоки цилиндров и т.п.

Продолжение таблицы 12.1

Неисправности	Возможные причины	Способ устранения
Повышенный нагрев масла в системе	Повышенные потери давления в трубопроводах и гидроаппаратуре. Плохой отвод тепла от бака и трубопроводов Насос не разгружается во время пауз Неисправность терморегулирующей аппаратуры	См. пункт 7, а также улучшить теплоотвод от бака и труб  Проверить работу разгрузочного устройства, устранить дефекты Устранить неисправность
Обратный клапан пропускает жидкость при изменении направления потока	Клапан не прилегает седлу. Дефект рабочих кромок клапана или седла. Сломалась пружина клапана	Разобрать клапан, проверить состояние седла, конуса клапана и пружины. Устранить дефекты, промыть и собрать клапан
Предохранительный клапан не удерживает давления	Засорился демпфер или седло клапана. Потеря герметичности в системе дистанционной разгрузки Износился шарик или седло Сломалась пружина	Прочистить демпфер, промыть потоком жидкости  Заменить шарик или седло Заменить пружину.
Давление за редуцирующим клапаном отсутствует	Засорился демпфер или седло клапана Износился шарик или седло Сломалась пружина	См. пункт 10  См. пункт 10 См. пункт 10
Через дренажные отверстия идут большие утечки	Износились уплотнения Износились рабочие поверхности подвижных распределительных устройств	Заменить уплотнения Произвести ремонт или замену
Золотники с электрогидравлическим управлением не переключаются при включении электромагнита	Заедание золотника в корпусе (задир золотника). Заклинивание золотника при грязном масле или осевшей возвратной пружине. Густое масло	Снять электромагниты, проверить вручную перемещение золотника, проверить затяжку крепления корпуса золотника, промыть аппарат, сменить масло

Продолжение таблицы 12.1

Неисправности	Возможные причины	Способ устранения
	<p>затрудняет перемещение золотника Якоря электромагнитов не перемещаются на полную величину хода Расклепался конец толкателя Засорилось дренажное отверстие в золотнике</p>	<p>Проверить напряжение в зажимах электромагнита, устранить заедание якоря при перемещениях Заменить толкатель Разобрать, промыть</p>
<p>Электромагниты гудят и перегреваются</p>	<p>См. пункт 13 Слишком сильны возвратные пружины Напряжение питающего тока не соответствует номиналу Расклепался якорь электромагнита</p>	<p>См. пункт 13 Заменить на более слабые Отрегулировать напряжение электротока Переклепать якорь</p>
<p>Обрыв и трещины маслопроводов с нарушением герметизации</p>	<p>Недопустимые деформации гибких рукавов Старение и износ гибких рукавов Резонансные колебания трубопроводов Значительные пики давления в гидросистеме</p>	<p>Довести конструкцию маслопровода Заменить рукав Закрепить трубы скобами Поставить перепускные клапаны и демпферы. Снизить скорость рабочего органа</p>
<p>Редукционный клапан не понижает давления или понижает недостаточно</p>	<p>Регулирующая пружина сжата почти до полного прилегания витков. Золотник клапана заедает. Засорилась линия отвода масла после шарика в бак. Осела регулирующая пружина. Засорилось демпферное отверстие золотника. Между шариком и седлом попала грязь или поврежден шарик</p>	<p>Разобрать клапан промыть и заменить дефектные детали</p>



Продолжение таблицы 12.1

Неисправности	Возможные причины	Способ устранения
Скорость подачи силового узла мала и падает при нагрузке (регулирование с помощью регулятора расхода)	Засорилась щель дросселя Ослабла пружина встроенного редукционного клапана или застрял золотник Повышение утечки в насосе и гидроагрегатах Большая вязкость масла	Разобрать и промыть с заменой дефектных деталей  Заменить износившиеся гидроагрегаты  Заменить масло
Поток масла не реверсируется золотником приточного исполнения	Заедание золотника в корпусе вследствие грязного масла, пережима крепежных болтов, неплоскостности монтажной поверхности, поломки возвратных пружин, отсутствия давления управления Сбилась толкатель электромагнита золотника управления. Сгорела катушка или расклепался якорь	Разобрать и промыть золотник. Ослабить крепежные болты. Повысить давление управления  Заменить дефектные детали
Масло и пена выбрасываются через заливную горловину маслобака или крышку встроенного сливного фильтра	Избыток масла в баке. Подсос воздуха в гидросистему  Засорился фильтр или повреждены уплотнения крышки фильтра Нет замедлительного клапана на сливе из цилиндра	Слить часть масла Подтянуть соединения всасывающей линии Промыть фильтр и заменить уплотнения

## 13 ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ПРИВОД

### 13.1 Общие сведения о применении газов в технике

Любой объект, в котором используется газообразное вещество, можно отнести к *газовым системам*. Поскольку наиболее доступным газом является воздух, состоящий из смеси множества газов, то его широкое применение для выполнения различных процессов обусловлено самой природой. В переводе с греческого *pneumatikos* - воздушный, чем и объясняется этимологическое происхождение названия *пневматические системы*. В технической литературе часто используется более краткий термин - *пневматика*.

Пневматические устройства начали применять еще в глубокой древности (ветряные двигатели, музыкальные инструменты, кузнечные меха и пр.), но самое широкое распространение они получили вследствие создания надежных источников пневматической энергии - нагнетателей, способных придавать газам необходимый запас потенциальной и (или) кинетической энергии.

*Пневматический привод*, состоящий из комплекса устройств для приведения в действие машин и механизмов, является далеко не единственным направлением использования воздуха (в общем случае газа) в технике и жизнедеятельности человека. В подтверждение этого положения кратко рассмотрим основные виды пневматических систем, отличающихся как по назначению, так и по способу использования газообразного вещества.

По наличию и причине движения газа все системы можно разделить на три группы.

К первой группе отнесем системы с *естественной конвекцией* (циркуляцией) газа (чаще всего воздуха), где движение и его направление обусловлено градиентами температуры и плотности природного характера, например, атмосферная оболочка планеты, вентиляционные системы помещений, горных выработок, газоходов и т.п.

Ко второй группе отнесем системы с *замкнутыми камерами*, не сообщаемыми с атмосферой, в которых может изменяться состояние газа вследствие изменения температуры, объема камеры, наддува или отсасывания газа. К ним относятся различные аккумулирующие емкости (пневмобаллоны), пневматические тормозные устройства (пневмобуферы), всевозможные эластичные надувные устройства, пневмогидравлические системы топливных баков летательных аппаратов и многие другие. Примером устройств с использованием вакуума в замкнутой камере могут быть пневмозахваты (пневмоприсоски), которые наиболее эффективны для

перемещения штучных листовых изделий (бумага, металл, пластмасса и т.п.) в условиях автоматизированного и роботизированного производства.

К третьей группе следует отнести такие системы, где используется энергия *предварительно сжатого газа* для выполнения различных работ. В таких системах газ перемещается по магистралям с относительно большой скоростью и обладает значительным запасом энергии. Они могут быть *циркуляционными* (замкнутыми) и *бесциркуляционными*. В циркуляционных системах отработавший газ возвращается по магистралям к нагнетателю для повторного использования (как в гидроприводе). Применение систем весьма специфично, например, когда недопустимы утечки газа в окружающее пространство или невозможно применение воздуха из-за его окислительных свойств. Примеры таких систем можно найти в криогенной технике, где в качестве энергоносителя используются агрессивные, токсичные газы или летучие жидкости (аммиак, пропан, сероводород, гелий, фреоны и др.).

В бесциркуляционных системах газ может быть использован потребителем как химический реагент (например, в сварочном производстве, в химической промышленности) или как источник пневматической энергии. В последнем случае в качестве энергоносителя обычно служит воздух. Выделяют три основных направления применения сжатого воздуха.

*К первому направлению* относятся технологические процессы, где воздух выполняет непосредственно операции обдувки, осушки, распыления, охлаждения, вентиляции, очистки и т.п. Очень широкое распространение получили системы пневмотранспортирования по трубопроводам, особенно в легкой, пищевой, горнодобывающей отраслях промышленности. Штучные и кусковые материалы транспортируются в специальных сосудах (капсулах), а пылевидные в смеси с воздухом перемещаются на относительно большие расстояния аналогично текучим веществам.

*Второе направление* - использование сжатого воздуха в пневматических системах управления (ПСУ) для автоматического управления технологическими процессами (системы пневмоавтоматики). Это направление получило интенсивное развитие с 60-х годов благодаря созданию универсальной системы элементов промышленной пневмоавтоматики (УСЭППА). Широкая номенклатура УСЭППА (пневматические датчики, переключатели, преобразователи, реле, логические элементы, усилители, струйные устройства, командоаппараты и т.д.) позволяет реализовать на ее базе релейные, аналоговые и аналого-релейные схемы, которые по своим параметрам близки к электротехническим системам. Благодаря высокой надежности они широко используются для циклового программного управления различными машинами, роботами в

крупносерийном производстве, в системах управления движением мобильных объектов.

**Третьим направлением** применения пневмоэнергии, наиболее масштабным по мощности, является пневматический привод, который в научном плане является одним из разделов общей механики машин. У истоков теории пневматических систем стоял И.И. Артоболевский. Он был руководителем Института машиноведения (ИМАШ) в Ленинграде, где под его руководством в 40 - 60-х годах систематизировались и обобщались накопленные сведения по теории и проектированию пневмосистем. Одной из первых работ по теории пневмосистем была статья А.П. Германа "Применение сжатого воздуха в горном деле", опубликованная в 1933 г., где впервые движение рабочего органа пневмоустройства решается совместно с термодинамическим уравнением состояния параметров воздуха.

Значительный вклад в теорию и практику пневмоприводов внесли ученые Б.Н. Бежанов, К.С. Борисенко, И.А. Бухарин, А.И. Воцинин, Е.В. Герц, Г.В. Крейнии, А.И. Кудрявцев, В.А. Марутов, В.И. Мостков, Ю.А. Цейтлин и другие.

### **13.2 Особенности пневматического привода, достоинства и недостатки**

Область и масштабы применения пневматического привода обусловлены его достоинствами и недостатками, вытекающими из особенностей свойств воздуха. В отличие от жидкостей, применяемых в гидроприводах, воздух, как и все газы, обладает высокой сжимаемостью и малой плотностью в исходном атмосферном состоянии (около  $1,25 \text{ кг/м}^3$ ), значительно меньшей вязкостью и большей текучестью, причем его вязкость существенно возрастает при повышении температуры и давления. Отсутствие смазочных свойств воздуха и наличие некоторого количества водяного пара, который при интенсивных термодинамических процессах в изменяющихся объемах рабочих камер пневмомашин может конденсироваться на их рабочих поверхностях, препятствует использованию воздуха без придания ему дополнительных смазочных свойств и влагопонижения. В связи с этим в пневмоприводах имеется потребность кондиционирования воздуха, т.е. придания ему свойств, обеспечивающих работоспособность и продляющих срок службы элементов привода.

С учетом вышеописанных отличительных особенностей воздуха рассмотрим достоинства пневмопривода в сравнении с его конкурентами - гидро- и электроприводом.

1. *Простота конструкции и технического обслуживания.* Изготовление деталей пневмомашин и пневмоаппаратов не требует такой высокой точности изготовления и герметизации соединений, как в

гидроприводе, т.к. возможные утечки воздуха не столь существенно снижают эффективность работы и КПД системы. Внешние утечки воздуха экологически безвредны и относительно легко устраняются. Затраты на монтаж и обслуживание пневмопривода несколько меньше из-за отсутствия возвратных пневмолиний и применения в ряде случаев более гибких и дешевых пластмассовых или резиновых (резинотканевых) труб. В этом отношении пневмопривод не уступает электроприводе. Кроме того, пневмопривод не требует специальных материалов для изготовления деталей, таких как медь, алюминий и т.п., хотя в ряде случаев они используются исключительно для снижения веса или трения в подвижных элементах.

*2. Пожаро- и взрывобезопасность.* Благодаря этому достоинству пневмопривод не имеет конкурентов для механизации работ в условиях, опасных по воспламенению и взрыву газа и пыли, например в шахтах с обильным выделением метана, в некоторых химических производствах, на мукомольных предприятиях, т.е. там, где недопустимо искрообразование. Применение гидропривода в этих условиях возможно только при наличии централизованного источника питания с передачей гидроэнергии на относительно большое расстояние, что в большинстве случаев экономически нецелесообразно.

*3. Надежность работы в широком диапазоне температур, в условиях пыльной и влажной окружающей среды.* В таких условиях гидро- и электропривод требуют значительно больших затрат на эксплуатацию, т.к. при температурных перепадах нарушается герметичность гидросистем из-за изменения зазоров и изолирующих свойств электротехнических материалов, что в совокупности с пыльной, влажной и нередко агрессивной окружающей средой приводит к частым отказам. По этой причине пневмопривод является единственным надежным источником энергии для механизации работ в литейном и сварочном производстве, в кузнечно-прессовых цехах, в некоторых производствах по добыче и переработке сырья и др. Благодаря высокой надежности пневмопривод часто используется в тормозных системах мобильных и стационарных машин.

*4. Значительно больший срок службы,* чем гидро- и электропривода. Срок службы оценивают двумя показателями надежности: гамма-процентной наработкой на отказ и гамма-процентным ресурсом. Для пневматических устройств циклического действия ресурс составляет от 5 до 20 млн. циклов в зависимости от назначения и конструкции, а для устройств нециклического действия около 10-20 тыс. часов. Это в 2 - 4 раза больше, чем у гидропривода, и в 10-20 раз больше, чем у электропривода.

*5. Высокое быстроедействие.* Здесь имеется в виду не скорость передачи сигнала (управляющего воздействия), а реализуемые скорости

рабочих движений, обеспечиваемых высокими скоростями движения воздуха. Поступательное движение штока пневмоцилиндра возможно до 15 м/с и более, а частота вращения выходного вала некоторых пневмомоторов (пневмотурбин) до 100 000 об/мин. Это достоинство в полной мере реализуется в приводах циклического действия, особенно для высокопроизводительного оборудования, например в манипуляторах, прессах, машинах точечной сварки, в тормозных и фиксирующих устройствах, причем увеличение количества одновременно срабатывающих пневмоцилиндров (например в многоместных приспособлениях для зажима деталей) практически не снижает время срабатывания. Большая скорость вращательного движения используется в приводах сепараторов, центрифуг, шлифовальных машин, бормашин и др. Реализация больших скоростей в гидроприводе и электроприводе ограничивается их большей инерционностью (масса жидкости и инерция роторов) и отсутствием демпфирующего эффекта, которым обладает воздух.

*6. Возможность передачи пневмоэнергии на относительно большие расстояния по магистральным трубопроводам и снабжение сжатым воздухом многих потребителей.* В этом отношении пневмопривод уступает электроприводе, но значительно превосходит гидропривод, благодаря меньшим потерям напора в протяженных магистральных линиях. Электрическая энергия может передаваться по линиям электропередач на многие сотни и тысячи километров без ощутимых потерь, а расстояние передачи пневмоэнергии экономически целесообразно до нескольких десятков километров, что реализуется в пневмосистемах крупных горных и промышленных предприятий с централизованным питанием от компрессорной станции.

Известен опыт создания городской компрессорной станции в 1888 г. одним из промышленников в Париже. Она снабжала заводы и фабрики по магистралям протяженностью 48 км при давлении 0,6 МПа и имела мощность до 18500 кВт. С появлением надежных электропередач ее эксплуатация стала невыгодной.

Максимальная протяженность гидросистем составляет около 250-300 м в механизированных комплексах шахт для добычи угля, причем в них используется обычно менее вязкая водно-масляная эмульсия.

*7. Отсутствие необходимости в защитных устройствах от перегрузки давлением у потребителей.* Требуемый предел давления воздуха устанавливается общим предохранительным клапаном, находящимся на источниках пневмоэнергии. Пневмодвигатели могут быть полностью заторможены без опасности повреждения и находиться в этом состоянии длительное время.

8. *Безопасность для обслуживающего персонала* при соблюдении общих правил, исключая механический травматизм. В гидро- и электроприводах возможно поражение электрическим током или жидкостью при нарушении изоляции или разгерметизации трубопроводов.

9. *Улучшение проветривания рабочего пространства* за счет обработанного воздуха. Это свойство особенно полезно в горных выработках и помещениях химических и металлообрабатывающих производств.

10. *Нечувствительность к радиационному и электромагнитному излучению*. В таких условиях электрогидравлические системы практически непригодны. Это достоинство широко используется в системах управления космической, военной техникой, в атомных реакторах и т.п.

Несмотря на вышеописанные достоинства, применяемость пневмопривода ограничивается в основном экономическими соображениями из-за больших потерь энергии в компрессорах и пневмодвигателях, а также других недостатков, описанных ниже.

1. *Высокая стоимость пневмоэнергии*. Если гидро- и электропривод имеют КПД, соответственно, около 70 % и 90 %, то КПД пневмопривода обычно 5-15 % и очень редко до 30 %. Во многих случаях КПД может быть 1 % и менее. По этой причине пневмопривод не применяется в машинах с длительным режимом работы и большой мощности, кроме условий, исключая применение электроэнергии (например, горнодобывающие машины в шахтах, опасных по газу).

2. *Относительно большой вес и габариты пневмомашин* из-за низкого рабочего давления. Если удельный вес гидромашин, приходящийся на единицу мощности, в 5-10 раз меньше веса электромашин, то пневмомашин имеют примерно такой же вес и габариты, как последние.

3. *Трудность обеспечения стабильной скорости движения выходного звена* при переменной внешней нагрузке и его фиксации в промежуточном положении. Вместе с тем мягкие механические характеристики пневмопривода в некоторых случаях являются и его достоинством.

4. *Высокий уровень шума*, достигающий 95-130 дБ при отсутствии средств для его снижения. Наиболее шумными являются поршневые компрессоры и пневмодвигатели, особенно пневмомолоты и другие механизмы ударно-циклического действия. Наиболее шумные гидроприводы (к ним относятся приводы с шестеренными машинами) создают шум на уровне 85-104 дБ, а обычно уровень шума значительно ниже, примерно как у электромашин, что позволяет работать без специальных средств шумопонижения.

5. Малая скорость передачи сигнала (управляющего импульса), что приводит к запаздыванию выполнения операций. Скорость прохождения сигнала равна скорости звука и, в зависимости от давления воздуха, составляет примерно от 150 до 360 м/с. В гидроприводе и электроприводе, соответственно, около 1000 и 300 000 м/с.

Перечисленные недостатки могут быть устранены применением комбинированных пневмоэлектрических или пневмогидравлических приводов.

### 13.3 Течение воздуха

Инженерные расчеты пневмосистем сводятся к определению скоростей и расходов воздуха при наполнении и опорожнении резервуаров (рабочих камер двигателей), а также с его течением по трубопроводам через местные сопротивления. Вследствие сжимаемости воздуха эти расчеты значительно сложнее, чем расчеты гидравлических систем, и в полной мере выполняются только для особо ответственных случаев. Полное описание процессов течения воздуха можно найти в специальных курсах газодинамики.

Основные закономерности течения воздуха (газа) такие же, как и для жидкостей, т.е. имеют место *ламинарный* и *турбулентный* режимы течения, установившийся и неустановившийся характер течения, равномерное и неравномерное течение из-за переменного сечения трубопровода и все остальные кинематические и динамические характеристики потоков. Вследствие низкой вязкости воздуха и относительно больших скоростей режим течения в большинстве случаев турбулентный.

Для промышленных пневмоприводов достаточно знать закономерности установившегося характера течения воздуха. В зависимости от интенсивности теплообмена с окружающей средой расчеты параметров воздуха выполняются с учетом вида термодинамического процесса, который может быть от изотермического (с полным теплообменом и выполнением условия  $T = \text{const}$ ) до адиабатического (без теплообмена).

При больших скоростях исполнительных механизмов и течения газа через сопротивления процесс сжатия считается адиабатическим с показателем адиабаты  $k = 1,4$ . В практических расчетах показатель адиабаты заменяют на показатель политропы (обычно принимают  $n = 1,3 \dots 1,35$ ), что позволяет учесть потери, обусловленные трением воздуха, и возможный теплообмен.

В реальных условиях неизбежно происходит некоторый теплообмен между воздухом и деталями системы и имеет место так называемое политропное изменение состояния воздуха. Весь диапазон реальных процессов описывается уравнениями этого состояния



$$pV^n = \text{const}$$

где  $n$  - показатель политропы, изменяющийся в пределах от  $n = 1$  (изотермический процесс) до  $n = 1,4$  (адиабатический процесс).

В основу расчетов течения воздуха положено известное уравнение Бернулли движения идеального газа

$$z + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} = \text{const}$$

Слагаемые уравнения выражаются в единицах давления, поэтому их часто называют "давлениями":

$z$  - весовое давление;

$p$  - статическое давление;

$\frac{v^2}{2}$  - скоростное или динамическое давление.

На практике часто весовым давлением пренебрегают и уравнение Бернулли принимает следующий вид

Сумму статического и динамического давлений называют полным давлением  $P_0$ . Таким образом, получим

При расчете газовых систем необходимо иметь в виду два принципиальных отличия от расчета гидросистем.

Первое отличие заключается в том, что определяется не объемный расход воздуха, а массовый. Это позволяет унифицировать и сравнивать параметры различных элементов пневмосистем по стандартному воздуху ( $\rho = 1,25 \text{ кг/м}^3$ ,  $\nu = 14,9 \text{ м}^2/\text{с}$  при  $p = 101,3 \text{ кПа}$  и  $t = 20^\circ\text{C}$ ). В этом случае уравнение расходов записывается в виде

$$Q_{m1} = Q_{m2} \text{ или } v_1 V_1 S_1 = v_2 V_2 S_2$$

Второе отличие заключается в том, что при сверхзвуковых скоростях течения воздуха изменяется характер зависимости расхода от перепада давлений на сопротивлении. В связи с этим существуют понятия

подкритического и надкритического режимов течения воздуха. Смысл этих терминов поясняется ниже.

Рассмотри истечение газа из резервуара через небольшое отверстие при поддержании в резервуаре постоянного давления (рис.11.1). Будем считать, что размеры резервуара настолько велики по сравнению с размерами выходного отверстия, что можно полностью пренебрегать скоростью движения газа внутри резервуара, и, следовательно, давление, температура и плотность газа внутри резервуара будут иметь значения  $p_0$ ,  $\rho_0$  и  $T_0$ .

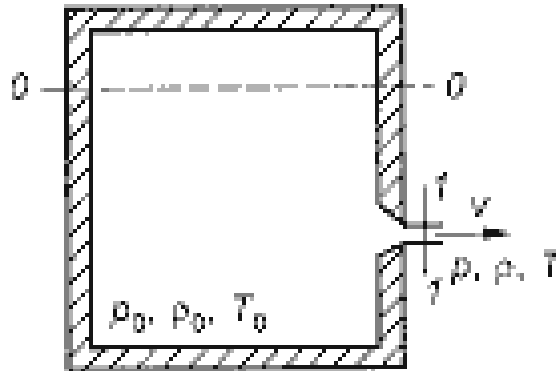


Рисунок 13.1. Истечение газа из отверстия в тонкой стенке.

Скорость истечения газа можно определять по формуле для истечения несжимаемой жидкости, т.е.

$$v = \sqrt{2gh} = \sqrt{2 \frac{p_0}{\rho_0} \frac{p}{p_0}}$$

Массовый расход газа, вытекающего через отверстие, определяем по формуле

$$G = \omega_0 \sqrt{\frac{2}{\gamma} \frac{p_0}{\rho_0} \left[ \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} - \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma+1}} \right]}$$

где  $\omega_0$  - площадь сечения отверстия.

Отношение  $p/p_0$  называется степенью расширения газа. Анализ формулы (11.7) показывает, что выражение, стоящее под корнем в квадратных скобках, обращается в ноль при  $p/p_0 = 1$  и  $p/p_0 = 0$ . Это означает, что при некотором значении отношения давлений массовый расход достигает максимума  $Q_{max}$ . График зависимости массового расхода газа от отношения давлений  $p/p_0$  показан на рисунке 13.2.

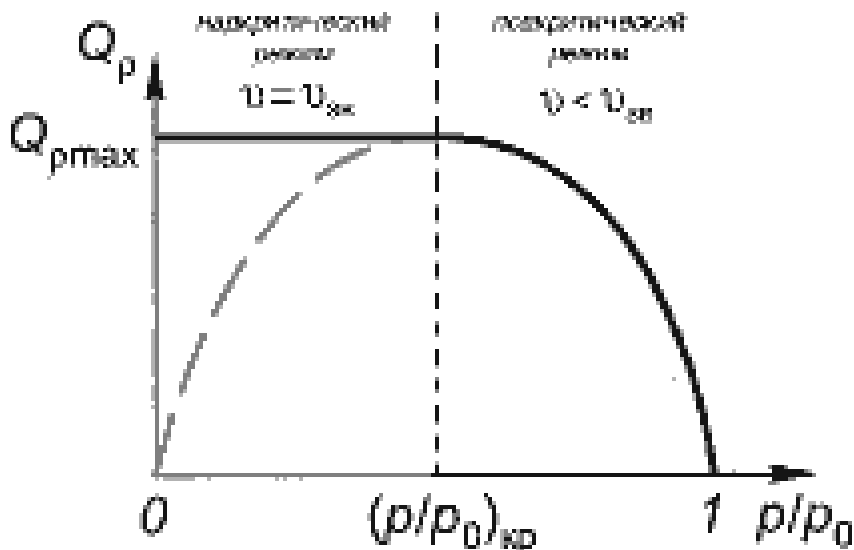


Рисунок 13.2 - Зависимость массового расхода газа от отношения давлений

Отношение давлений  $p/p_0$ , при котором массовый расход достигает максимального значения, называется критическим. Можно показать, что критическое отношение давлений равно

$$\left(\frac{p}{p_0}\right)_{кр} = \left(\frac{\gamma + 1}{2}\right)^{\frac{1}{\gamma}}$$

Как видно из графика, показанного на рисунке 13.2, при уменьшении  $p/p_0$  по сравнению с критическим расход должен уменьшаться (пунктирная линия) и при  $p/p_0 = 0$  значение расхода должно быть равно нулю ( $Q_m = 0$ ). Однако в действительности это не происходит.

В действительности при заданных параметрах  $p_0$ ,  $\rho_0$  и  $T_0$  расход и скорость истечения будут расти с уменьшением давления вне резервуара  $p$  до тех пор, пока это давление меньше критического. При достижении давлением  $p$  критического значения расход становится максимальным, а скорость истечения достигает критического значения, равного местной скорости звука. Критическая скорость определяется известной формулой

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{\gamma p}{\rho}}$$

После того, как на выходе из отверстия скорость достигла скорости звука, дальнейшее уменьшение противодавления  $p$  не может привести к увеличению скорости истечения, так как, согласно теории распространения малых возмущений, внутренний объем резервуара станет недоступен для внешних возмущений: он будет "заперт" потоком со звуковой скоростью. Все внешние малые возмущения не могут проникнуть в резервуар, так как им

будет препятствовать поток, имеющий ту же скорость, что и скорость распространения возмущений. При этом расход не будет меняться, оставаясь максимальным, а кривая расхода примет вид горизонтальной линии.

Таким образом, существует две зоны (области) течения:

*подкритический режим*, при котором

$$\left( \frac{v}{c} \right)_{\text{крит}} < \left( \frac{v}{c} \right)_{\text{крит}}$$

*надкритический режим*, при котором

$$\left( \frac{v}{c} \right)_{\text{крит}} > \left( \frac{v}{c} \right)_{\text{крит}}$$

В надкритической зоне имеет место максимальная скорость и расход, соответствующие критическому расширению газа. Исходя из этого при определении расходов воздуха предварительно определяют по перепаду давления режим истечения (зону), а затем расход. Потери на трение воздуха учитывают коэффициентом расхода  $\mu$ , который с достаточной точностью можно вычислить по формулам для несжимаемой жидкости ( $\mu = 0,1 \dots 0,6$ ).

Окончательно скорость и максимальный массовый расход в подкритической зоне, с учетом сжатия струи определяются по формулам

$$v = \frac{1}{\mu} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_0 - p)} \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1} \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}}$$

$$G_{\text{крит}} = \mu \cdot \rho_0 \cdot \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \cdot \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{1}{\gamma - 1}}$$

### 13.4 Подготовка сжатого воздуха

В промышленности используются различные конструкции машин для подачи воздуха под общим названием *воздуходувки*. При создании избыточного давления до 0,015 МПа они называются *вентиляторами*, а при давлении свыше 0,115 МПа - *компрессорами*.

Вентиляторы относятся к лопастным машинам динамического действия и кроме своего основного назначения - проветривания - применяются в пневмотранспортных системах и низконапорных системах пневмоавтоматики.

В пневмоприводах источником энергии служат компрессоры с рабочим давлением в диапазоне 0,4...1,0 МПа. Они могут быть объемного (чаще поршневые) или динамического (лопастные) действия. Теория работы компрессоров изучается в специальных дисциплинах.

По виду источника и способу доставки пневмоэнергии различают *магистральный, компрессорный и аккумуляторный* пневмопривод.

*Магистральный* пневмопривод характеризуется разветвленной сетью стационарных пневмолиний, соединяющих компрессорную станцию с цеховыми, участковыми потребителями в пределах одного или нескольких предприятий. Компрессорная станция оборудуется несколькими компрессорными линиями, обеспечивающими гарантированное снабжение потребителей сжатого воздуха с учетом возможной неравномерной работы последних. Это достигается установкой промежуточных накопителей пневмоэнергии (ресиверов) как на самой станции, так и на участках. Пневмолинии обычно резервируются, чем обеспечивается удобство их обслуживания и ремонта. Типовой комплект устройств, входящих в систему подготовки воздуха, показан на принципиальной схеме компрессорной станции (рис.11.3).

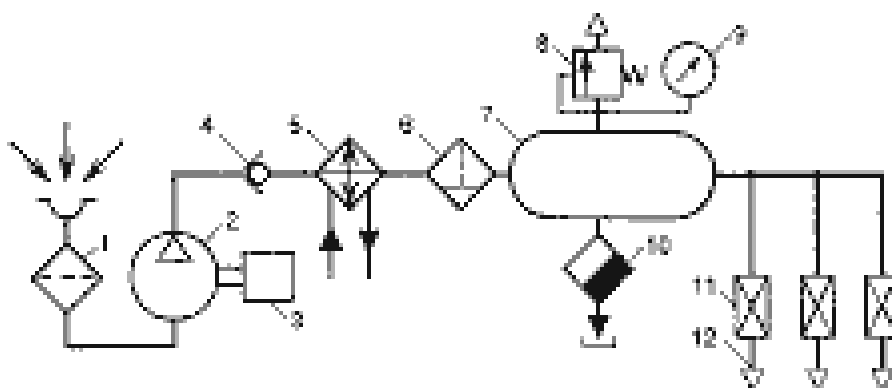


Рисунок 13.3 - Принципиальная схема компрессорной станции.

Компрессор 2 с приводным двигателем 3 всасывает воздух из атмосферы через заборный фильтр 1 и нагнетает в ресивер 7 через обратный клапан 4, охладитель 5 и фильтр-влагодделитель 6. В результате охлаждения воздуха водяным охладителем 5 происходит конденсация 70-80 % содержащейся в воздухе влаги, улавливаемой фильтром- влагодделителем и со 100-процентной относительной влажностью воздух поступает в ресивер 7, который аккумулирует пневмоэнергию и сглаживает пульсацию давления. В нем происходит дальнейшее охлаждение воздуха и конденсация некоторого количества влаги, которая по мере накопления удаляется вместе с механическими примесями через вентиль 10. Ресивер обязательно оборудуется одним или несколькими предохранительными клапанами 8 и манометром 9. Из ресивера воздух отводится к пневмолиниям 12 через краны

11. Обратный клапан 4 исключает возможность резкого падения давления в пневмосети при отключении компрессора.

*Компрессорный пневмопривод* отличается от вышеописанного магистрального своей мобильностью и ограниченностью числа одновременно работающих потребителей. Передвижные компрессоры наиболее широко используются при выполнении различных видов строительных и ремонтных работ. По комплекту устройств, входящих в систему подготовки воздуха, он практически не отличается от вышеописанной компрессорной станции (водяной охладитель заменяется на воздушный). Подача воздуха к потребителям осуществляется через резиноканевые рукава.

*Аккумуляторный пневмопривод* ввиду ограниченного запаса сжатого воздуха в промышленности применяется редко, но широко используется в автономных системах управления механизмов с заданным временем действия. На рисунке 13.4 показаны несколько примеров аккумуляторного питания пневмосистем.

Для бесперебойной подачи жидкости в гидросистему или топлива в двигатели внутреннего сгорания аппаратов с переменной ориентацией в пространстве применяется наддув бака с жидкостью (рисунок 13.4, а) от пневмобаллона 1.

Вытеснение жидкости из бака 5, разделенного мембраной на две части, обеспечивается постоянным давлением воздуха, зависящим от настройки редуционного клапана 3 при включении электроventиля 2. Предельное давление ограничивается клапаном 4.

Система ориентации летательного аппарата (рисунок 11.4, б) состоит из управляющих реактивных пневмодвигателей 4, питающихся от шарового пневмобаллона 1 через редуционный клапан 2 и электроventили 3.

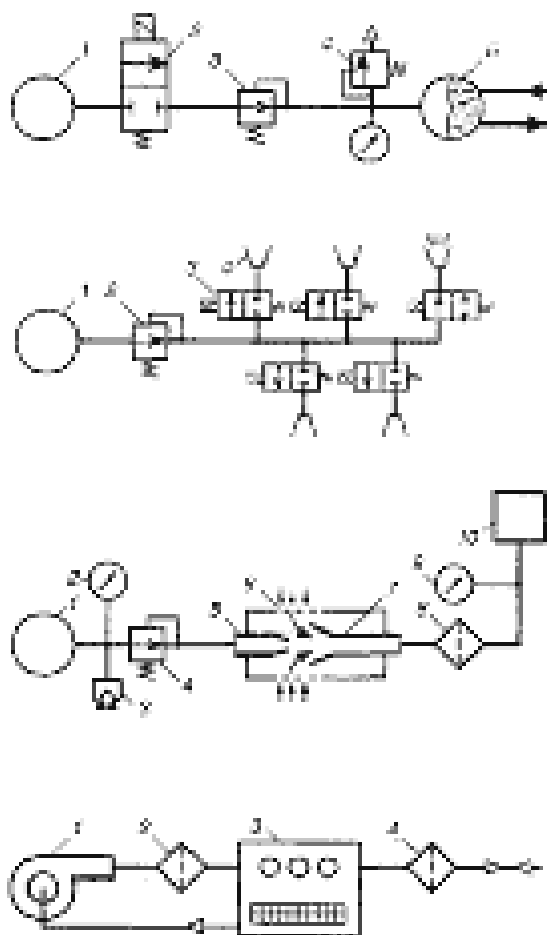


Рисунок 13.4 - Принципиальные схемы аккумуляторного питания пневмосистем (а, б, в) и замкнутой пневмосистемы (г).

Для питания систем промышленной пневмоавтоматики часто используется не только средний (нормальный) диапазон давления воздуха (0,118...0,175 МПа), а и низкий диапазон (0,0012...0,005 МПа). Это позволяет уменьшить расход сжатого воздуха, увеличить проходное сечение элементов и, следовательно, снизить вероятность засорения дросселирующих устройств, а в некоторых случаях получить ламинарный режим течения воздуха с линейной зависимостью  $Q = f(\Delta p)$ , что весьма важно в устройствах пневмоавтоматики.

При наличии источника высокого давления можно обеспечить питание пневмосистемы низкого давления с большим расходом воздуха при помощи эжектора (рисунок 13.4, в). От пневмобаллона высокого давления 1, оборудованного редукционным клапаном 4, манометром 2 и зарядным клапаном 3 воздух поступает на питающее сопло 5 эжектора. При этом внутри корпуса эжектора создается пониженное давление, и из окружающей среды через фильтр 6 подсасывается воздух, который поступает в приемное сопло 7 большего диаметра. После эжектора воздух вторично очищается от пыли фильтром 8 и поступает к устройствам 10 пневмоавтоматики.

Манометром 9 контролируется рабочее давление, величина которого может корректироваться редуктором 4.

Все вышеописанные пневмосистемы относятся к разомкнутым (бесциркуляционным). На рисунок 13.4, г показана замкнутая схема питания системы пневмоавтоматики, используемая в условиях пыльной атмосферы. Подача воздуха к блоку пневмоавтоматики 3 осуществляется вентилятором 1 через фильтр 2, причем всасывающий канал вентилятора соединен с внутренней полостью герметичного кожуха блока 3, которая одновременно через фильтр тонкой очистки 4 сообщается с атмосферой. Часто в качестве вентилятора используются бытовые электропылесосы, способные создавать давление до 0,002 МПа.

Воздух, поступающий к потребителям, должен быть очищен от механических загрязнений и содержать минимум влаги. Для этого служат фильтры-влажнотделители, у которых в качестве фильтрующего элемента обычно используется ткань, картон, войлок, металлокерамика и другие пористые материалы с тонкостью фильтрации от 5 до 60 мкм. Для более глубокой осушки воздуха его пропускают через адсорбенты, поглощающие влагу. Чаще всего для этого используется силикагель. В обычных пневмоприводах достаточную осушку обеспечивают ресиверы и фильтры-влажнотделители, но вместе с тем воздуху необходимо придавать смазочные свойства, для чего служат маслораспылители фитильного или эжекторного типа.

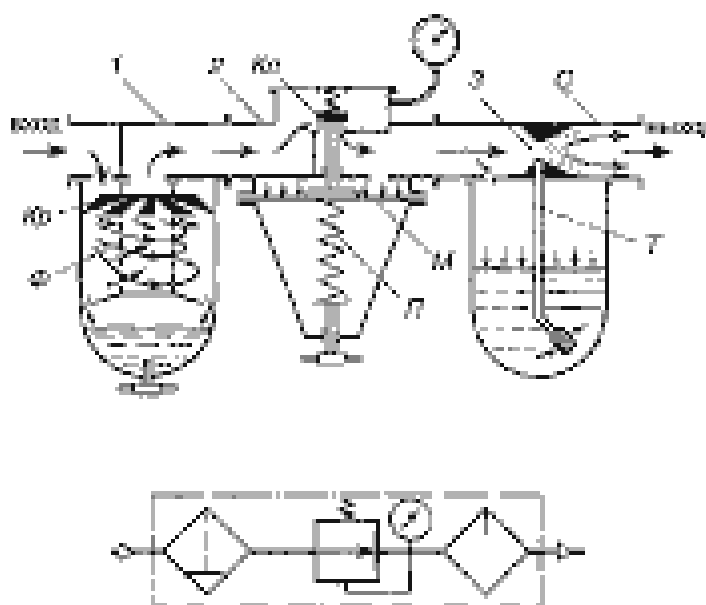


Рисунок 13.5 - Типовой узел подготовки воздуха:  
 а - принципиальная схема; б - условное обозначение

На рисунок 13.5 - показан типовой узел подготовки воздуха, состоящий из фильтра-влажнотделителя 1, редукционного клапана 2 и маслораспылителя 3.



Поступающий на вход фильтра воздух получает вращательное движение за счет неподвижной крыльчатки  $Kp$ . Центробежной силой частицы влаги и механических примесей отбрасываются к стенке прозрачного корпуса и оседают в его нижнюю часть, откуда по мере необходимости удаляются через сливной кран. Вторичная очистка воздуха происходит в пористом фильтре  $\Phi$ , после которого он поступает на вход редуктора, где происходит дросселирование через зазор клапана  $Kл$ , величина которого зависит от выходного давления над мембраной  $M$ . Увеличение усилия сжатия пружины  $P$  обеспечивает увеличение зазора клапана  $Kл$  и, следовательно, выходного давления. Корпус маслораспылителя 3 делается прозрачным и заполняется через пробку смазочным маслом. Создаваемое на поверхности масла давление вытесняет его через трубку  $T$  вверх к соплу  $C$ , где масло эжектируется и распыляется потоком воздуха. В маслораспылителях фитильного типа вместо трубки  $T$  установлен фитиль, по которому масло поступает в распылительное сопло за счет капиллярного эффекта.

### 13.5 Исполнительные пневматические устройства

Исполнительными устройствами пневмоприводов называются различные механизмы, обеспечивающие преобразование избыточного давления воздуха или вакуума в рабочее усилие. Если при этом рабочий орган совершает движение относительно пневмоустройства, то он называется пневмодвигателем, а если движения нет или оно происходит совместно с пневмоустройством, то оно называется пневмоприжимом или пневмозахватом.

*Пневмодвигатели* могут быть, как и гидродвигатели, вращательного или поступательного действия и называются, соответственно, *пневмомоторами* и *пневоцилиндрами*. Конструктивное исполнение этих устройств во многом похоже на их гидравлические аналоги. Наибольшее применение получили шестеренные, пластинчатые и радиально-поршневые пневмомоторы объемного действия. На рисунок 13.6, а показана схема радиально-поршневого мотора с передачей крутящего момента на вал через кривошипно-шатунный механизм.

В корпусе 1 симметрично расположены цилиндры 2 с поршнями 3. Усилие от поршней передается на коленчатый вал 5 через шатуны 4, прикрепленные шарнирно к поршням и кривошипу коленчатого вала. Сжатый воздух подводится к рабочим камерам по каналам 8, которые поочередно сообщаются с впускным  $Vп$  и выхлопным  $Vх$  каналами распределительного золотника 6, вращающегося синхронно с валом мотора. Золотник вращается в корпусе распределительного устройства 7, к которому подведены магистрали впуска и выхлопа воздуха.

Радиально-поршневые пневмомоторы являются относительно тихоходными машинами с частотой вращения вала до 1000...1500 об/мин. Более быстроходны шестеренные и пластинчатые моторы (2000...4000 об/мин), но самыми быстроходными (до 20000 об/мин и более) могут быть турбинные пневмомоторы, в которых используется кинетическая энергия потока сжатого воздуха. В частности, такие моторы используются для вращения рабочих колес вентиляторов на горных предприятиях.

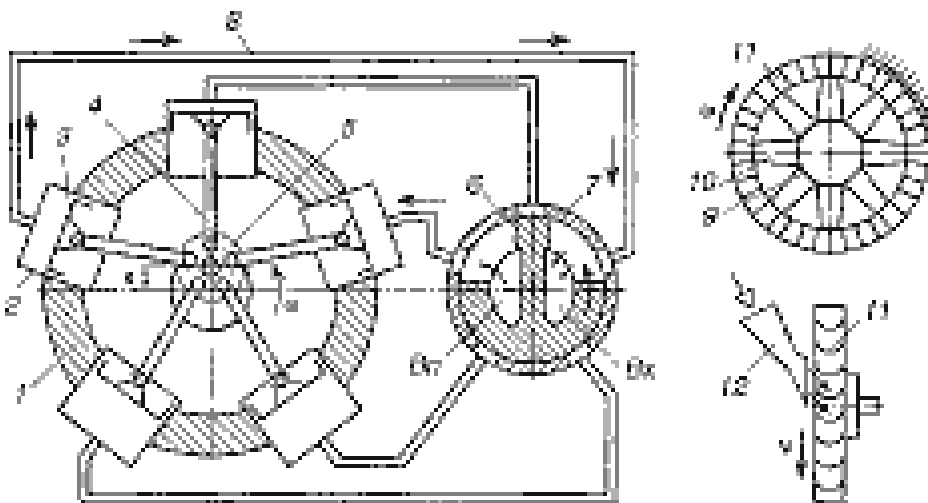


Рисунок 13.6 - Схемы пневмомоторов объемного (а) и динамического (б) действия

На рисунок 13.6, б показана схема пневмопривода колеса вентилятора, состоящего из ступицы 9 с лопаток 10, к которым жестко прикреплен вращающийся обод с лопатками пневмомотора 11. Поток сжатого воздуха, вытекающий из сопла 12 по касательной к изогнутым лопаткам 11, отдает свою энергию и заставляет вращаться колесо вентилятора с большой скоростью. Описанное устройство можно назвать пневмопреобразователем, преобразующим поток воздуха высокого давления в поток низкого давления с гораздо большим расходом.

Пневмопривод отличается большим разнообразием оригинальных исполнительных устройств с эластичными элементами в форме мембран, оболочек, гибких нитей, рукавов и т.н. Они широко используются в зажимных, фиксирующих, переключающих и тормозных механизмах современных автоматизированных производств. К ним относятся *мембранные* и *сильфонные пневмоцилиндры* с относительно малой величиной рабочего хода штока. Плоская резиновая мембрана позволяет получить перемещение штока на 0,1...0,5 от ее эффективного диаметра. При выполнении мембраны в форме гофрированного чулка рабочий ход увеличивается до нескольких диаметров мембраны. Такие пневмоцилиндры называются *сильфонными*. Они могут быть с внешним и внутренним подводом воздуха. В первом случае длина гофрированной трубки под действием давления уменьшается, во втором увеличивается за счет

деформации гофров. В качестве эластичного элемента применяется резина, резиноканевые и синтетические материалы, а также тонколистовая сталь, бронза, латунь.

Увеличение скорости выполнения операций во многих случаях достигается применением пневмозахватов, схемы которых показаны на рисунке 13.7.

Для перемещения листовых изделий используются пневмоприсоски, относящиеся к вакуумным захватам безнасосного и насосного типа. В захватах безнасосного типа (рисунок 13,7, а) вакуум в рабочей камере *K* создается при деформации самих элементов захвата, выполненных в виде гибкой тарелки, прилегающей своей кромкой к детали и подвижным поршнем, к которому прикладывается внешнее усилие. Величина вакуума при подъеме детали пропорциональна ее весу и обычно бывает не более 55 кПа. Для обеспечения лучшего притяжения, особенно для недостаточно гладкой поверхности детали, применяют захваты насосного типа, у которых воздух из рабочей камеры отсасывается насосом до глубины вакуума 70...95 кПа.

Часто применяют простые устройства эжекторного типа (рисунок 13.7, б), в которых кинетическая энергия струи жидкости, пара или воздуха используется для отсасывания воздуха из рабочей камеры *K*, находящейся между присоской *П* и деталью. Сжатый воздух, поступающий на вход *A*, проходит с большой скоростью через сопло *Б* эжектора и создает пониженное давление в камере *B* и канале *Г*, сообщаемым с рабочей камерой *K*.

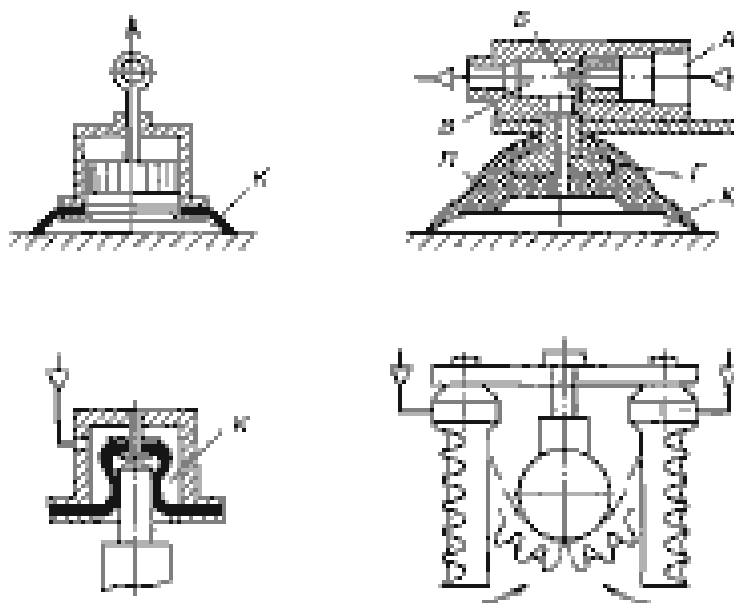


Рисунок 13.7 - Схемы пневмозахватов.

Для зажима деталей цилиндрической формы применяют пневмозхваты, выполненные по схемам в и г (рисунок 13.7). При подводе воздуха в рабочую камеру *K* упругий цилиндрический колпачок охватывает шейку вала и создает усилие, достаточное для его зажима. На схеме г показан двухсторонний пневмозхват, рабочими элементами которого служат сильфоны с односторонним гофром. При создании избыточного давления внутри сильфона гофрированная сторона растягивается на большую длину, чем гладкая, что вызывает перемещение незакрепленной (консольной) стороны трубки в направлении охватываемой детали. Такими устройствами можно фиксировать детали не только круглой формы, но и с любыми фасонными поверхностями.

В ряде случаев возникает потребность в перемещении рабочих органов на большие расстояния до 10...20 м и более по прямолинейной или искривленной траектории. Применение обычных штоковых пневмоцилиндров ограничено рабочим ходом до 2 м. Конструкции бесштоковых пневмоцилиндров, удовлетворяющих этим требованиям, показаны на рисунок 13.8.

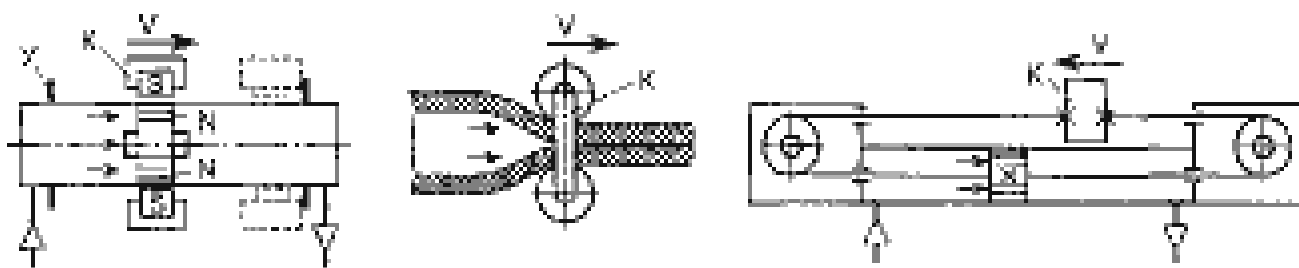


Рисунок 13.8 - Схемы бесштоковых пневмодвигателей поступательного движения

Отсутствие жесткого штока позволяет практически в два раза уменьшить длину цилиндра в выдвинутом положении. На схеме а показан длинноходовой пневмоцилиндр с передачей усилия через сильный постоянный магнит. Абсолютно герметичная гильза цилиндра выполнена из немагнитного материала, а ее внутренняя полость разделяется поршнем на две камеры, к которым подводится сжатый воздух. В поршне и каретке *K*, соединенной с рабочим органом, встроены противоположные полюса магнита *S* и *N*, взаимодействие которых обеспечивает передачу движущего усилия на каретку, скользящую по направляющим на внешней поверхности гильзы. Ход каретки ограничивается конечными упорами *У*.

Практически неограниченную длину хода имеют пневмоцилиндры с эластичной гильзой (рисунок 13.8, б), охватываемой двумя роликами, соединенными кареткой *K*. Такие пневмоцилиндры очень эффективны для перемещения штучных грузов по сложной траектории и в приводах с небольшими рабочими усилиями.

Пневмоцилиндр с гибким штоком показан на схеме рисунок 11.8, в. В такой конструкции тяговое усилие передается на каретку *K* от поршня через гибкий элемент (обычно стальной трос, облицованный эластичной пластмассой), охватывающий обводной и натяжной ролики, расположенные на крышках цилиндра.

## ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ

1. Структурная схема гидропривода
2. Классификация и принцип работы гидроприводов
3. Преимущества и недостатки гидропривода
4. Характеристика рабочих жидкостей
5. Выбор и эксплуатация рабочих жидкостей
6. Гидравлические линии
7. Расчет гидролиний
9. Гидравлические машины шестеренного типа
10. Пластинчатые насосы и гидромоторы
11. Классификация гидроцилиндров
12. Расчет гидроцилиндров
13. Редукционный клапан
14. Обратные гидроклапаны
15. Ограничители расхода
16. Делители (сумматоры) потока
17. Гидробаки и теплообменники
18. Фильтры
19. Уплотнительные устройства
20. Гидравлические аккумуляторы
21. Средства измерения параметров гидросистем
22. Классификация гидроусилителей
23. Способы разгрузки насосов от давления
24. Сравнение способов регулирования параметров рабочей жидкости в гидравлических машинах
25. Монтаж объемных гидроприводов
26. Эксплуатация объемных гидроприводов в условиях низких температур
27. Основные неполадки в гидросистемах и способы их устранения
28. Структурная схема пневмопривода
29. Классификация и принцип работы пневмоприводов
30. Преимущества и недостатки пневмоприводов
31. Характеристика рабочих воздушных смесей
32. Выбор и эксплуатация рабочих воздушных смесей
33. Пневматические линии
34. Расчет пневмолиний
35. Типы пневматических машин
36. Классификация пневмоцилиндров
37. Расчет пневмоцилиндров
38. Редукционный клапан
39. Ограничители расхода воздуха и контрольные приборы
40. Пневмобаки и ресиверы
41. Фильтры воздушных смесей
42. Пневматические аккумуляторы

- 43. Средства измерения параметров пневмосистем
- 44. Способы разгрузки компрессоров от давления
- 45. Сравнение способов регулирования параметров воздушного потока в пневматических машинах
- 46. Монтаж объемных гидроприводов
- 47. Эксплуатация пневмоприводов в условиях низких температур
- 48. Основные неполадки в пневмосистемах и способы их устранения

## ЛИТЕРАТУРА

- 1 Андреев А.Ф., Барташевич Л.В., Боглан Н.В. и др. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашины и передачи. - Минск: Высшая школа, 1987. 310 с.
- 2 Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х Т. - 5-е изд., перераб. и доп. Том 3 - М.: Машиностроение, 1980 г. - 559 с.
- 4 Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник. 2-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1982. - 423 с.
- 6 Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник. - М.: Машиностроение, 1983. - 301 с., ил.
- 7 Исаев Ю.М., Коренев В.П. Гидравлика и гидропневмопривод. Издательство: Академия, 2009.
- 8 Каверзин С.В. Курсовое и дипломное проектирование по гидроприводу самоходных машин: Учебное пособие. - Красноярск: ПИК "Офсет", 1997. - 384 с.
- 9 Кононов А.А., Ермашонок С.М. Гидравлика. Гидравлические машины и гидроприводы СДМ: Методические указания к выполнению курсовой работы. - Братск: ГОУ ВПО "БрГТУ", 2003. - 61 с.
- 10 Кононов А.А., Кобзов Д.Ю., Кулаков Ю.Н., Ермашонок С.М. Основы гидравлики: Курс лекций. - Братск: ГОУ ВПО "БрГТУ", 2004. - 102 с.
- 11 Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмопривода: Учебник. - М.: Машиностроение, 1991. - 384 с., ил.
- 12 Схиртладзе А.Г. Гидравлические и пневматические системы.. МГТУ "Станкин", 2003.
- 13 Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я.М. Вильнер, Я.Т. Ковалев, Б.Б. Некрасов и др.; Под. ред. Б.Б. Некрасова. - 2-е изд., перераб. и дополн. - Минск: Высшая школа, 1985. - 382 с.
- 14 Подготовка и оформление рукописей учебной, научной и методической литературы, издаваемой Братским государственным техническим университетом: Методические рекомендации, - 2-е изд. перераб. и доп. - Братск: БрГТУ, 2002. - 37 с.
- 15 Трубаев П.А. и др. Гидравлические машины и системы технического водоснабжения. Издательство: БелГТАСМ, 2002.
- 16 Ефимов М.А. Гидравлические сервомеханизмы управления муфтой сцепления трактора. Павлодарский индустриальный институт. Павлодар, 1973.- 93 с.
- 17 Шевченко В.И. Текст лекций по "Гидравлике и гидравлическим машинам"/ В. И. Шевченко ; Моск. технол. ин-т лег. пром-сти: М. МТИЛП, 1986. - 87 с.: ил.