

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Гидропневмоавтоматика»

Д. Л. Стасенко, И. Н. Головко

**ЭЛЕМЕНТЫ УПРАВЛЕНИЯ
И РЕГУЛИРОВАНИЯ
ГИДРОПНЕВМОСИСТЕМ**

**ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ
по одноименному курсу
для студентов специальности
1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных
и технологических машин»
дневной и заочной форм обучения**

Гомель 2013

УДК 65-33(075.8)
ББК 34.447я73
С77

*Рекомендовано научно-методическим советом
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 1 от 10.09.2012 г.)*

Рецензент: зав. каф. «Технология машиностроения» ГГТУ им. П. О. Сухого
канд. техн. наук, доц. *М. П. Кульгейко*

Стасенко, Д. Л.
С77 Элементы управления и регулирования гидропневмосистем : лаборатор. практи-
кум по одноим. курсу для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы
мобильных и технологических машин» днев. и заоч. форм обучения / Д. Л. Стасенко,
И. Н. Головки. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2013. – 91 с. – Систем. требования: РС
не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ;
Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://library.gstu.by/StartEK/>. –
Загл. с титул. экрана.

Предназначен для методического обеспечения учебного процесса: при выполнении лабо-
раторных работ, курсового проекта, а также в дипломном проектировании и на производстве.

Для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологи-
ческих машин» дневной и заочной форм обучения.

УДК 65-33(075.8)
ББК 34.447я73

© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2013

Содержание

	Стр.
Введение.....	4
1. Лабораторная работа № 1 Изучение схем построения насосных и насосно - аккумуляторных приводов	5
2. Лабораторная работа № 2 Изучение конструкции и особенностей применения в схемах золотниковых распределителей и определение их характеристик	10
3. Лабораторная работа № 3 Изучение конструкции и особенностей применения в схемах дросселя и регулятора расхода и их испытания.	26
4. Лабораторная работа № 4 Изучение конструкции и особенностей применения в схемах редуционных, предохранительных и обратных клапанов и их испытания.	49
5. Лабораторная работа № 5 Изучение конструкции и особенностей применения в схемах делителей потока, логических клапанов, гидрозамков и другой вспомогательной аппаратуры	82
Рекомендуемая литература.....	91

Введение

Лабораторный практикум для студентов, обучающихся по специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» соответствует программе курса «Элементы управления и регулирования гидропневмосистем» и содержит информацию, необходимую для изучения гидравлической аппаратуры управления и регулирования гидроприводов.

Практические навыки, полученные в процессе изучения данного лабораторного практикума, могут быть применены в дальнейшем в курсовом проекте по данной дисциплине, в дипломном проектировании и для решения практических задач на производствах.

Целью изучения лабораторного практикума, является углубление практических навыков студентов в области аппаратуры управления и регулирования гидросистем, особенностей ее применения и практического использования в гидроприводах оборудования.

Для получения прочных знаний сначала необходимо изучить материал в теоретической части каждой лабораторной работы. При проведении испытаний и построении схем использования гидроаппаратов необходимо четко определиться с изучаемыми параметрами, средствами их контроля и руководствоваться предлагаемой в практикуме последовательностью выполнения лабораторных работ и теоретических положений.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1

Изучение схем построения насосных и насосно - аккумуляторных приводов

Цель работы: 1. изучить схемы и принципы построения, получить навык построения и схемного изображения насосных и насосно - аккумуляторных приводов; 2. Изучить схемные изображения элементов управления и регулирования гидропневмосистем.

1. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ:

1.1. Изучить основные теоретические положения построения, назначения, использования и схемного изображения насосных и насосно - аккумуляторных приводов.

Насосные установки (станции) представляют собой совокупность одного или нескольких насосных агрегатов и гидробака конструктивно оформленных в одном целом. Насосные установки комплектуются гидроаппаратурой, необходимой для обеспечения их работоспособности. Насосные станции могут быть выполнены с погружным или не погружным шестеренным насосом и электродвигателем соответственно с вертикальной или горизонтальной установкой.

Стандартные компоненты входящие в состав насосной установки (рис.1) следующие: бак 6, содержащий визуальный индикатор уровня масла 5; на крышке бака устанавливаются стыковая плита для установки перепускного предохранительного клапана 3, манометра с запорным краном 2, заливная горловина 4 с воздушным фильтром, фланец для закрепления электродвигателя 1, соединенного с шестеренным насосом 8 при помощи муфты 9, аккумулятор. Для предохранения насоса и гидроаппаратуры жидкость поступает в гидросистему через всасывающий фильтр 7.

Большинство моделей насосных станций имеют утопленную в корпус крышку бака для предотвращения разлива масла при замене гидроаппаратуры. Насосные станции работают на минеральном масле или на других рабочих жидкостях. Насосная станция может дополнительно оснащаться следующими компонентами: дополнительные места для электромагнитных клапанов с

модульными промежуточными плитами (рис. 1 поз.3, 5); фильтр в сливной магистрали; сдвоенный насос или насос высокого давления, устанавливаемый вместо шестеренного насоса; воздушно-масляный или водно-масляный теплообменник.

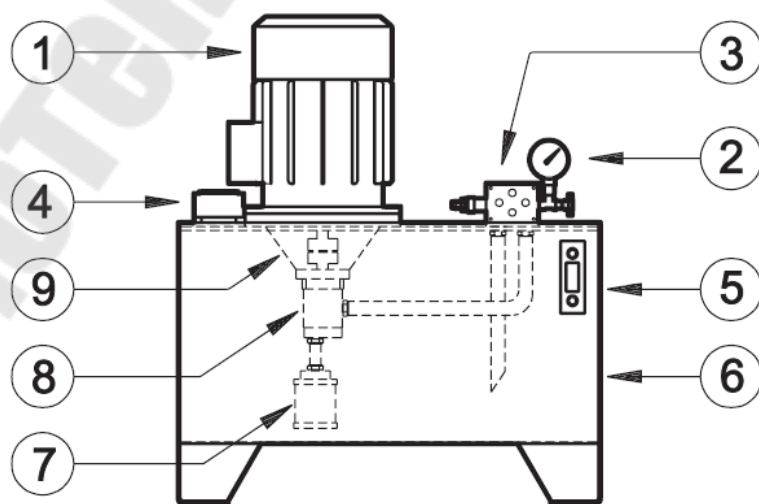


Рисунок 1. Общий вид насосной установки

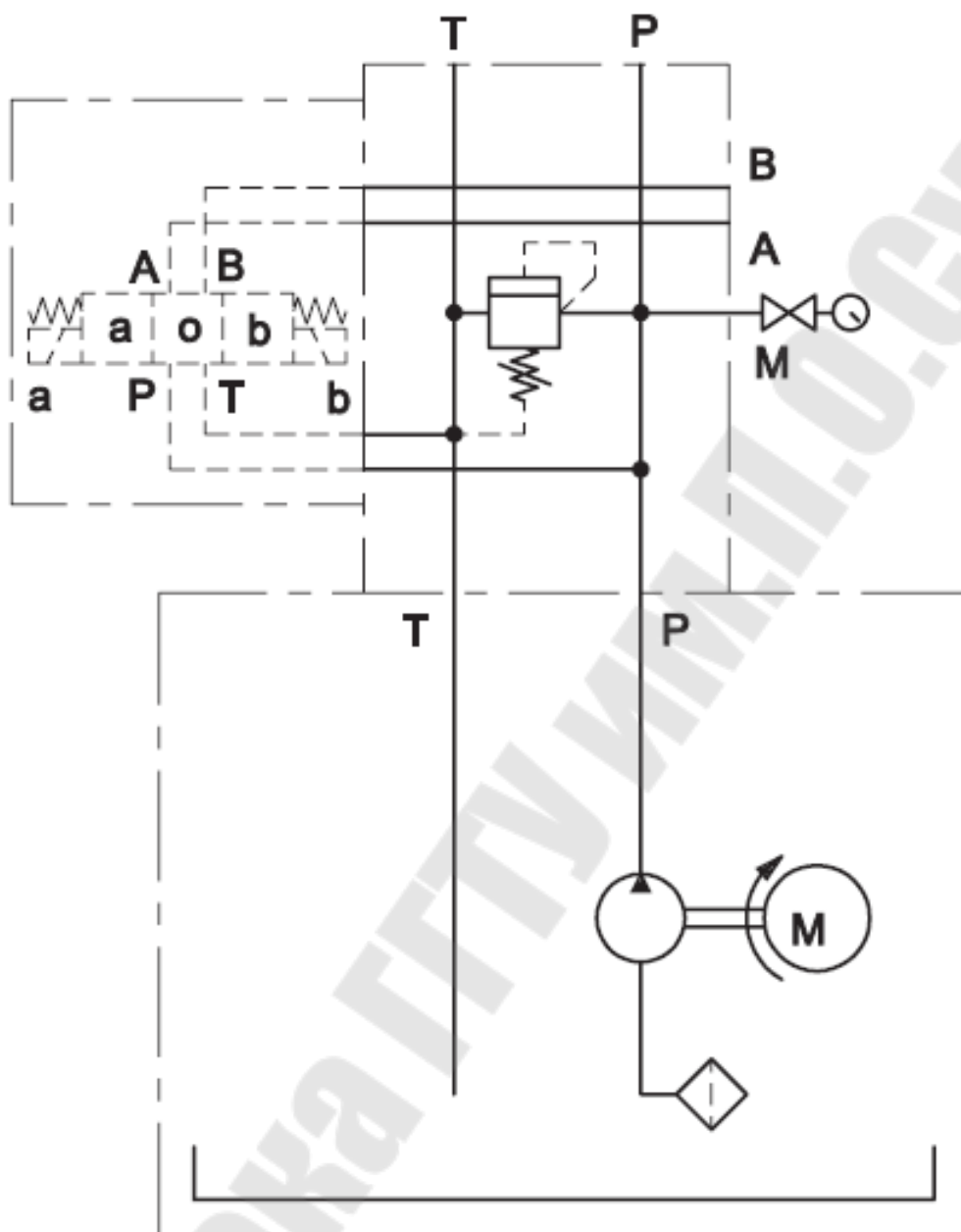


Рисунок 2. Схема насосной установки

Насосно-аккумуляторными установками называются агрегаты, которые могут работать как в насосном, так и в гидроаккумуляторном режимах. Их применение наиболее эффективно в случае когда потребление расхода рабочей жидкости носит кратковременный характер (рис.3 а) или с большими пиковыми значениями и импульсами, разделенными большими интервалами времени (рис. 3 б), или в случае когда требуется длительное поддержание заданного давления при очень малых расходах (рис. 3 в).

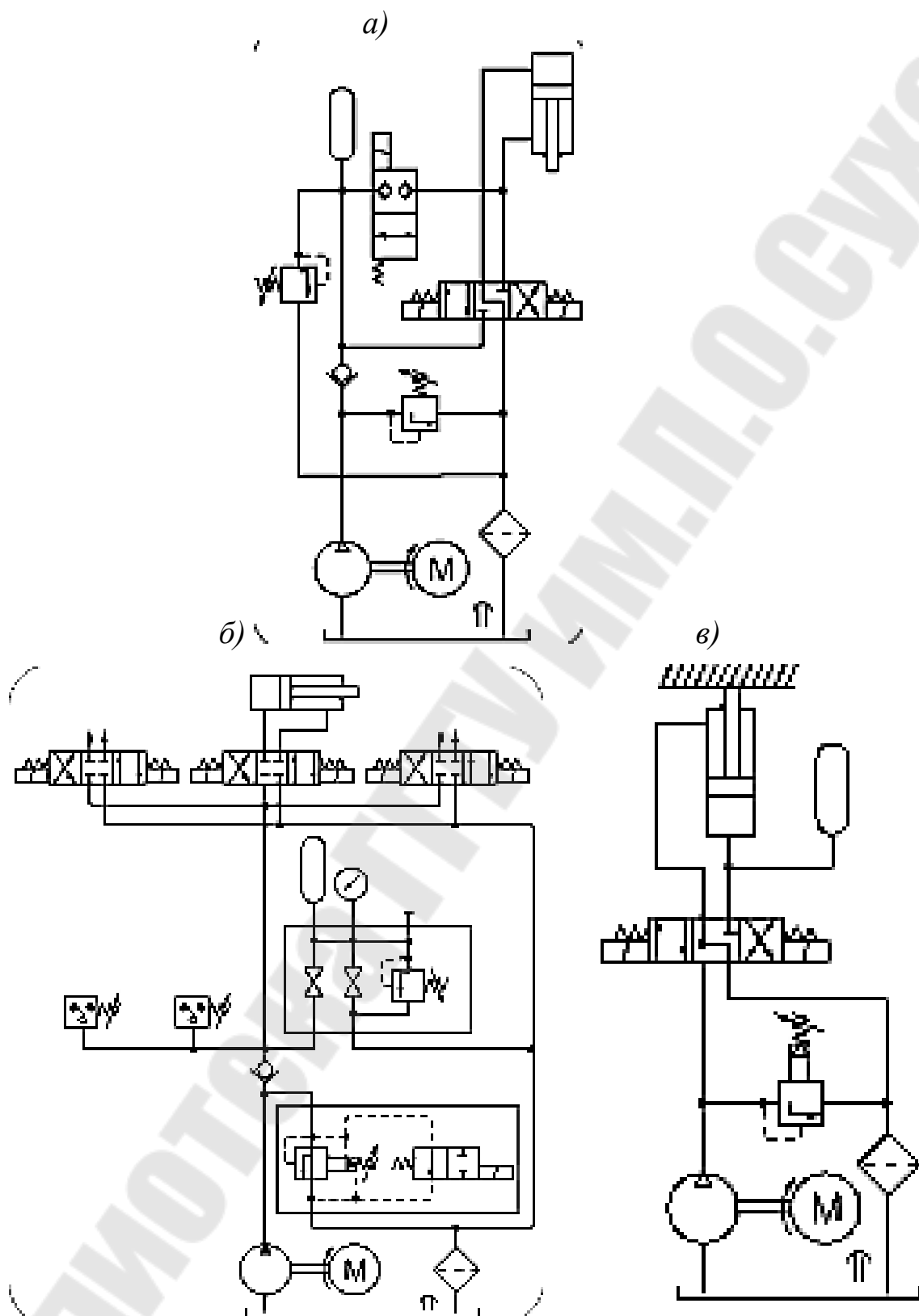


Рисунок 3 Типовые схемы применения гидроаккумуляторов
 а) для компенсации утечек в системах зажима; б) для компенсации пиковых значений требуемого расхода; в) для аварийного перемещения гидроцилиндра.

1.2. В соответствии с индивидуальным заданием

разработать схему насосного или насосно - аккумуляторного привода на базе элементов «Фесто».

Таблица 1. Индивидуальные задания

№ варианта	Характеристика схемы собираемого гидропривода
1	Насосный гидропривод цилиндра
2	Насосный гидропривод гидромотора
3	Насосно-аккумуляторный гидропривод цилиндра потребление расхода рабочей жидкости носит кратковременный характер
4	Насосно-аккумуляторный гидропривод цилиндра с большими пиковыми значениями и импульсами, разделенными большими интервалами времени
5	Насосно-аккумуляторный гидропривод цилиндра, требуется длительное поддержание заданного давления при очень малых расходах

1.3. Выполнить чертеж разработанной схемы принципиальной гидравлической.

Выполнение чертежа допускается на листах формата А3 и А4 в соответствии с требованиями ГОСТ 2.781-68.

1.4. По разработанной схеме выполнить сборку насосного или насосно - аккумуляторного привода на учебно-лабораторном стенде «Фесто».

Перед началом работы необходимо пройти инструктаж по технике безопасности работы на стендах с соответствующей записью в журнале по ОТ и ТБ.

1.5. Выполнить проверку собранной схемы насосного или насосно - аккумуляторного привода на работоспособность.

Проверку работоспособности собранной схемы выполнять только под контролем преподавателя или учебного мастера.

1.6. Оформить отчет и сделать выводы.

2. СТРУКТУРА ОТЧЕТА

1. Название лабораторной работы.
2. Цель работы
3. Порядок выполнения работы
4. Схема гидравлическая принципиальная.
5. Выводы.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2

Изучение конструкции и особенностей применения в схемах золотниковых распределителей и определение их характеристик

Цель работы: 1. Изучить конструктивные особенности гидрораспределителей; 2. Изучить схемные изображения распределителей и особенности их применения в гидравлических схемах; 3. Получить навык определения характеристик гидрораспределителей.

1. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ:

1.1. Изучить основные теоретические положения конструктивных особенностей и особенностей применения в схемах золотниковых распределителей.

Распределитель – устройство, предназначенное для изменения направления или пуска и остановки потока рабочей среды в двух или более линиях в зависимости от наличия внешнего управляющего воздействия.

Распределители являются элементами гидравлической системы, позволяющими изменять, открывать или закрывать пути прохождения потока рабочей жидкости. Тем самым осуществляется управление перемещением и остановкой рабочих элементов гидросистемы.

Распределители изображаются на схемах гидравлических установок согласно ГОСТ 2.781-68.







Условные обозначения позиций и каналов распределителей выполняют в соответствии с требованиями ГОСТ (табл. 1), при этом руководствуются следующими основными правилами:

- каждую позицию подвижного элемента распределителя изображают отдельным квадратом;
- направления и пути прохождения потока рабочей жидкости в каждой позиции обозначают стрелками;
- запертые входы и выходы обозначают горизонтальной черточкой;
- внешние гидролинии, поток в которых управляется распределителем, обозначают на изображениях соответствующей позиции в виде черты;
- канал для отвода утечек рабочей жидкости обозначают

пунктирной линией и маркируют на схемах буквой *L*;

- каждую позицию распределителя обозначают отдельно (условное обозначение не оговаривается стандартами) в большинстве случаев буквами *a*, *b*, слева направо, а нейтральное положение в трехпозиционном распределителе - нулем (0).

Таблица 1 Обозначение проходов в каналах распределителей

	Обозначение на схеме	Описание обозначения
1		каждую характерную позицию обозначают квадратами
2		проходы (каналы) в каждой позиции изображают стрелкой
3		запертое положение - внутренние каналы перекрыты два прохода (канала) для рабочей жидкости
4		две линии связи распределителя соединены между собой, а две заперты
5		три линии связи распределителя соединены между собой, одна заперта
6		все линии связи распределителя соединены между собой

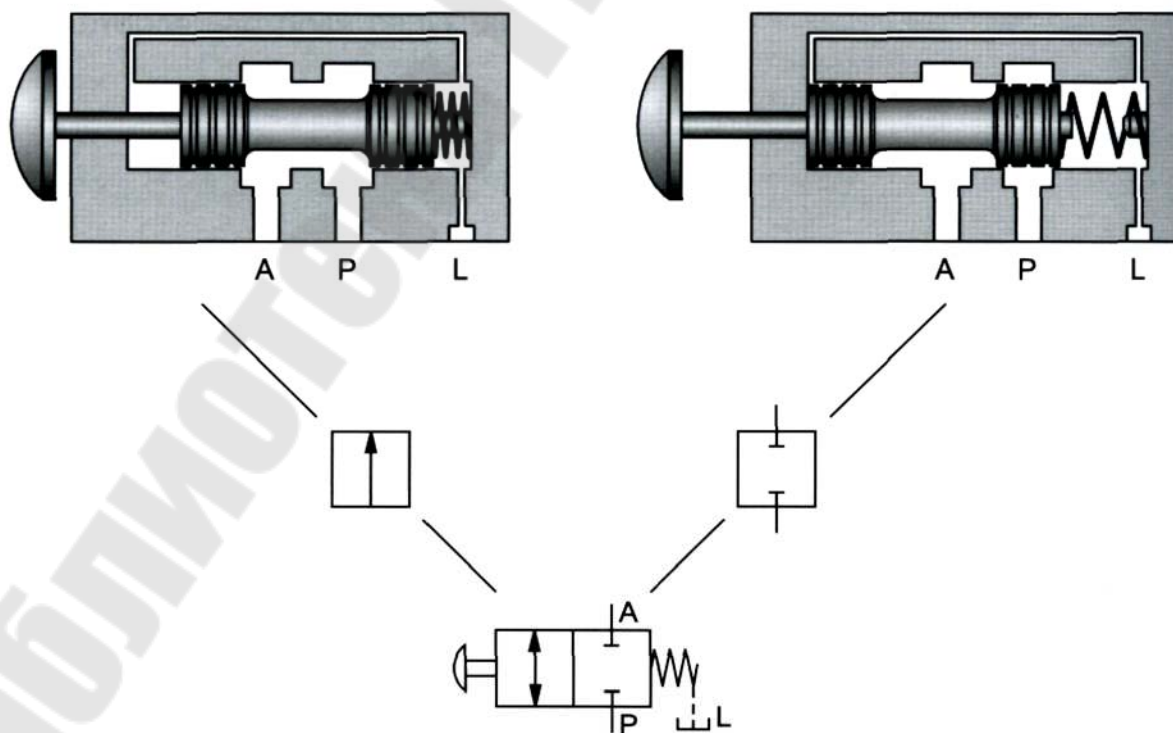


Рисунок 1 Двухлинейный двухпозиционный распределитель

В зависимости от конструктивного исполнения запорно-регулирующего элемента распределители подразделяются на золотниковые (рис. 1), клапанные (рис. 2) и кромочные.

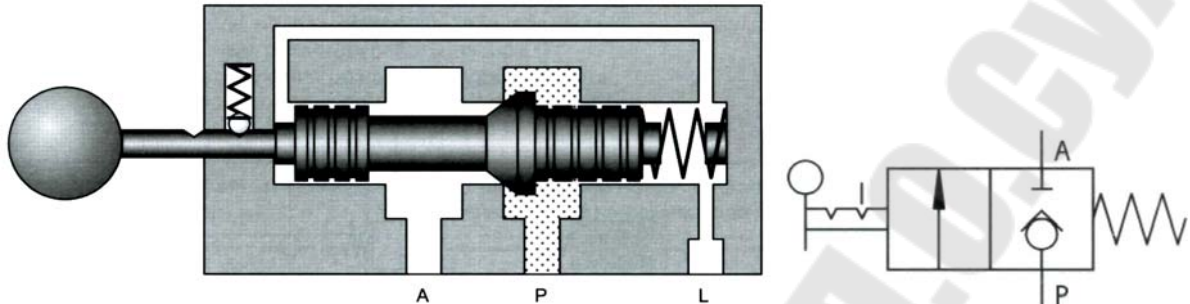


Рисунок 2 Конструктивное исполнение и условное изображение (не соответствует ГОСТ, но применяется в некоторых схемах) распределителя клапанного типа

Распределители клапанного типа нередко условно обозначают на схемах с изображением седла (рис. 2), что не предусмотрено стандартами. Имеются также варианты таких клапанов с нейтральным положением (проток жидкости из линии *P* в линию *A*).

Двухлинейный двухпозиционный распределитель применяется для управления работой гидроцилиндров одностороннего действия (рис.3). Существуют также и иные возможности применения двухлинейного двухпозиционного распределителя (рис. 4):

- в качестве перепускного клапана, например, в схеме для переключения с режима ускоренного хода на режим подачи, или для включения циркуляции жидкости с безнапорным режимом работы насоса;
- для подключения и отключения различных гидроаппаратов;
- для управления гидромотором в одном направлении.

В трехлинейном двухпозиционном распределителе (рис. 5, 6) предусмотрен подвод рабочей линии *A*, напорной линии *P* и линии слива *T*, подсоединяемой к гидробаку. С помощью этого распределителя осуществляется управление потоком жидкости при переключении в следующие положения:

- нейтральное: линия *P* закрыта, линия *A* соединена с линией *T*;
- включенное: слив через *T* закрыт, поток из линии *P* в линию *A*.

Существуют также трехлинейные двухпозиционные распределители, открытые в нейтральном положении, т.е. пропускающие в этом положении поток из линии *P* в линию *A* (рис. 7).

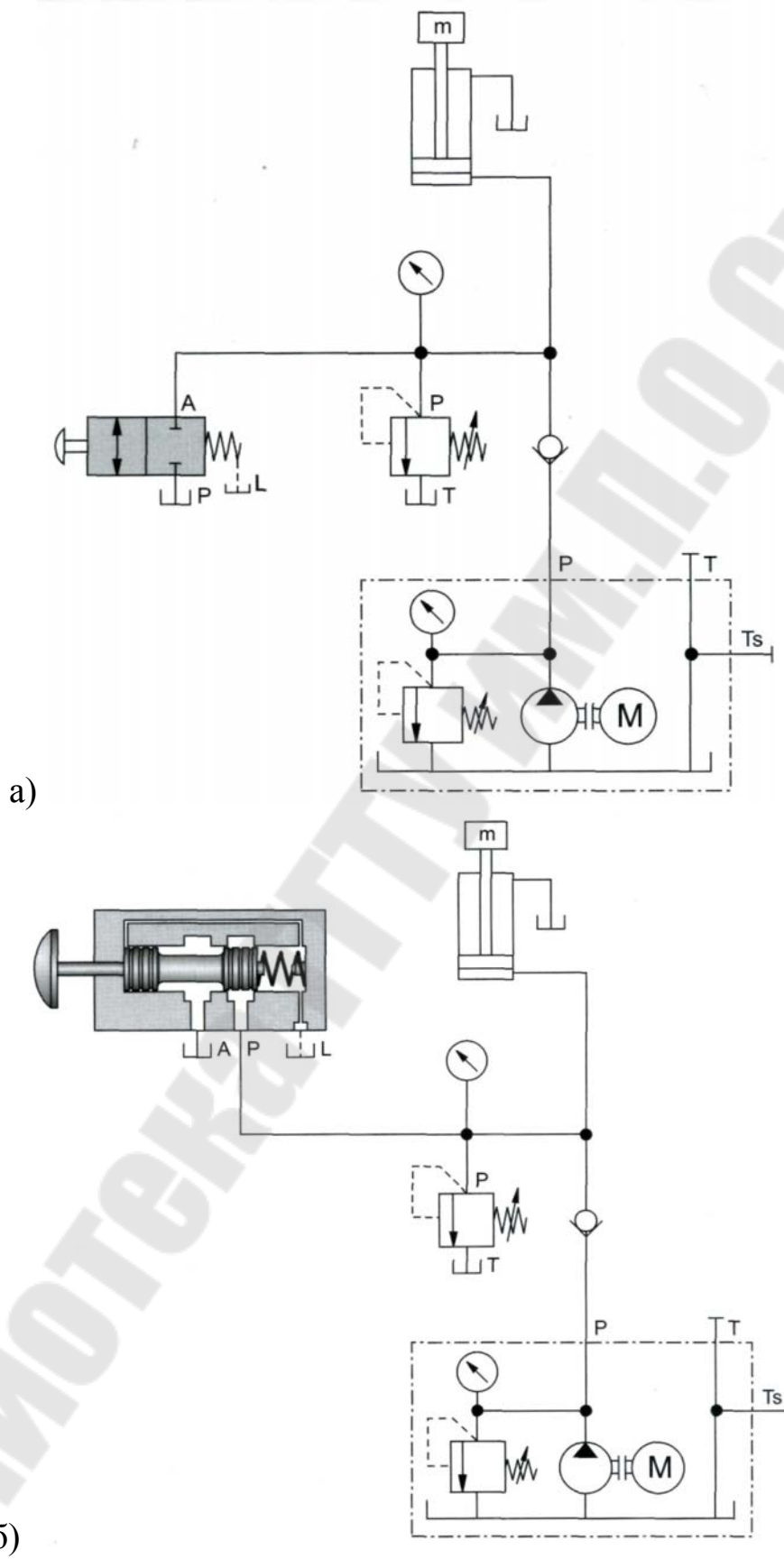
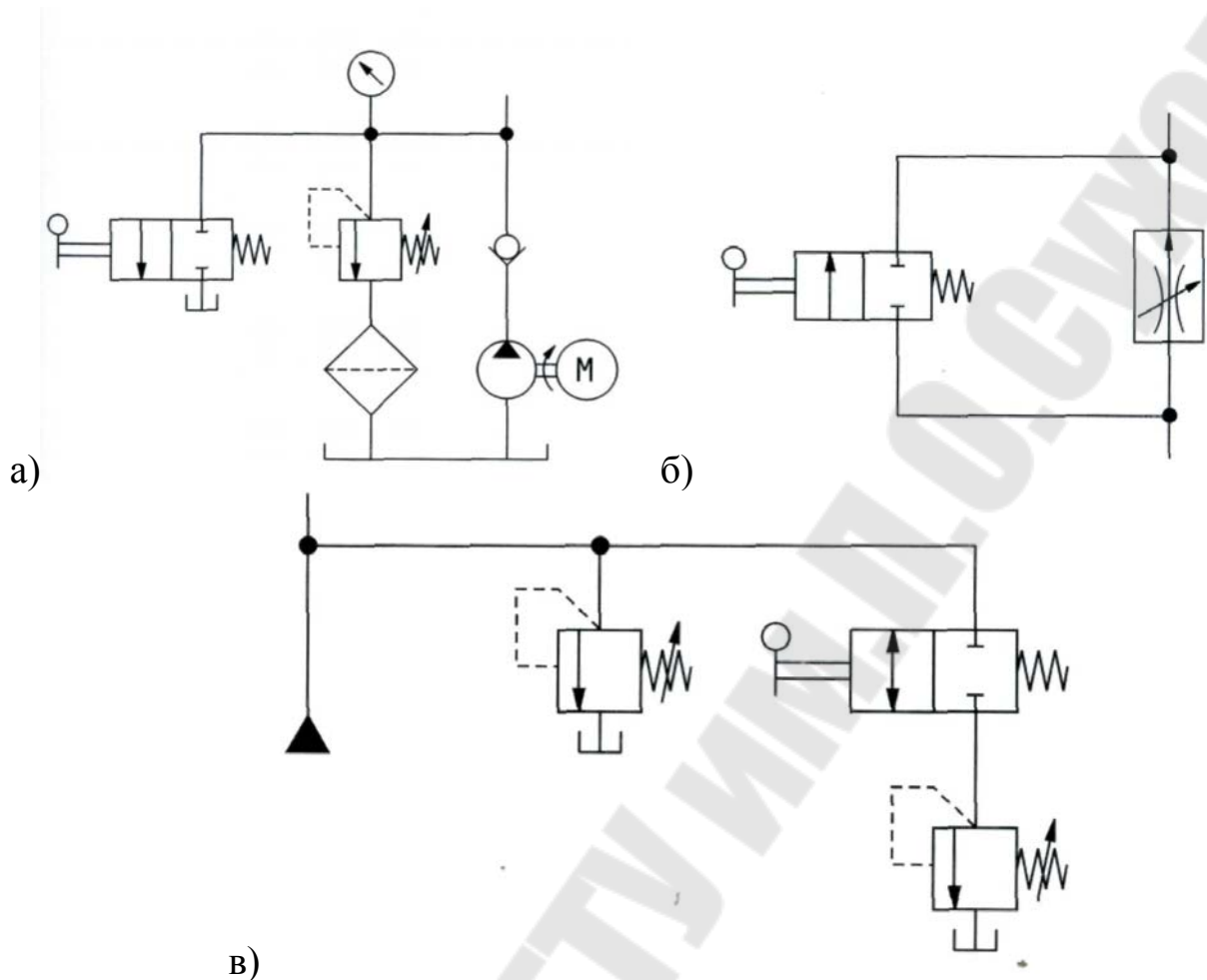


Рисунок 3 Управление работой гидроцилиндра одностороннего действия
 а) схемное изображение распределителя, б) распределитель в разрезе



в)
 Рисунок 4 Применения двухлинейного двухпозиционного распределителя:
 а) безнапорная циркуляция подаваемой насосом жидкости;
 б) схема для переключения с режима ускоренного хода на режим подачи;
 в) схема, обеспечивающая различные давления в системе.

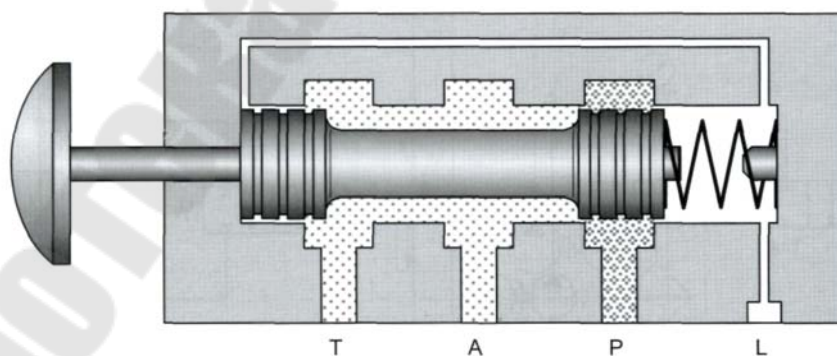


Рисунок 5 Трехлинейный двухпозиционный распределитель

В четырехлинейном двухпозиционном распределителе (рис. 8, 9) имеются два рабочих канала A , B , один напорный P и один сливной, присоединяемый к гидробаку, линия T :

- при нейтральном положении: поток из P в B и из A в T ;
- во включенном положении: поток из P в A и из B в T .

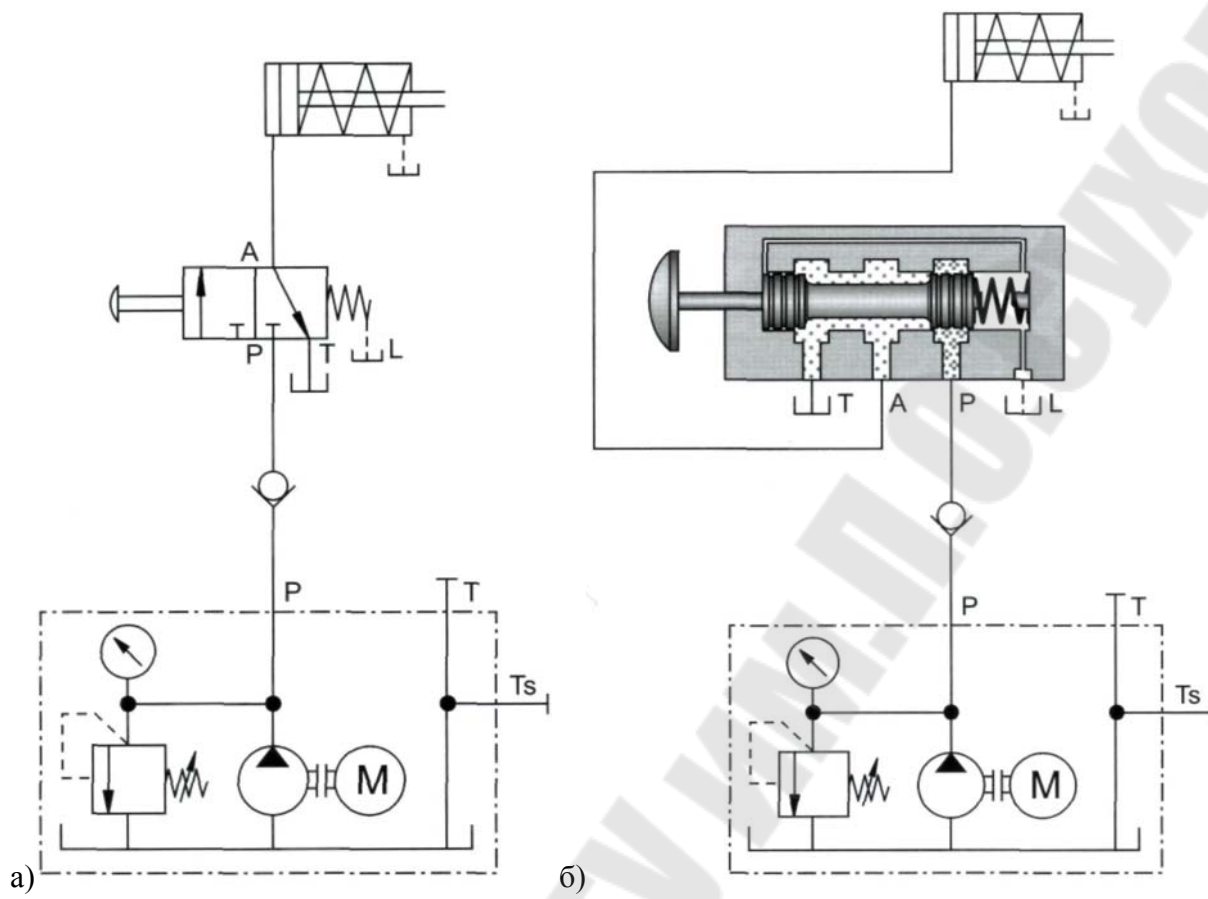


Рисунок 6 Управление гидроцилиндром одностороннего действия
 а) схемное изображение распределителя, б) распределитель в разрезе

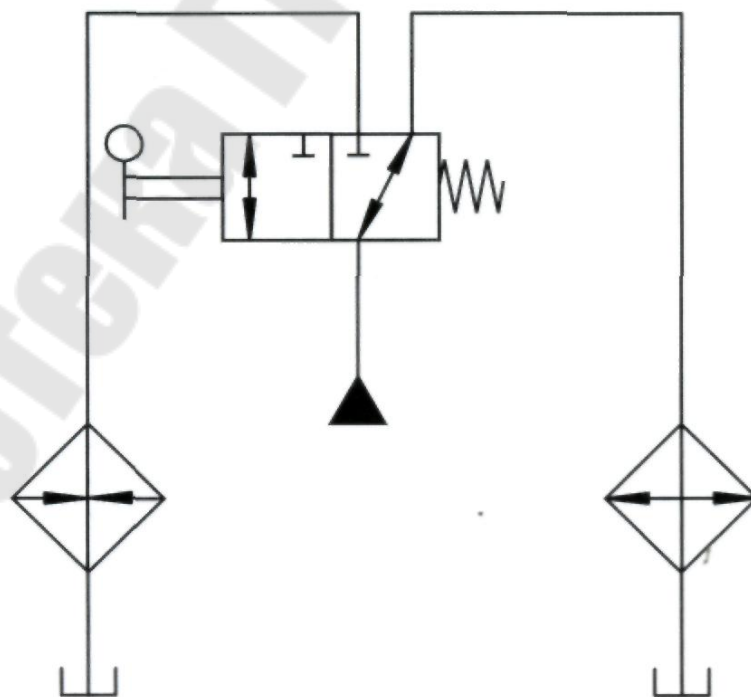


Рисунок 7 Применение распределителя в качестве переключателя
 охладитель подогрев жидкости

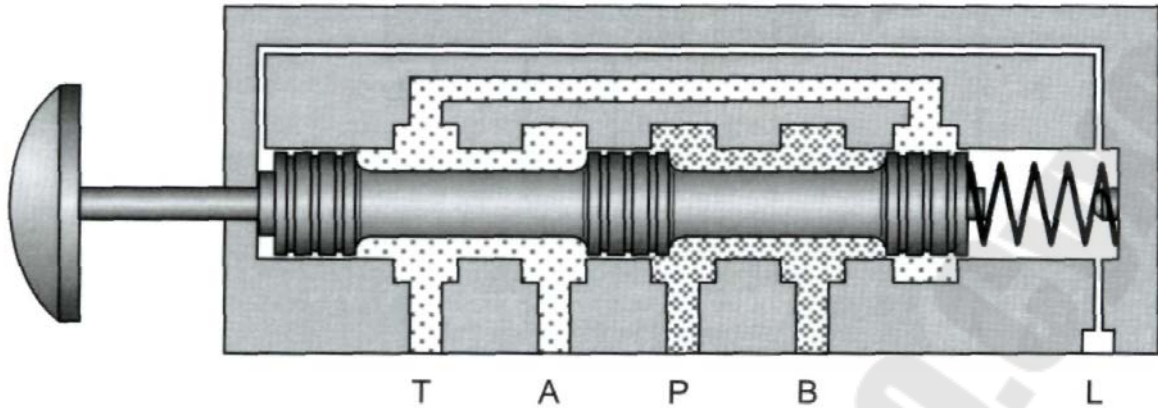


Рисунок 8 Четырехлинейный двухпозиционный (4/2) распределитель с тремя рабочими поясками.

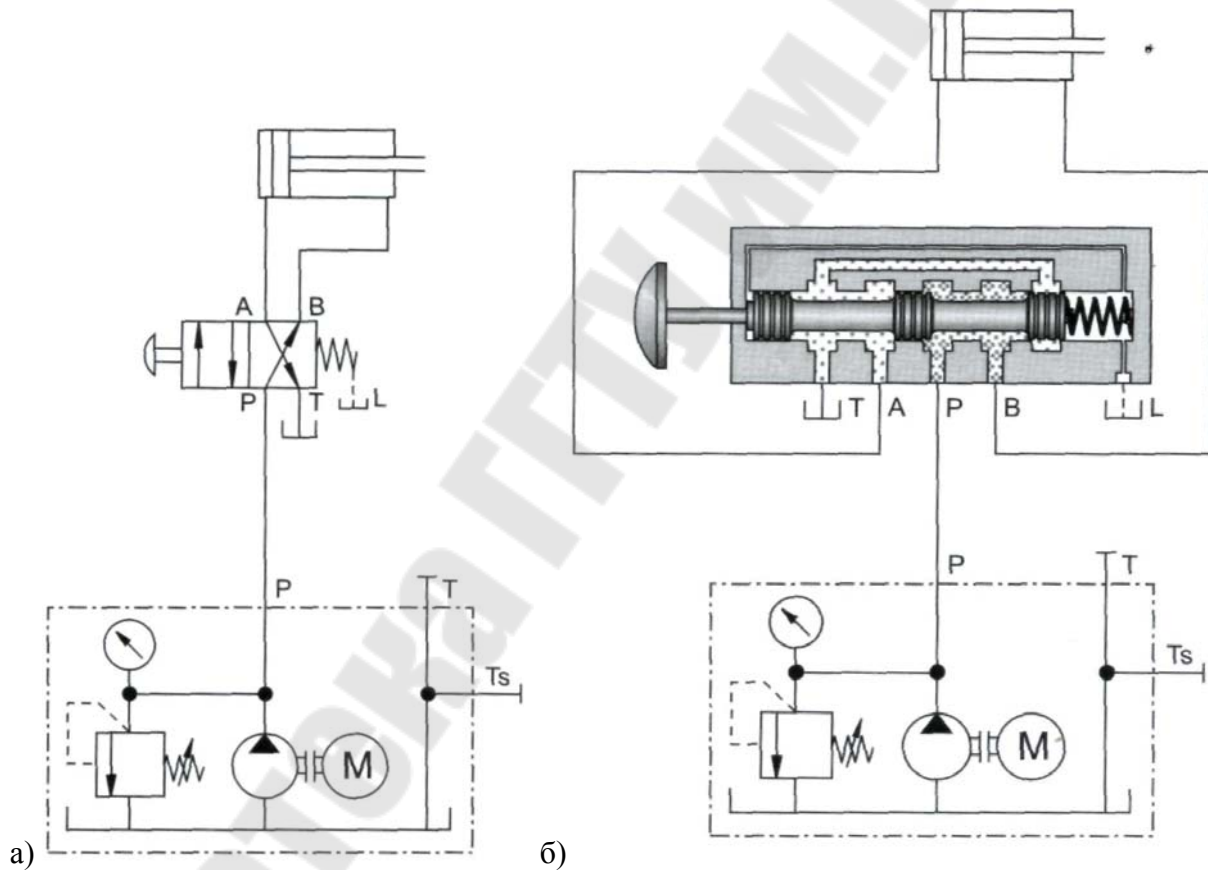


Рисунок 9 Управление работой гидроцилиндра двустороннего действия
а) схемное изображение распределителя, б) распределитель в разрезе

Существуют также 4/2-распределители, в которых имеется только два рабочих пояска (рис. 10). Такие аппараты не требуют подключения линии для отвода утечек рабочей жидкости, в виду того, что у этих распределителей канал *T*, подсоединяемый к гидробаку, и рабочие каналы *A* и *B* проходят через сливную крышку. Поэтому учитывая, что давление в сливной линии *T* воздействует на сливную

крышку аппарата, в технических паспортах распределителей такой конструкции максимальное давление в линии T всегда задается меньшим, чем с напорной стороны.

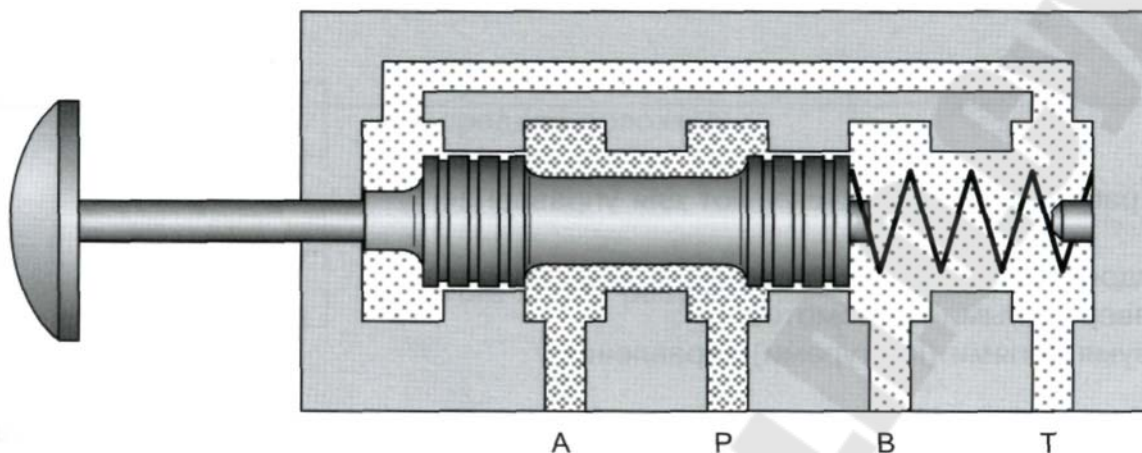
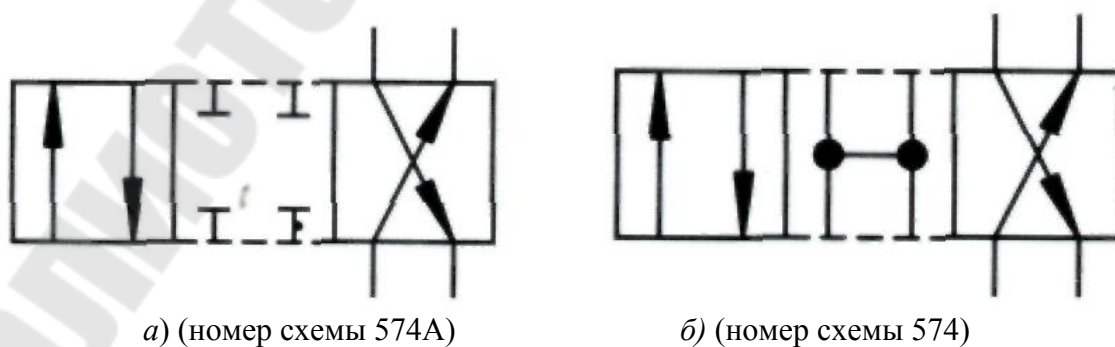


Рисунок 10 Четырехлинейный двухпозиционный (4/2) распределитель с двумя рабочими поясками.

Наиболее простыми по конструкции являются 4/2 - распределители золотникового типа. Такие же распределители, но клапанного типа, дороже, так как их приходится собирать из двух трехлинейных двухпозиционных распределителей.

Для выбора нужного распределителя имеют значение также переходные положения золотника. Поэтому их указывают в детальных условных изображениях на схемах (рис. 11). Но поскольку при этом речь идет не о фиксированных позициях распределителей при их переключениях, то соответствующие рамки для промежуточного положения на изображениях наносят тонкой штриховой линией.



а) (номер схемы 574А)

б) (номер схемы 574)

Рисунок 11 Переходные положения четырехлинейного двухпозиционного распределителя. а) условное изображение: перекрытие при переключении положительно; б) условное изображение: перекрытие при переключении отрицательно.

Четырехлинейные двухпозиционные 4/2-распределители (рис. 8-11), применяют для управления:

- гидроцилиндром двухстороннего действия;
- реверсивными гидромоторами;
- двумя цепями (контурами) управления.

Вместо 4/2-распределителя может быть применен также и 5/2-распределитель (рис. 12).

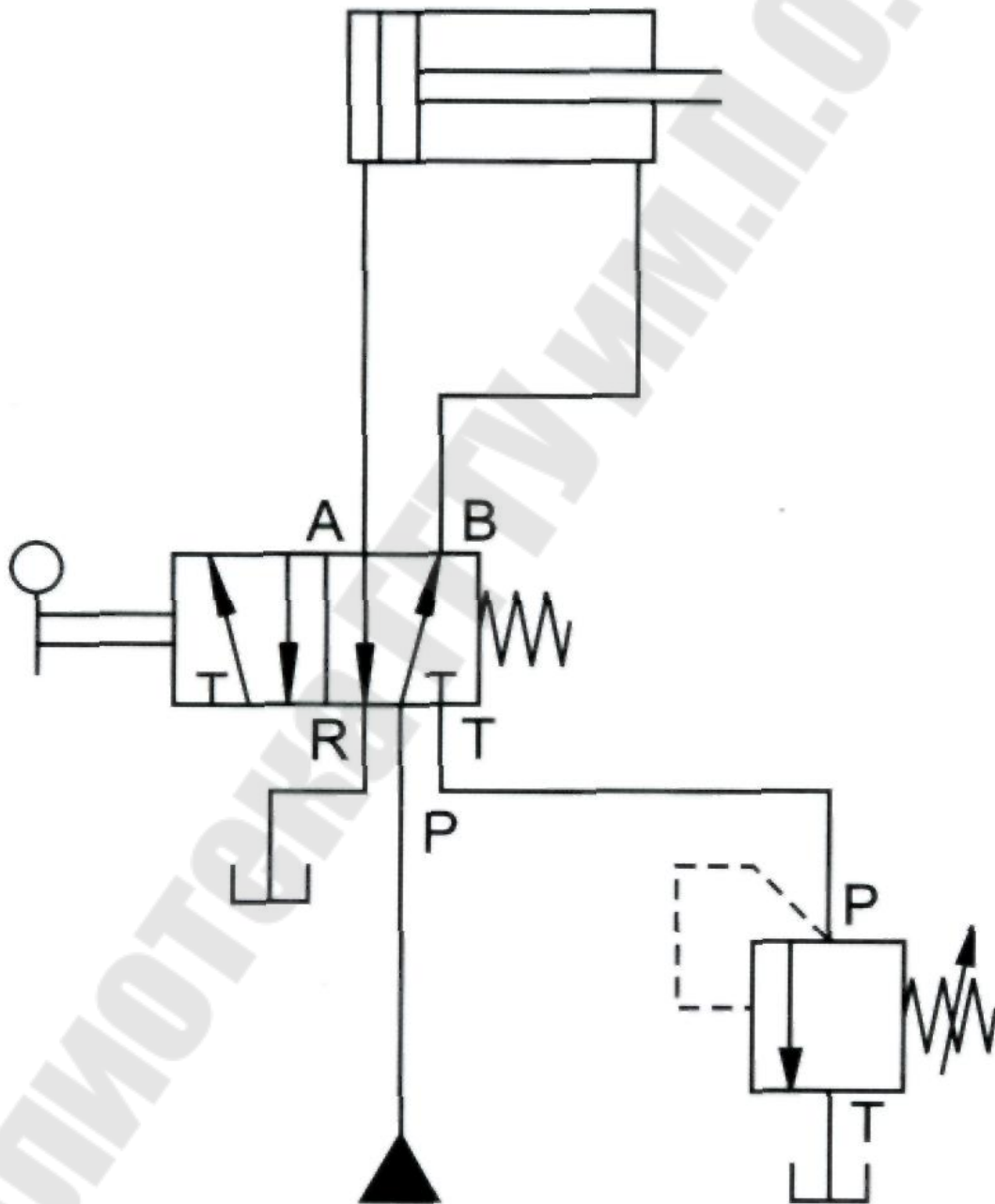
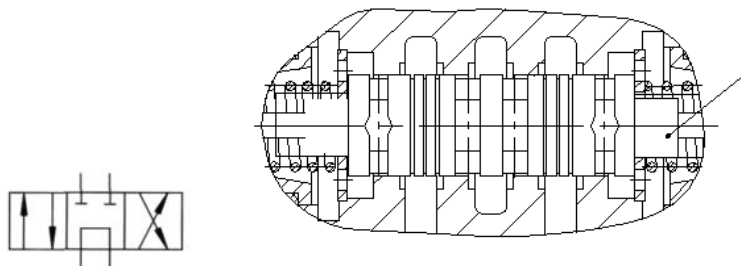
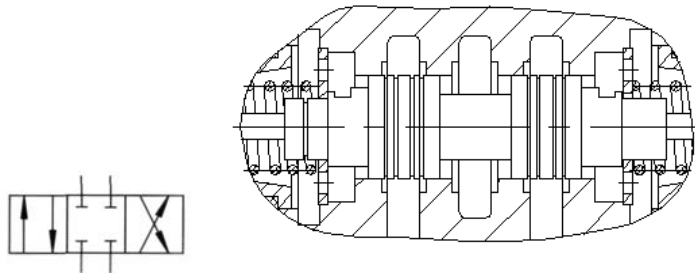


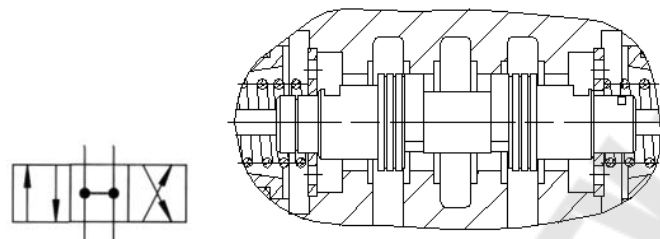
Рисунок 12 Схема применения пятилинейного двухпозиционного (5/2) распределителя.



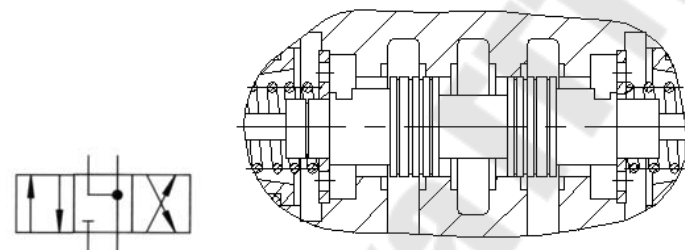
- холостой режим
работы насоса
(номер схемы 64,
64А)



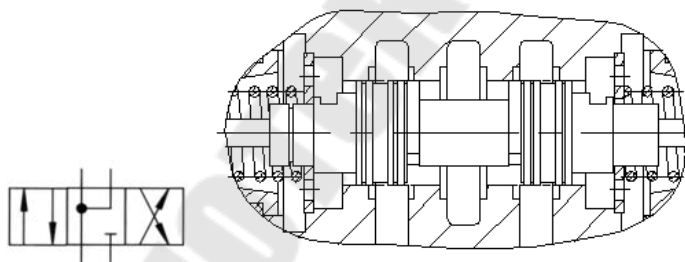
- закрыто (номер
схемы 44)



- «Н» среднее
положение (номер
схемы 14)



- рабочие линии
разгружены (номер
схемы 34)



- перетечка (номер
схемы 24)

Рисунок 13 Четырехлинейные трехпозиционные (4/3) распределители с различными средними положениями.

Четырехлинейные трехпозиционные (4/3) распределители золотникового типа (рис. 13-18) просты по конструкции, тогда как аналогичные распределители клапанного типа сложны и дороги. Например, 4/3 - распределитель в клапанном исполнении может быть собран из четырех отдельных двухлинейных распределителей.

С помощью распределителя 64 схемы можно включать в работу только одну цепь управления (рис. 14-15). Если необходимо включать в работу несколько цепей управления, то для управления работой каждой из них в отдельности также можно применить 4/3-распределитель 64 схемы (рис. 15 б). В случаях, когда готовую к работе гидроустановку приходится переключать на режим безнапорной работы насоса, такое переключение выполняется 2/2-распределителем (рис. 17).

К возможным вариантам применения четырехлинейного трехпозиционного распределителя относится прежде всего задача управления гидроцилиндрами двухстороннего действия или гидромоторами (останов, вращение вправо, вращение влево). В 4/3-распределителях задаются переходные положения (рис. 18). Представленный на рисунке 18 четырехлинейный трехпозиционный 4/3 - распределитель в среднем положении имеет положительное перекрытие. Левые и правые переходные положения являются комбинацией положительного и отрицательного типов перекрытия.

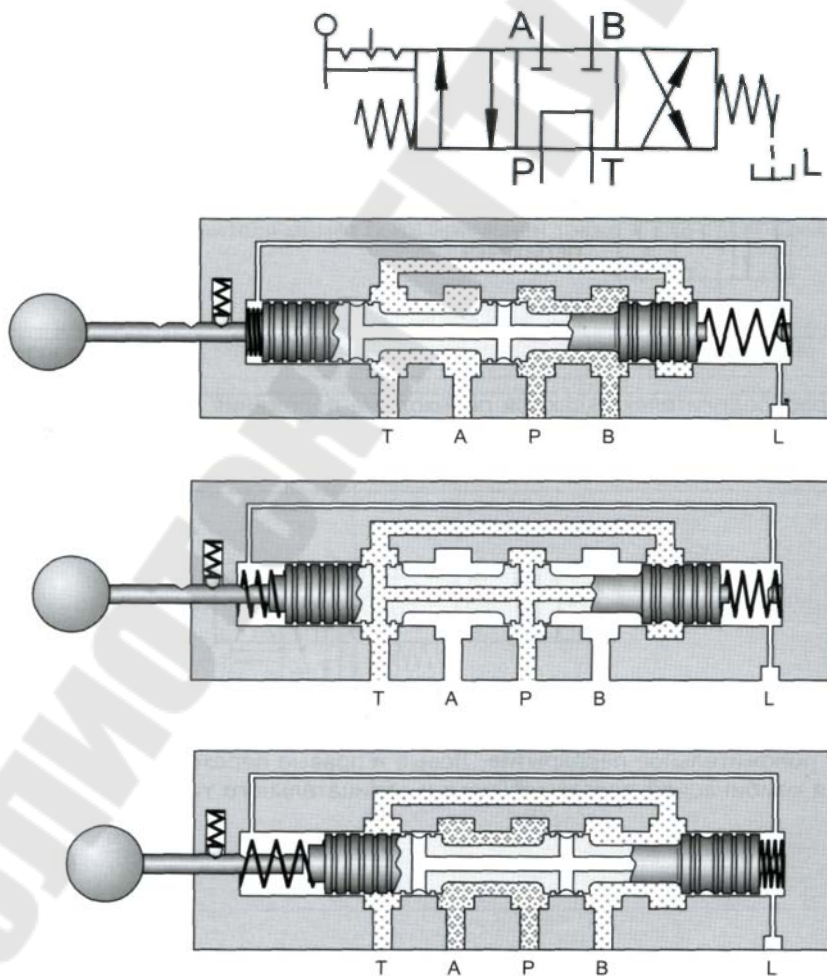


Рисунок. 14 Схема и положения распределителя номер схемы 64

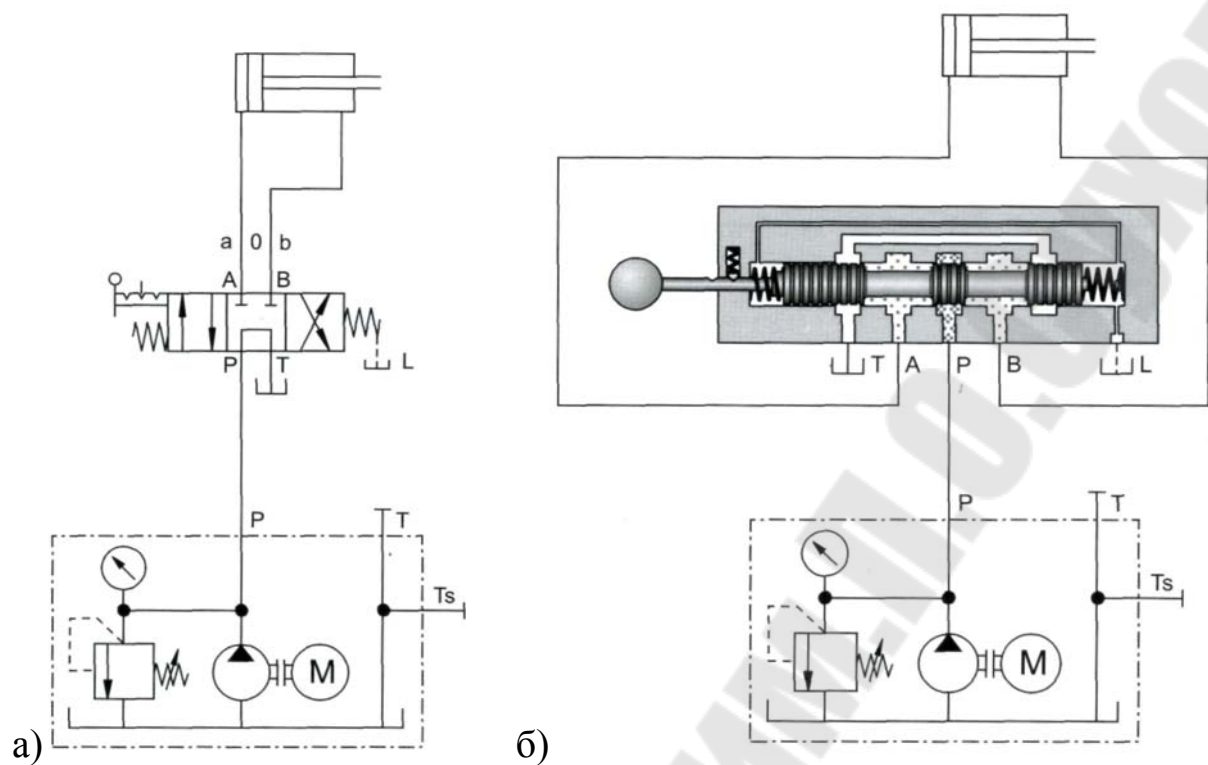


Рисунок 15 Схема, обеспечивающая безнапорную работу насоса (холостой режим): а) схемное изображение распределителя, б) распределитель в разрезе.

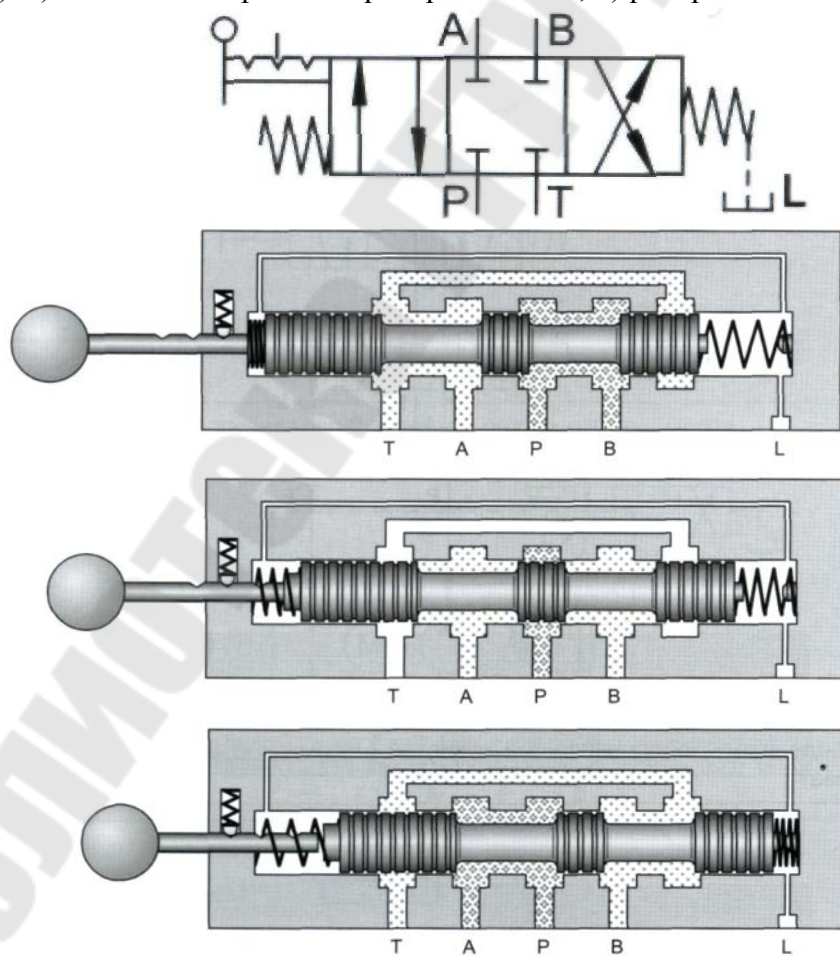


Рисунок. 16 Схема и положения распределителя номер схемы 44

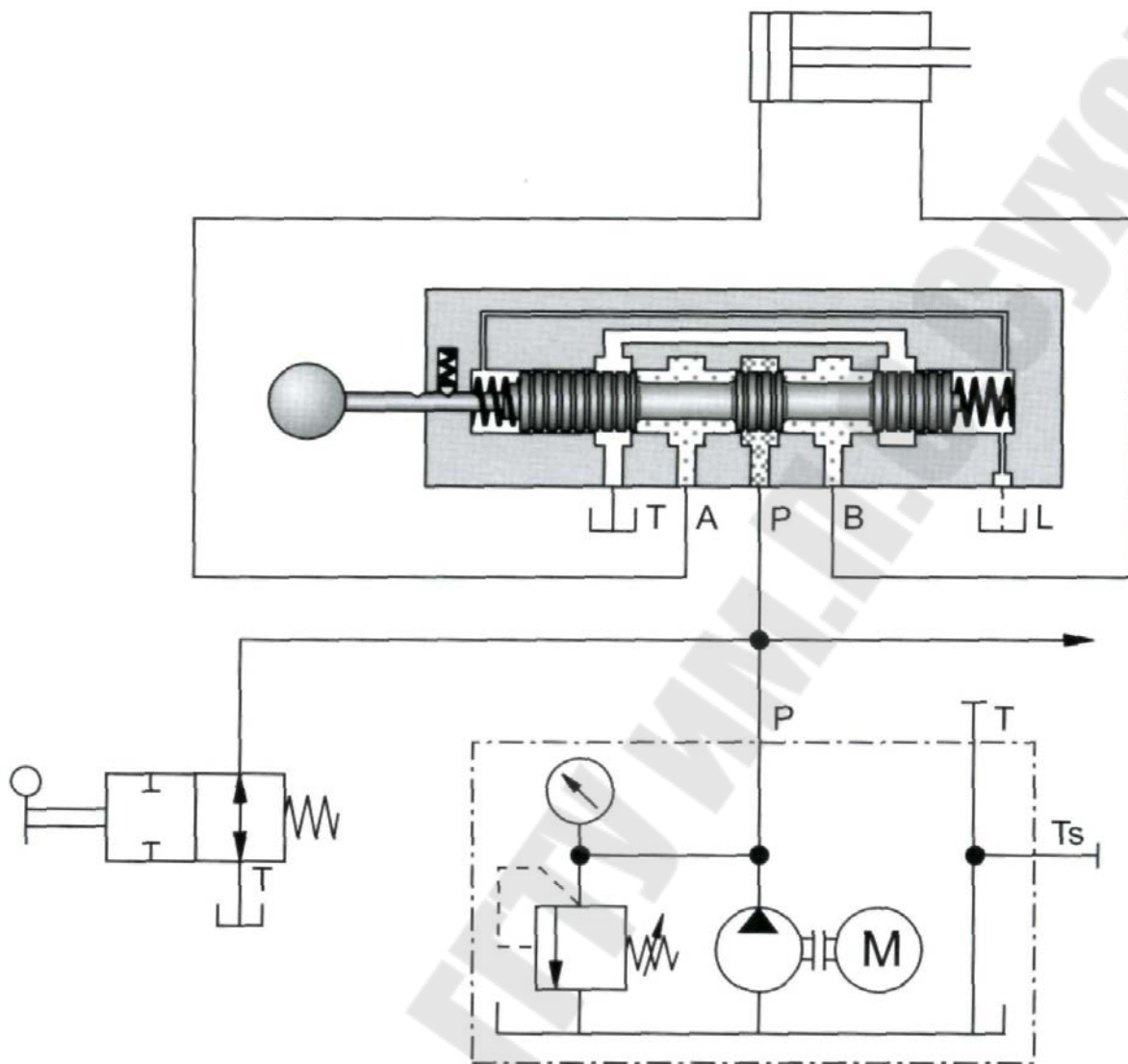


Рисунок 17 Пример применения 4/3-распределителя 44 схемы

Особенности решаемой задачи управления определяют характер среднего положения распределителя. Многопозиционные аппараты могут быть конструктивно выполнены в форме пятилинейных распределителей (рис. 19).

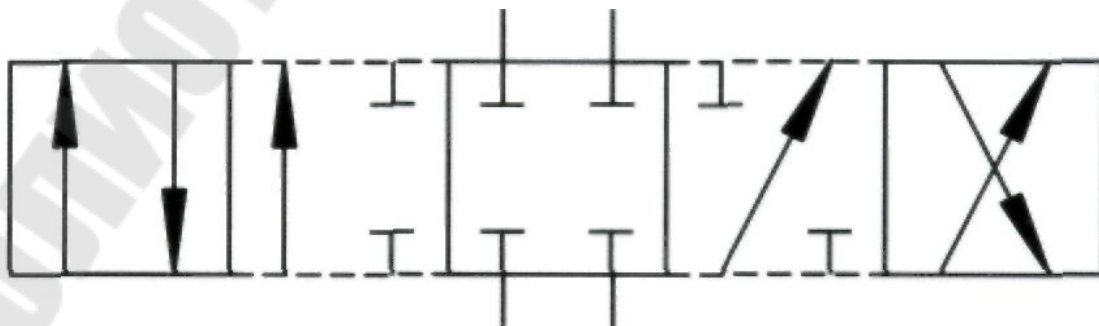


Рисунок 18. Промежуточные (переходные) положения 4/3-распределителя.

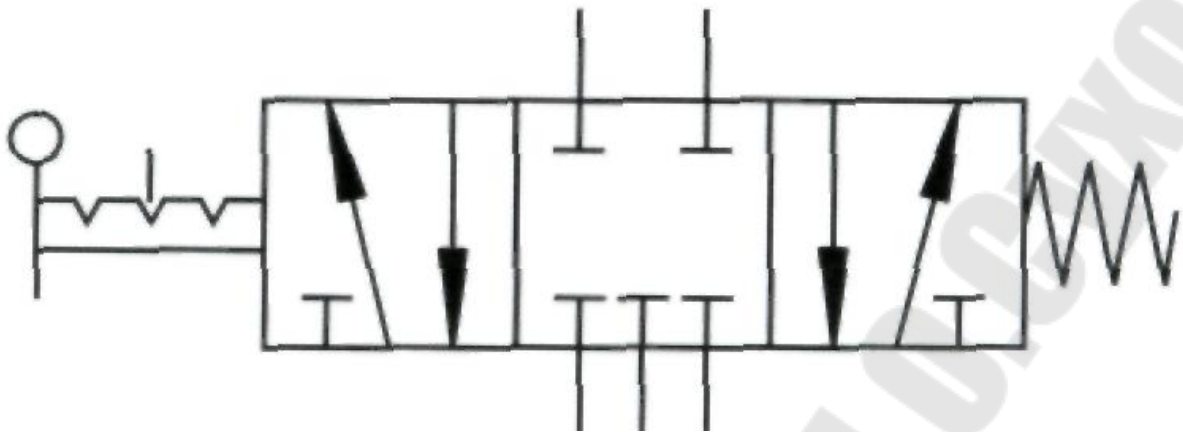


Рисунок 19 Схема пятилинейного трехпозиционного (5/3) распределителя.

1.2. В соответствии с индивидуальным заданием изучить конструктивные особенности распределителя и выполнить эскизы деталей, сборочный чертеж

Индивидуальное задание определяется преподавателем, из числа аппаратов имеющихся в лаборатория кафедры «Гидропневмоавтоматика». Разборку и эскизирование аппаратов студенты выполняют под контролем преподавателя и учебного мастера или лаборанта кафедры. Для выполнения измерений студенты получают у преподавателя или лаборанта на время занятий контрольно измерительный инструмент. Общий вид распределителя выполняется аналогично эскизу представленному на рисунке 20.

1.3. В соответствии с индивидуальным заданием разработать схему применения распределителя в гидросистеме и выполнить чертеж разработанной схемы принципиальной гидравлической.

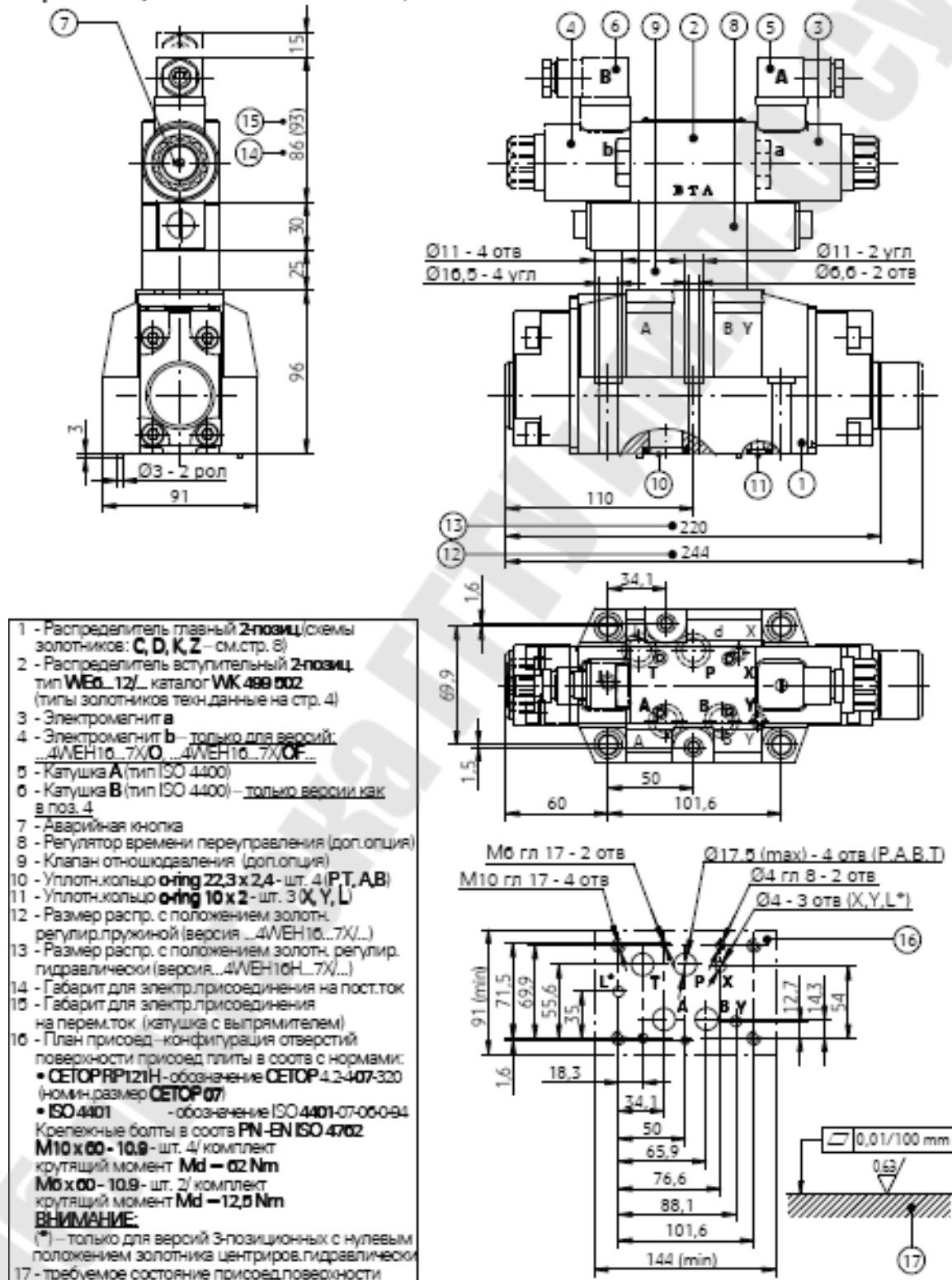
Выполнение чертежа допускается на листах формата А3 и А4 в соответствии с требованиями ГОСТ 2.781-96.

При выполнении чертежа необходимо учитывать, что толщина основной линии выбирается в зависимости от заполнения чертежа (объем заполнения должен быть не менее 75 % площади) в пределах от 0,75 до 1 мм и не изменятся, толщина линий управления и вспомогательных линий выбирается равной 0,5 от толщины основной линии. Геометрические размеры схемных изображений гидроаппаратуры, двигателей, насосов и др. элементов ГОСТом

2.781-96 не устанавливаются, а выбираются пропорционально толщине основной линии, так при толщине основной линии 1 мм размер квадрата положения распределителя составляет 15 мм.

ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ

версии 2-позиционные основные ...4WEN16...7X/...S...D...



- 1 - Распределитель главный 2-позиц./схемы золотников: C, D, K, Z – см. стр. 8)
- 2 - Распределитель вступительный 2-позиц. тип WE...12/... каталог WK 499 002 (типы золотников те же, что указаны на стр. 4)
- 3 - Электромагнит a
- 4 - Электромагнит b – только для версий: ...4WEN16...7X/O...4WEN16...7X/OF...
- 5 - Катушка A (тип ISO 4400)
- 6 - Катушка B (тип ISO 4400) – только версии как в поз. 4
- 7 - Аварийная кнопка
- 8 - Регулятор времени переуправления (доп. опция)
- 9 - Клапан отношения давления (доп. опция)
- 10 - Уплотн. кольцо o-ring 22,3 x 2,4 - шт. 4 (P, T, A, B)
- 11 - Уплотн. кольцо o-ring 10 x 2 - шт. 3 (X, Y, L)
- 12 - Размер распр. с положением золотн. регул. пружинной (версия ...4WEN16...7X/...)
- 13 - Размер распр. с положением золотн. регул. гидравлически (версия ...4WEN16H...7X/...)
- 14 - Габарит для электр. присоединения на пост. ток
- 15 - Габарит для электр. присоединения на перемен. ток (катушка с выпрямителем)
- 16 - План присоед. – конфигурация отверстий поверхности присоед. плиты в соотв. с нормами:
 - CETOP RP121H – обозначение CETOP 4.2-407-320 (номин. размер CETOP 07)
 - ISO 4401 – обозначение ISO 4401-07-06-094
- Крепежные болты в соотв. PN-EN ISO 4702
 - M10 x 60 - 10,9 - шт. 4/ комплект крутящий момент Md – 62 Nm
 - M6 x 60 - 10,9 - шт. 2/ комплект крутящий момент Md – 12,5 Nm
- ВНИМАНИЕ:**
- (*) – только для версий 3-позиционных с нулевым положением золотника центриров. гидравлически
- 17 - требуемое состояние присоед. поверхности

Рисунок 20 Пример оформления общего вида распределителя.

1.4. По разработанной схеме выполнить сборку гидропривода на учебно-лабораторном стенде «Фесто».

Перед началом работы необходимо пройти инструктаж по технике безопасности работы на стендах с соответствующей записью в журнале по ОТ и ТБ.

1.5. Выполнить проверку собранной схемы гидропривода на работоспособность, определить характеристики работы распределителя.

Проверку работоспособности собранной схемы выполнять только под контролем преподавателя или учебного мастера.

Для определения характеристик распределителя в схему необходимо установить контрольно-измерительную аппаратуру. Измерения проводить на различных расходах при постоянном входном давлении соответствующем номинальному, измерения выполнять в соответствии с требованиями ГОСТ 20245-96. По результатам испытаний оформить протокол испытаний и построить перепадно-расходную характеристику $\Delta P = f(Q)$.

1.6. Оформить отчет и сделать выводы.

2. СТРУКТУРА ОТЧЕТА

1. Название лабораторной работы.
2. Цель работы.
3. Порядок выполнения работы.
4. Схема гидравлическая принципиальная.
5. Сборочный чертеж аппарата и его деталей.
6. Протокол испытаний и график $\Delta P = f(Q)$.
7. Выводы.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3

Изучение конструкции и особенностей применения в схемах дросселя и регулятора расхода и их испытания.

Цель работы: 1. Изучить конструктивные особенности гидродросселей и регуляторов расхода; 2. Изучить схемные изображения регуляторов расхода и дросселей особенности их применения в гидравлических схемах; 3. Получить навык определения характеристик дросселей и регуляторов расхода.

1. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ:

1.1. Изучить основные теоретические положения конструктивных особенностей и особенностей применения в схемах дросселей и регуляторов расхода.

В тех случаях, когда требуется обеспечить регулирование, дозирование и ограничение расхода жидкости применяют специальные устройства, называемые дроссели и регуляторы расхода жидкости.

Дроссель – это местное регулируемое или нерегулируемое сопротивление, устанавливаемое на пути движения потока рабочей среды. По функциональному назначению дроссели классифицируются на постоянные и переменные. По принципу действия различают дроссели линейные (ламинарные) и дроссели квадратичные (турбулентные).

Ламинарные дроссели вязкого сопротивления характеризуются потерей давления в результате сопротивления потоку жидкости в дроссельном канале большой длины. Они имеют большую длину и малое сечение дроссельного канала и соответственно небольшое Re , поэтому потеря давления в них обусловлена трением при ламинарном течении, т.е. потеря давления в них является практически линейной функцией скорости течения потока рабочей среды.

В квадратичных дросселях изменение давления происходит практически пропорционально квадрату скорости потока жидкости. Характеристика таких дросселей практически не зависит от вязкости рабочей среды, т.е. от ее температуры.

Дроссели позволяют изменять расход рабочей жидкости, проходящей через гидролинию. Установка дросселей в гидросистемах может быть различна (рис. 1). В гидроприводе (рис. 1 а) жидкость от

нерегулируемого насоса 1 через дроссель 2 и распределитель 4 поступает в рабочую полость цилиндра 3, а из противоположной полости сливается в бак. Скорость движения штока цилиндра регулируется с помощью дросселя, который ограничивает расход жидкости, поступающей в цилиндр, причем оставшаяся жидкость сливается в бак через предохранительный клапан 5, который настраивается на давление достаточное для преодоления нагрузки F на штоке цилиндра.

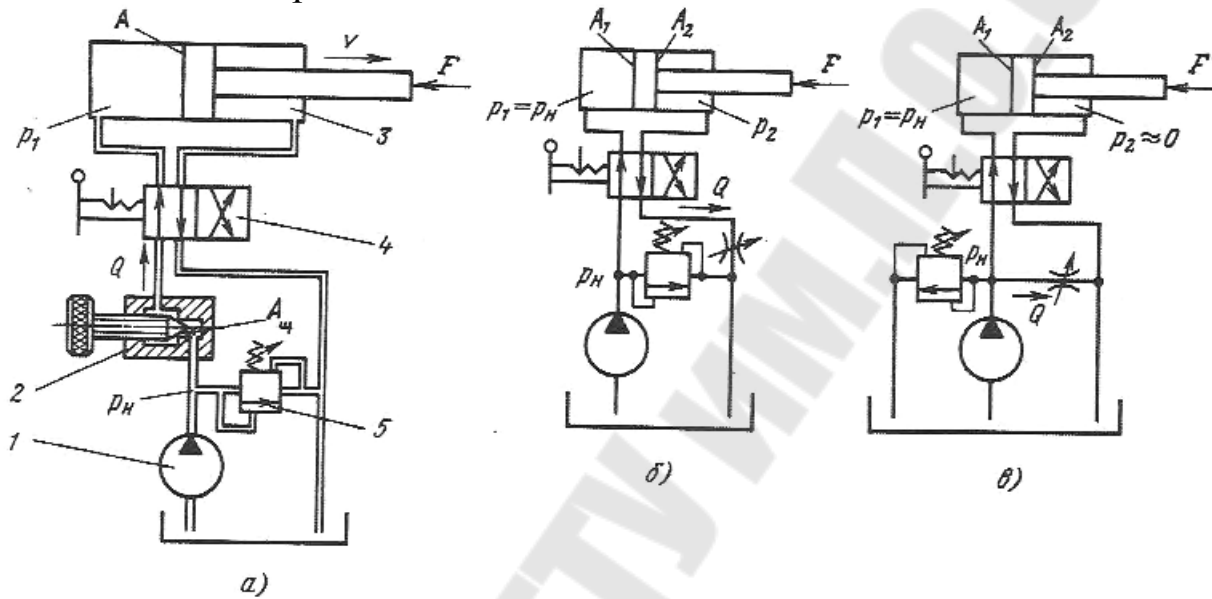


Рисунок 1 Типовые схемы установки дросселей на входе (а), выходе (б) и в ответвлении (в)

В данной схеме насос постоянно работает под максимальным давлением независимо от нагрузки F . Анализ уравнения расхода

$Q = \mu S \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}$ показывает, что при постоянной настройке дросселя

($S = \text{const}$) расход жидкости зависит только от $\Delta P = P_n - P_1$, где $P_1 = F/S$ – давление в рабочей полости цилиндра, то расход Q жидкости через дроссель и скорость движения поршня будут изменяться в зависимости от нагрузки F , причем при $F \rightarrow 0$ $\Delta P \rightarrow P_n$. Кроме описанной выше

схемы установки дросселя на входе в гидродвигатели возможны также схемы установки на выходе или в ответвлении (рис. , б. в). При установке дросселя на выходе $p_k = \text{const}$, а давление в штоковой

полости цилиндра $P_2 = \frac{(P_n \cdot A_1 - F)}{A_2} = \Delta P$, т.е. Q также зависит от F ,

причем при $F \rightarrow 0$ (или изменении направления действия нагрузки) ΔP может превышать p_n . В случае установки дросселя в ответвлении

$\Delta P = P_n = P_1 = \frac{F}{A_1} \neq const$, что позволяет снизить энергетические

потери в гидроприводе (масло через предохранительный клапан может проходить лишь при перегрузке или остановке гидроцилиндра на упоре, если дроссель не пропускает всего потока масла, нагнетаемого насосом, при давлении настройки предохранительного клапана). Однако в этом случае v также зависит от F , причем в большей степени, так как с ростом P_n увеличивается расход масла через дроссель и одновременно несколько снижается подача масла (возрастают объемные утечки в насосе).

Схема с дросселем на выходе обеспечивает более плавное движение рабочего органа и может использоваться, в том числе, в гидроприводах с изменяющимся направлением действия нагрузки F . Однако при применении этой схемы возрастает опасность рывков штока цилиндра в направлении подачи в момент пуска в работу. Максимальная плавность движения при малых скоростях достигается при применении специальных двухщелевых дросселей, устанавливаемых в обеих линиях подключения гидродвигателя.

При выборе схемы установки дросселя следует учитывать, что в варианте с дросселированием на входе давление в цилиндре меньше, поэтому снижается трение и улучшаются условия работы уплотнений; поскольку дросселируется поток, поступающий обычно в большую (поршневую) полость цилиндра, облегчается получение малых подач. Вместе с тем, в этом случае не всегда хватает давления подпора для нормальной работы гидромоторов; выделяющееся при дросселировании тепло поступает в гидросистему (при потере давления 1 МПа поток масла нагревается на 0,6 °С).

Таким образом, при всех схемах установки v зависит от F , а ΔP может достигать большого значения, что затрудняет получение малых расходов, так как для этого приходится чрезмерно уменьшать площадь проходного сечения дросселирующей щели $A_{щ}$, что приводит к ее быстрому засорению. Вообще щели с площадью сечения менее 0,1 - 0,3 мм² (при условии, что форма щели близка к кругу, квадрату или равнобедренному треугольнику, т.е. имеет минимальный периметр) стараются не делать даже при хорошей фильтрации масла. Это значит, что при максимальном давлении в гидроприводе $P_n = 10$ МПа минимальный расход масла через дроссель составляет 0,6 л/мин, тогда как в гидроприводах современных станков требуется стабильное поддержание расходов, которые на порядок меньше.

В некоторых случаях применения (например, в дисковых пилах для холодной резки) требуется, чтобы скорость подачи уменьшалась при увеличении нагрузки. Это можно обеспечить путем применения обычных дросселей. Однако в большинстве гидроприводов установленная скорость движения гидродвигателей должна быть постоянной в широком диапазоне изменения нагрузок на рабочих органах, поэтому перепад давлений на дросселирующей щели должен поддерживаться постоянным и небольшим ($\approx 0,2 - 0,3$ МПа) для получения минимальных расходов при минимально допустимой площади проходного сечения дросселирующей щели. Указанным условиям удовлетворяют *регуляторы расхода*, которые представляют собой комбинацию дросселя с регулятором, поддерживающим постоянный перепад давлений на дросселирующей щели.

Применяемые в станкостроении дроссели и регуляторы расхода имеют условные проходы 6, 10, 16, 20, 32 мм.

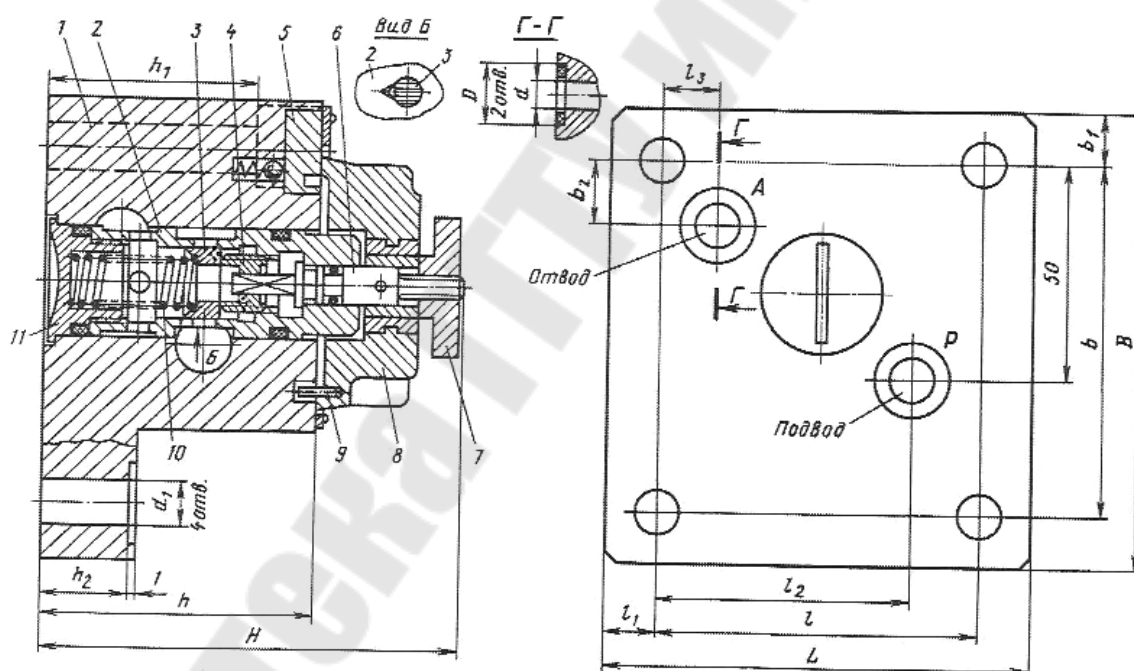


Рисунок 2 Конструкция дросселя модели ПГ77-1.

Дроссели модели ПГ77-1 (рис.2) изготавливаются по ТУ27-20-2205-78 ОАО «Каменский машиностроительный завод» состоят из следующих основных деталей: корпуса 1, втулки 2, втулки-дросселя 3, винта 4, валика 6, лимба 8, контргайки 7, пробки 11, пружины 10, указателя оборотов 5 и штифта 9. Масло из гидросистемы подводится к отверстию «Подвод» аппарата, проходит через дросселирующую щель, образованную фасонным отверстием во втулке 2 и торцом втулки-дросселя 3 (вид Б), и отводится через отверстие «Отвод».

Расход регулируется путем осевого перемещения втулки-дросселя с помощью винта 4 в одну сторону и пружины 10 - в противоположную. Винт поворачивается от лимба 8 через валик 6 (при вращении по часовой стрелке расход увеличивается).

Между винтом и валиком установлена втулка с зубчатым зацеплением, позволяющим так устанавливать лимб относительно валика, что при полностью закрытом дресселе утечка через него не превышает заданного значения. Полному осевому перемещению втулки - дросселя соответствуют четыре оборота лимба, что позволяет плавно регулировать расход масла. После каждого оборота лимб с помощью штифта 9 поворачивает на $\frac{1}{4}$ оборота указатель 5, на торце которого имеются цифры 1-4, а самопроизвольный поворот указателя предотвращает шариковый пружинный фиксатор. Острые кромки по всему периметру дресселирующей щели практически исключают зависимость установленного расхода от температуры масла, и треугольная форма проходного сечения при малых открытиях уменьшает опасность засорения.

В технологическом оборудовании машиностроительного производства широко используются дрессели модульного монтажа типа МКДМ (рис. 3,4) . Гидродрессели данного типа устанавливаются между гидрораспределителем и монтажной плитой и уплотняются в сборе уплотнительной плиткой с размещенными в ней кольцами круглого сечения, входящими как правило в комплект поставки аппарата. Эти дрессели выполняются с обратным клапаном и состоят из корпуса 1 (рис. 3), в котором выполнены гидролинии подвода рабочей жидкости *P*, отвода рабочей жидкости *T*, рабочие гидролинии *A*, *B* и гидролинии управления *X*, *Y* (только для модификаций МДКМ – 16/3М и МДКМ – 20/3М).

Сдвоенный дрессель с обратным клапаном типа ДКМ и МДКМ (рис. 3) имеет корпус 1, дрессель 2, втулку 3, пружину 4, упор 5, контргайки 6 и маховичок 7. Работают дресселя данного типа следующим образом: поток жидкости по гидролиниям *A* (или *B*) сверху в низ проходит свободно, за счет перемещения дресселя 2 вправо и сжатия пружины 4 под действием давления потока жидкости. При обратном направлении потока жидкости ее давление воздействует на правый торец дресселя 2 в сторону действия усилия пружины 4, за счет наличия канала в корпусе, соединяющем проточную часть корпуса с полостью, образованной втулкой 3, что заставляет дрессель 2 занять крайнее левое положение, регулируемое положением упора 5. Расходная щель формируется между корпусом 1

и острой кромкой дросселя 2. Перевернув аппарат нижней плоскостью вверх, можно обеспечить дросселирование потока жидкости движущегося сверху в низ и свободное его прохождение в обратном направлении.

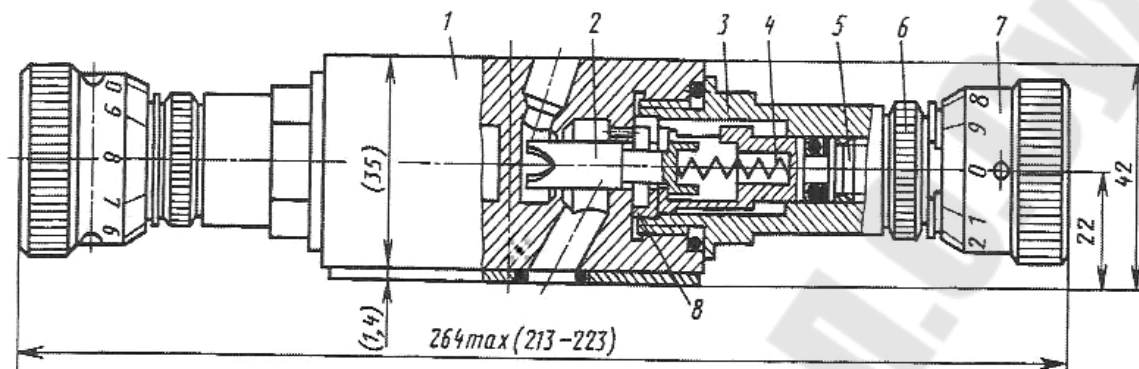


Рисунок 3 Конструкция дросселей типа МДКМ и ДКМ

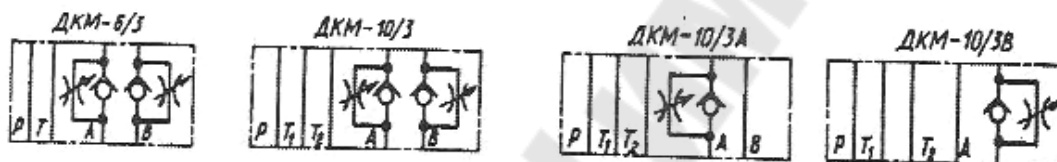


Рисунок 4 Схемные изображения дросселей

Регуляторы расхода используются для изменения скорости движения гидродвигателей путем изменения открытия (увеличения или уменьшения) дроссельного проходного сечения. Регуляторы расхода применяются для поддержания постоянства установленного расхода независимо от изменения давления. Чтобы снизить влияние температуры масла на установленный расход, кромки дросселирующей щели выполняют острыми. Различные модификации регуляторов расхода могут дополнительно выполнять функции предохранительного клапана непрямого действия; иметь встроенный обратный клапан; комплектоваться обратным клапаном и механически управляемым распределителем, позволяющим реализовать цикл движения: быстрый подвод - рабочая подача - быстрый отвод. Однако при использовании в гидросистемах сохраняется основной недостаток схемы дросселирования, т.е. необходимость настройки предохранительного клапана на максимальное давление и воздействие максимального давления на уплотнительные элементы гидроцилиндра даже при холостом ходе.

В зависимости от расположения и конструкции компенсатора давления регуляторы расхода могут быть двух линейными и трехлинейными. В двухлинейных регуляторах расхода компенсатор

давления, выполненный в виде редуционного клапана, расположен последовательно с дозирующим дросселем. В трехлинейных регуляторах расхода компенсатор давления, выполненный в виде предохранительного клапана, параллельно с дозирующим дросселем.

В зависимости от свойств регуляторы расхода могут быть подразделены на две группы: зависящие от вязкости жидкости и не зависящие от вязкости жидкости. Регуляторы расхода, зависящие от вязкости рабочей среды, имеют дроссель вязкостного сопротивления. Регуляторы расхода, не зависящие от вязкости рабочей среды, имеют дроссель инерционного сопротивления. Общую классификацию Регуляторов расхода можно представить в виде блок-схемы (рис. 5). В настоящее время регуляторы расхода, зависящие от вязкости рабочей среды, не используются. Такое исполнение считается устаревшим, т.к. расходные характеристики такого регулятора будут напрямую зависеть от температуры жидкости в системе.

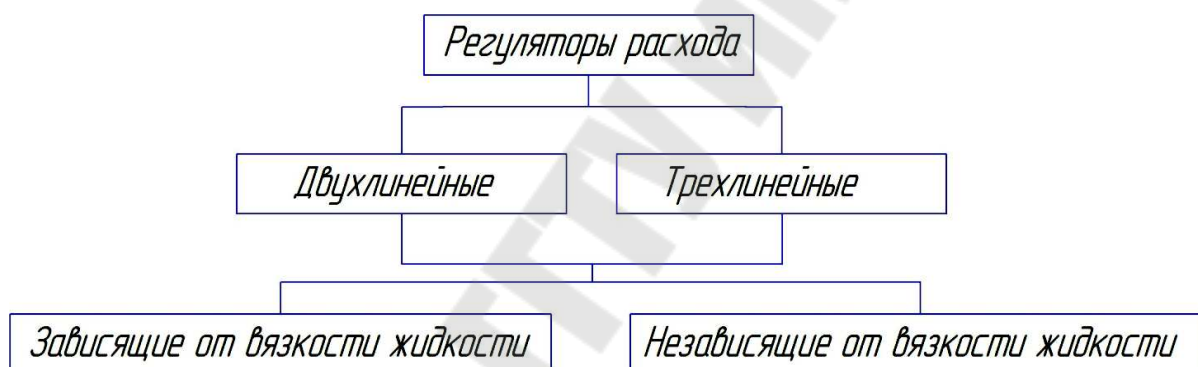
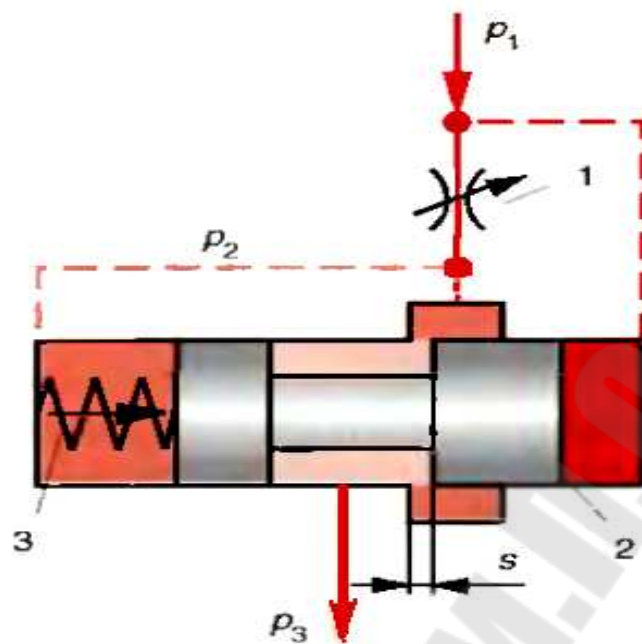
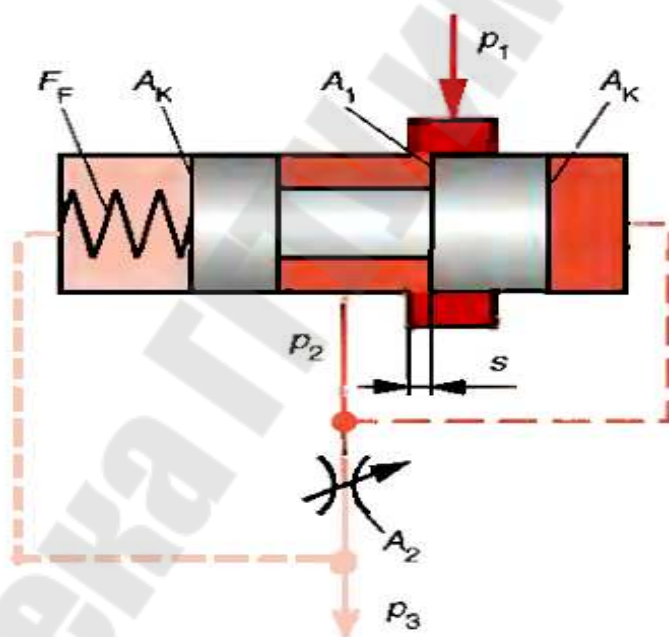


Рисунок 5. Классификация регуляторов расхода

В двухлинейных регуляторах расхода (рис. 6, 7, 9, 11) дозирующий дроссель и компенсатор давления расположены последовательно, причем компенсатор может располагаться перед дросселем (на входе) или после него (на выходе). Место расположения компенсатора давления (на входе или на выходе) в двухлинейных регуляторах расхода определяется конструктивными соображениями. В роли компенсатора давления в двухлинейных регуляторах расхода применяются редуционные клапаны. Поддержание входного или выходного давления достигается настройкой клапана, которая ниже, чем возможные изменения давления в главной системе циркуляции, что позволяет поддерживать постоянный перепад давления на дроселирующем элементе регулятора расхода.



а)



б)

Рисунок 6. Принцип работы двухлинейного регулятора расхода:
 а) с компенсатором давления на выходе; б) с компенсатором давления на входе.

Основным недостатком двухлинейных регуляторов расхода является необходимость настройки предохранительного клапана, установленного перед регулятором расхода, на максимально возможное давление в гидродвигателе. В результате этого происходит нагрев рабочей жидкости, увеличиваются потери мощности и уменьшается КПД гидропривода. В справочной литературе существует множество конструктивных решений гидроаппаратов такого типа.

Двухлинейный регулятор расхода скомпенсированный по давлению и температуре типа RPC3-CT фирмы «Duplomatic» (рис 7). Расход регулируется с помощью калиброванной регулировочной ручки, которая изменяет раскрытие зазора и которую можно зафиксировать в любом положении с помощью винта. Диапазону регулирования расхода соответствует шесть оборотов ручки, с указанием числа сделанных оборотов. Условный проход $D_y = 16$ мм, максимальное давление аппарата 25 МПа. Диапазон регулирования расхода 0-100 л/мин, максимальный перепад давления 0,1 МПа.

Расходная характеристика аппарата представлена на рисунке 8.

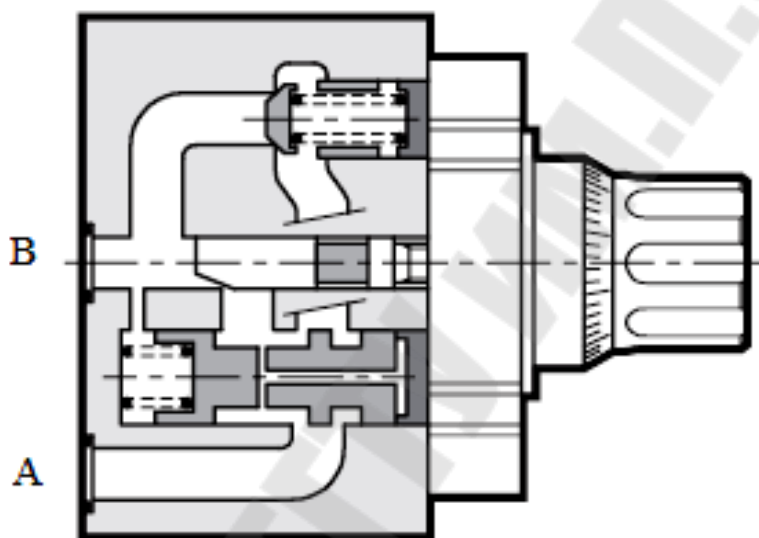


Рисунок 7 Двухлинейный регулятор расхода скомпенсированный по давлению и температуре типа RPC3-CT фирмы Duplomatic

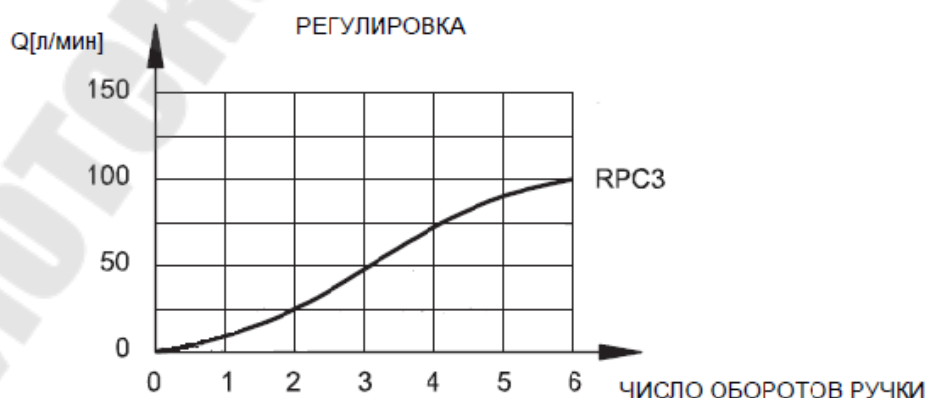


Рисунок 8 Расходная характеристика двухлинейного регулятора расхода типа RPC3-CT

Двухлинейный регулятор расхода типа 2FRM (рис 9) фирмы «Rexroth». Основными частями регулятора являются корпус 1,

дроссельная букса 2, клапан перепада давления 3 с ограничителем хода 3.1, по выбору, обратный клапан 4, элемент настройки 5. Перепад давления в потоке от канала *A* к каналу *B* создается на дроссельном отверстии 6, которое настраивается механически при вращении поворотного дросселя 7 от элемента настройки 5. Постоянство расхода через дроссельное отверстие 9 обеспечивает клапан перепада давления 3. Стабильность характеристик в широком диапазоне температур сохраняется за счет острых кромок дросселя. Обратный поток от канала *B* к каналу *A* проходит через обратный клапан 4. Условный проход $D_y = 16$ мм, максимальное давление аппарата 32 МПа. Диапазон регулирования расхода от 0 до 100 л/мин, максимальный перепад давления 0,1 МПа. Расходная характеристика аппарата представлена на рисунке 10.

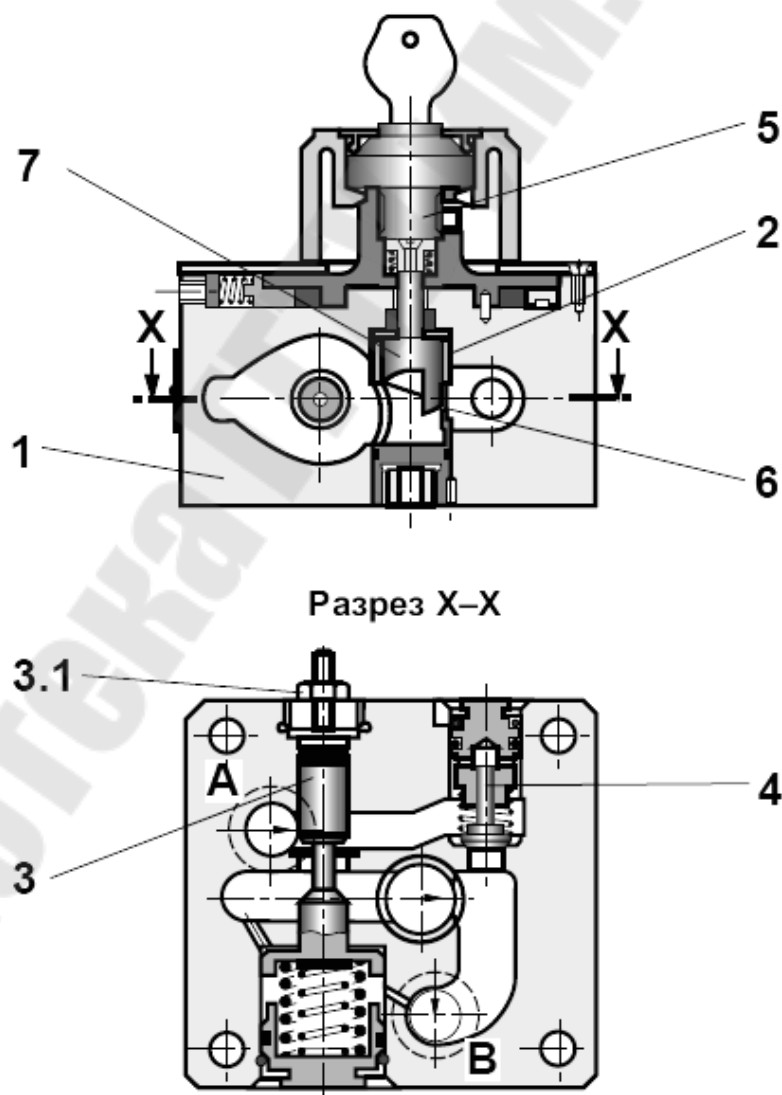


Рисунок 9 Двухлинейный регулятор расхода типа 2FRM фирмы Rexroth

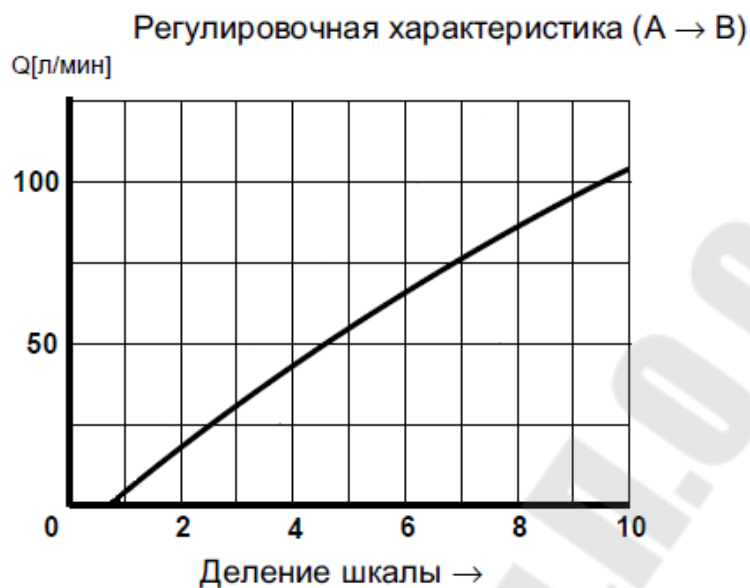


Рисунок 10. Расходная характеристика двухлинейного регулятора расхода типа 2FRM фирмы Rexroth

Двухлинейный регулятор расхода типа 9PP/3 (рис. 11) фирмы ЗАО «ЭЛГА». Расход регулируется с помощью калиброванной регулировочной ручки, которая изменяет раскрытие зазора и которую можно зафиксировать в любом положении. Постоянство расхода через дроссельное отверстие обеспечивает редукционный клапан. Условный проход $D_y = 16$ мм, максимальное давление аппарата 32 МПа. Диапазон регулирования расхода от 0 до 80 л/мин, максимальный перепад давления 0,12 МПа. Расходная характеристика аппарата представлена на рисунке 12.

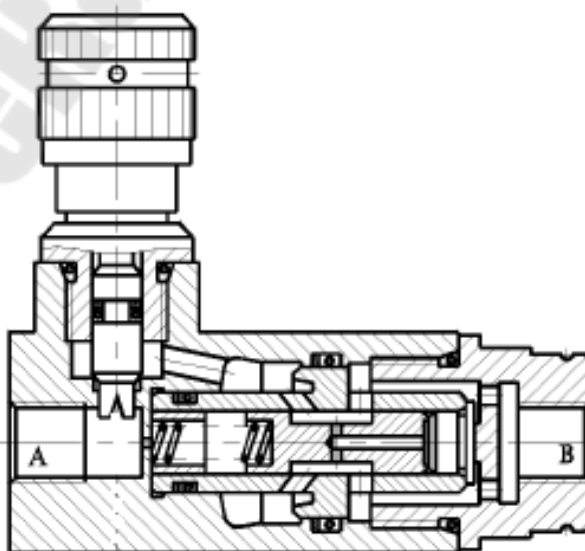


Рисунок 11 - Двухлинейный регулятор расхода типа 9PP/3 фирмы ЗАО «ЭЛГА»

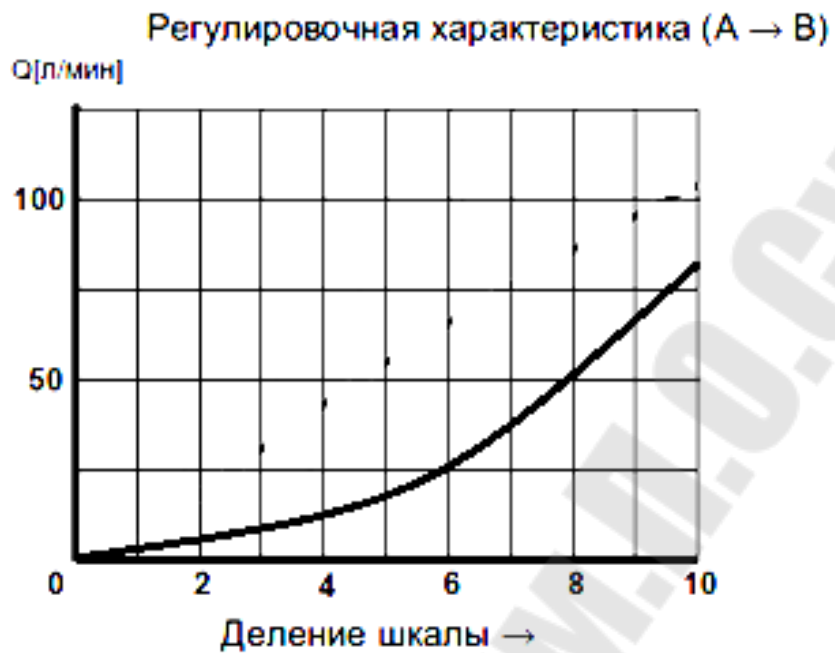


Рисунок 12. Расходная характеристика двухлинейного регулятора расхода типа 9PP/3 фирмы ЗАО «ЭЛГА»

В отличие от двухлинейных регуляторов расхода, дозирующее A_2 и управляющее A_1 отверстия в трехлинейных регуляторах расхода включены не последовательно, а параллельно (рис. 13).

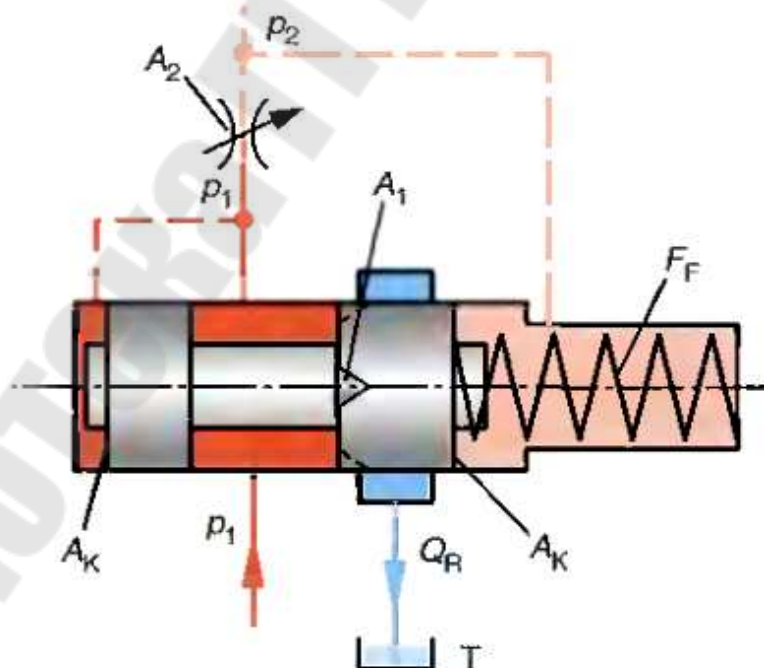


Рисунок 13. Принцип работы трехлинейного регулятора расхода

Компенсатор давления регулирует здесь излишний поток рабочей жидкости, который через специальную линию сливается в

бак. Как правило, в трехлинейный регулятор расхода встроен предохранительный клапан, ограничивающий максимальное давление. Излишек потока рабочей жидкости возвращается в бак. При соединении отверстия управления X с баком, возможна разгрузка гидросистемы от давления. Давление на выходе из насоса превышает давление в гидродвигателе только на величину потерь давления в дозирующем дросселе, в то время как в двухлинейном регуляторе расхода насос постоянно работает под максимальным давлением настройки предохранительного клапана. Следовательно, при использовании трехлинейного регулятора расхода уменьшаются потери мощности, повышается КПД системы и снижается тепловыделение.

В справочной литературе существует множество конструктивных решений гидроаппаратов такого типа. Трехлинейный регулятор расхода фирмы «Diplomatic» тип RPC3-T3 (рис. 14) скомпенсирован по давлению и температуре служит для регулировки потока, подаваемого на исполнительный механизм, и для сброса потока обратно в резервуар при том же давлении, что и в системе, а не при давлении предохранительного клапана в случае, если расход превышает требуемый. Диапазону регулировки расхода соответствует шесть оборотов ручки, указатель показывает число сделанных оборотов. Условный проход $D_y=16$ мм, максимальное давление аппарата 25 МПа. Диапазон регулирования расхода от 0 до 150 л/мин, максимальный перепад давления 0,1 МПа.

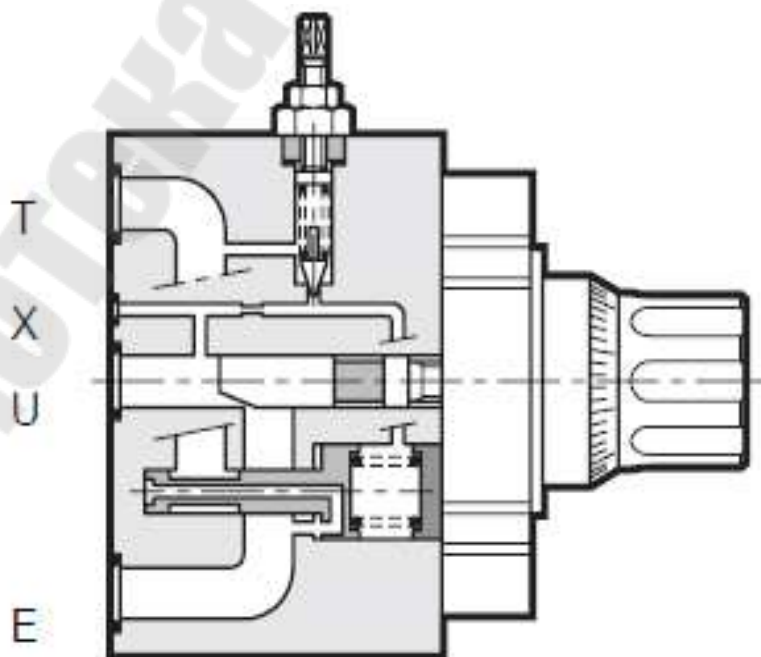


Рисунок 14 - Трехлинейный регулятор расхода фирмы «Diplomatic» тип RPC3-T3

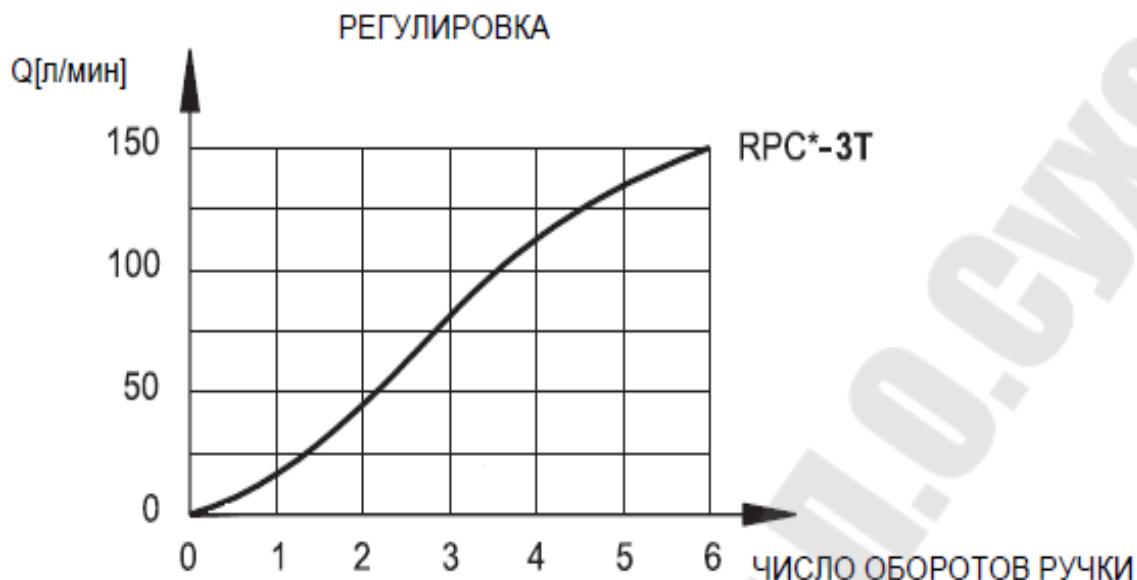


Рисунок 15 – Расходная характеристика трехлинейного регулятора расхода фирмы «Diplomatic» тип RPC3-T3

В состав клапана входят две заслонки, расположенные последовательно. Первая из них регулирует клиновидный зазор, размер которого зависит от положения ручки; вторая же управляется перепадом давлением на первой заслонке, обеспечивая постоянный перепад давления на ней. В таких условиях, при максимальных колебаниях давления между, заборной и выпускной камерами клапана, установленное значение расхода остается постоянным с допустимыми отклонениями в пределах $\pm 2\%$ от максимального расхода, регулируемого клапаном. Компенсация температурных воздействий в данном клапане основывается на использовании закона прохождения жидкости через клиновидный зазор (аналог дроссельной шайбы), в котором колебания вязкости масла не оказывают значительного влияния на расход. Для регулируемого расхода менее 0,5 л/мин и изменения температуры на 50 °С, расход увеличится примерно на 13 % относительно установленного значения. Для больших значений расхода и при данном перепаде температуры, расход увеличится примерно на 4 %. Расходная характеристика аппарата представлена на рисунке 15.

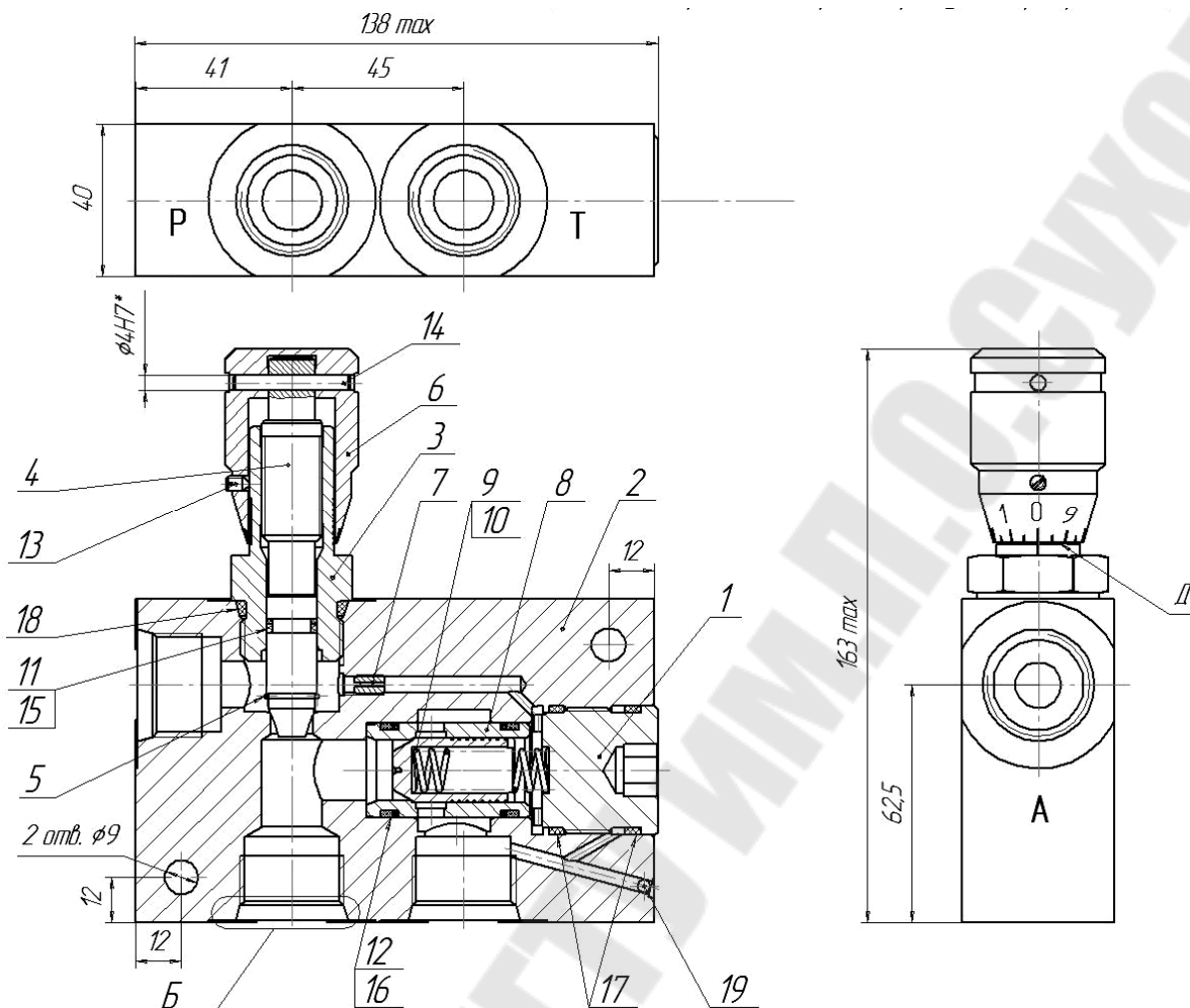


Рисунок 16 - Трехлинейный регулятор расхода типа РРД16Т/... фирмы ЗАО «ЭЛГА»

Трехлинейный регулятор расхода типа РРД16Т/... фирмы ЗАО «ЭЛГА» (рис 16) предназначен для регулирования и поддержания расхода постоянным, независимо от нагрузки и температуры жидкости, а также для ограничения максимального давления нагрузки. В отличие от двухходового регулятора типа 9РР/3 этого же производителя, данный трехходовой регулятор расхода имеет дополнительное подключение – канал "Т". Регулятор состоит из переменного дросселя и клапана, функция которого состоит в поддержании перепада давления на дроссельной щели с постоянным значением. Избыточная часть жидкости по каналу "Т" сбрасывается в бак. Таким образом, поступающая от насоса жидкость должна преодолеть только давление нагрузки и потерю давления на дроссельной щели, а это значительно улучшает коэффициент полезного действия по отношению к двухходовому регулятору расхода. Условный проход $D_y=16$ мм, максимальное давление аппарата 32 МПа. Диапазон регулирования расхода от 0 до 100 л/мин,

максимальный перепад давления 0,12 МПа. Расходная характеристика аппарата представлена на рисунке 17.



Рисунок 17. Расходная характеристика трехлинейного регулятора расхода типа РРД16Т/... фирмы ЗАО «ЭЛГА»

Регуляторы расхода МПГ55-1*М, МПГ55-2*М и МПГ55-3*М имеют стыковое присоединение с международными присоединительными размерами. Регуляторы расхода с предохранительным клапаном МПГ55-1*М имеют исполнения по номинальному давлению до 6,3; 10 и 20 МПа. Регуляторы расхода с предохранительным клапаном МПГ55-2*М (рис. 18) состоит из корпуса 1, втулки 2, втулки-дресселя 3, винта 4, валика 6, лимба 8, контргайки 7, пробки 11, пружины 10, указателя оборотов 5 и штифта 9, пробок 12, пружины 13, втулки 18 и золотника 20 регулятора. Рабочая жидкость из напорной линии поступает в отверстие «Подвод» и далее через отверстие 19 во втулке 18, частично перекрытые рабочей кромкой золотника 20, и отверстия 16 во втулке 18 поступает к дросселирующей щели втулки 2, и проходя через отверстия во втулке 2 поступает к отверстию «Отвод». Золотник 20 находится в равновесном состоянии под действием силы сжатия пружины 13, сил от давления жидкости на его торцевые поверхности в полостях 15 и 21, сил от давления жидкости в полости 14. Полости 15 и 21 соединены с полостью 17 при помощи осевых каналов во втулке 18, а полость 14 соединена с отверстием «Отвод» с помощью канала в корпусе 1 регулятора. При осевых смещениях золотника 20 изменяется гидравлическое сопротивление отверстий 19, благодаря чему давление P_1 на входе в дросселирующую щель – в полости 17

понижается по сравнению с давлением в напорной линии – отверстии «Подвод». В статическом состоянии уравнение сил, действующих на золотник 20 регулятора имеет вид :

$$P_1 \cdot (A_1 + A_2) = P_2 \cdot A + F_{np},$$

где P_2 - давление на выходе из дросселирующей щели – в отверстии «Отвод»; A – площадь торца золотника 20 в полости 14; A_1 - площадь торца золотника 20 в полости 15; A_2 - площадь торца золотника 20 в полости 21; F_{np} – усилие пружины 13.

Конструкция золотника выполнена таким образом, что $A_1 + A_2 = A$, а перепад давлений на дросселирующей щели определяется:

$\Delta P = P_1 - P_2$, тогда получаем $\Delta P = \frac{F_{np}}{A} \approx const$, так как ход золотника

20 мал и изменение F_{np} – незначительно. При увеличении ΔP золотник смещается вправо, а при уменьшении – влево, автоматически стабилизируя перепад давлений на дроссельной щели в 0,2-0,25 МПа и обеспечивает таким образом постоянство установленного расхода в широком диапазоне давлений в отверстиях «Подвод» и «Отвод» при условии, что разность между этими давлениями будет более 0,5 МПа.

Расход регулируется путем осевого перемещения втулки-дросселя с помощью винта 4 в одну сторону и пружины 10 - в противоположную. Винт поворачивается от лимба 8 через валик 6 (при вращении по часовой стрелке расход увеличивается). Между винтом и валиком установлена втулка с зубчатым зацеплением, позволяющим так устанавливать лимб относительно валика, что при полностью закрытом дросселе утечка через него не превышает заданного значения. Полному осевому перемещению втулки - дросселя соответствуют четыре оборота лимба, что позволяет плавно регулировать расход масла. После каждого оборота лимб с помощью штифта 9 поворачивает на $\frac{1}{4}$ оборота указатель 5, на торце которого имеются цифры 1-4, а самопроизвольный поворот указателя предотвращает шариковый пружинный фиксатор. Острые кромки по всему периметру дросселирующей щели практически исключают зависимость установленного расхода от температуры масла, и треугольная форма проходного сечения при малых открытиях уменьшает опасность засорения.

Установив заглушку 22, можно отключить от линии «Отвод» полость 14 и соединить ее с гидросистемой через отверстие для дистанционного управления 23.

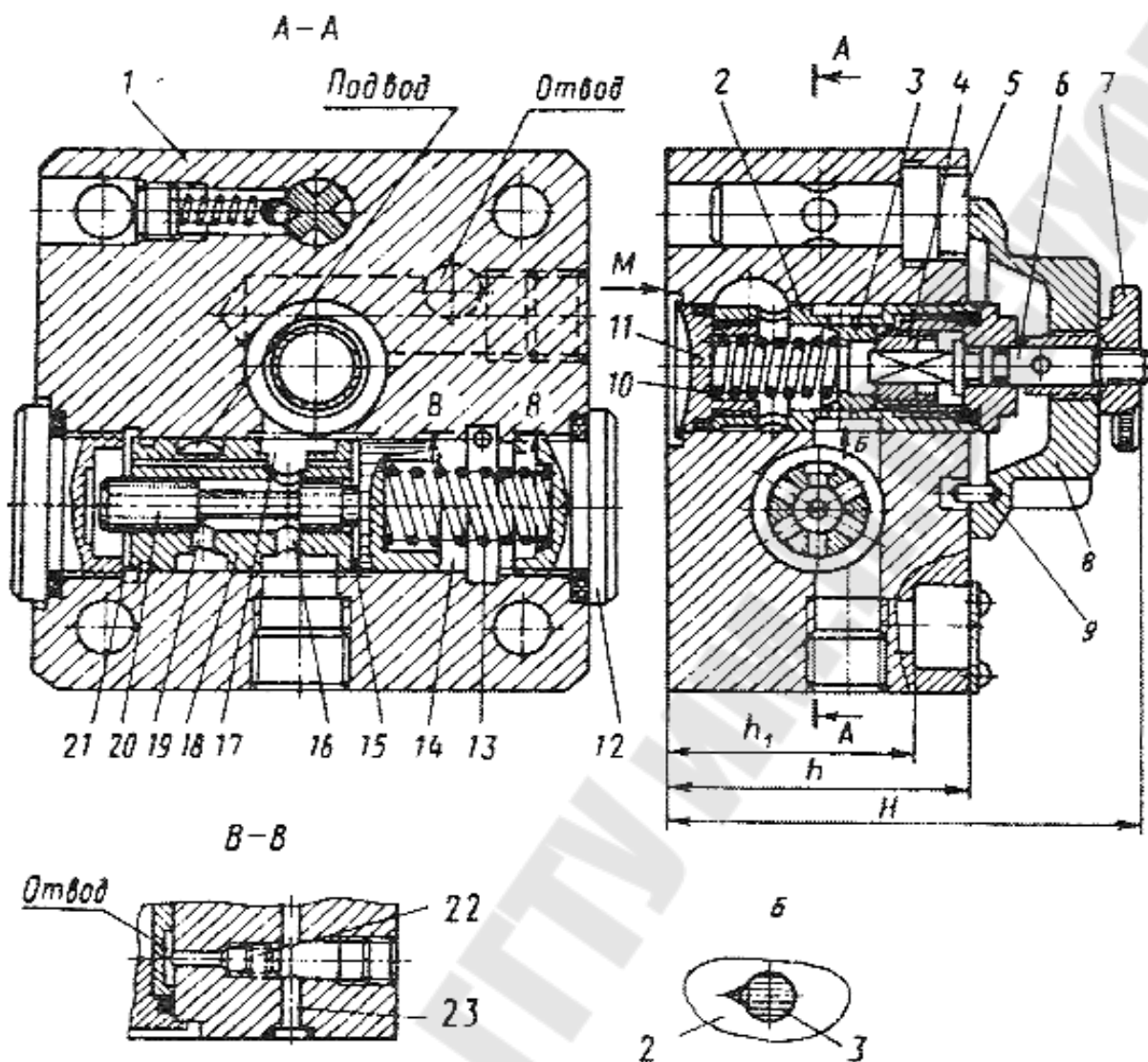


Рисунок 18 Конструкция регуляторов расхода типа МПГ55-2*М

В технологическом оборудовании машиностроительного производства широко используются регуляторы расхода модульного монтажа типа РПМ 102 выполненные по ТУ2-053-1643-83 (рис. 19). Они состоят из корпуса 1, клапана 2, крышки 3, пружин 4 и 8, дросселя 5, втулки 6, упора 7, штифта 9, гайки 10, маховичка 11, лимба 12 и демпфера 13. Расход регулируется маховичком 11, а фиксация упора выполняется вращением лимба 12, в шестигранное отверстие которого входит гайка 10. Из подводного отверстия *B* на нижней стыковой плоскости рабочая жидкость подводится к клапану 2, протекает через его рабочую щель, поступает к дросселю 5 и отводится через его расходную щель в отверстие *B*, расположенное на верхней стыковой плоскости. Движение потока рабочей жидкости в обратном направлении проходит без препятствий за счет смещения

усилием давления жидкости дросселя 5 влево, удерживаемого в исходном положении усилием пружины 8.

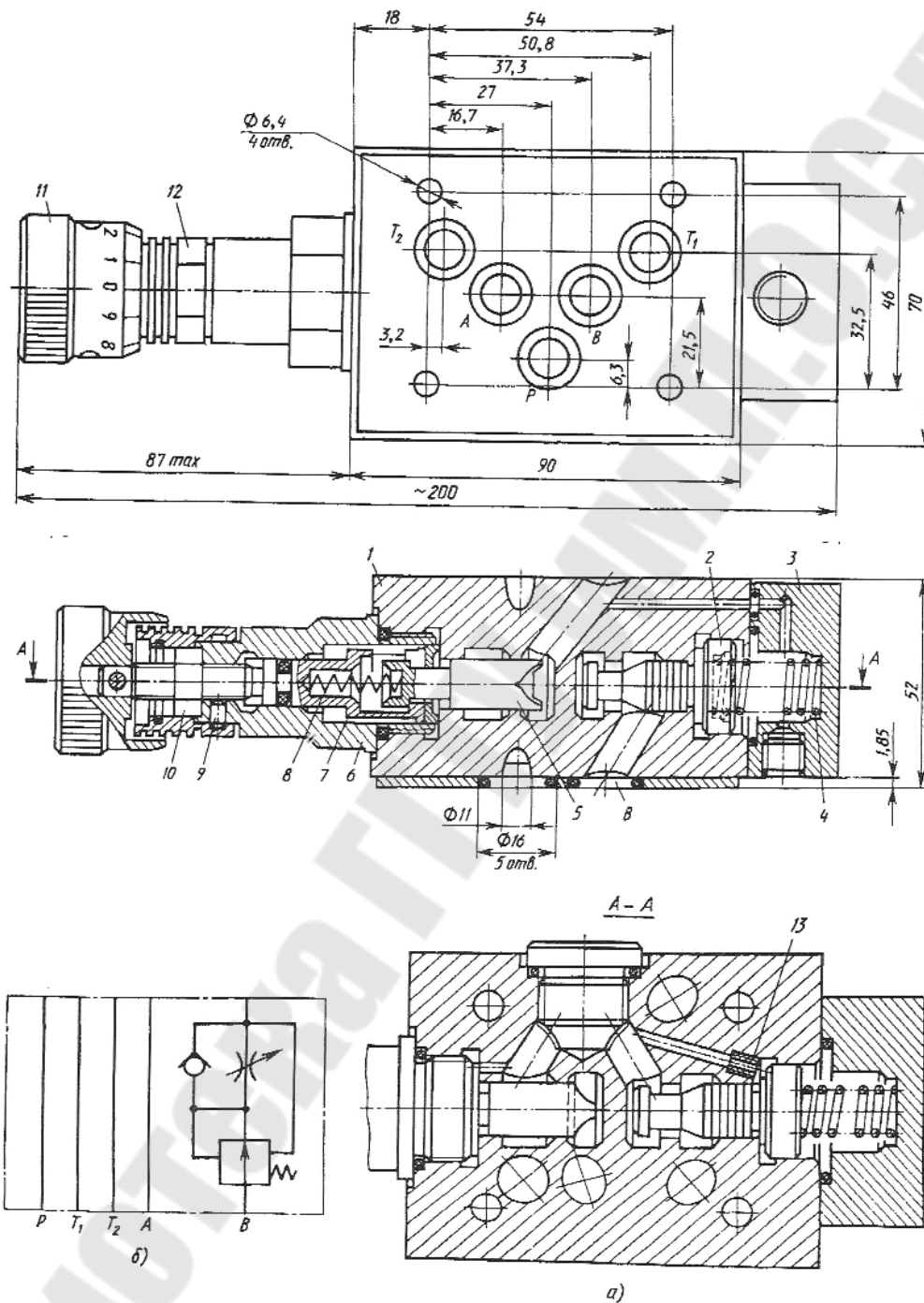


Рисунок 19 Конструкция и схемное изображение регулятора расхода модульного монтажа типа РПМ 102

Применение регуляторов расхода в гидросистемах показано на рисунке 20. В схеме на рисунке 20 а, регулятор расхода 5 подключен на выходе из цилиндра. Рабочая жидкость подаваемая насосом 1, под давлением, заданным настройкой предохранительного клапана 2,

поступает через распределитель 3 в поршневую полость цилиндра 4, а из его штоковой полости вытекает через распределитель 3 и регулятор расхода 5 в бак. Регулятор расхода 5 обеспечивает постоянство скорости движения цилиндра 4 независимо от внешней нагрузки на штоке цилиндра F .

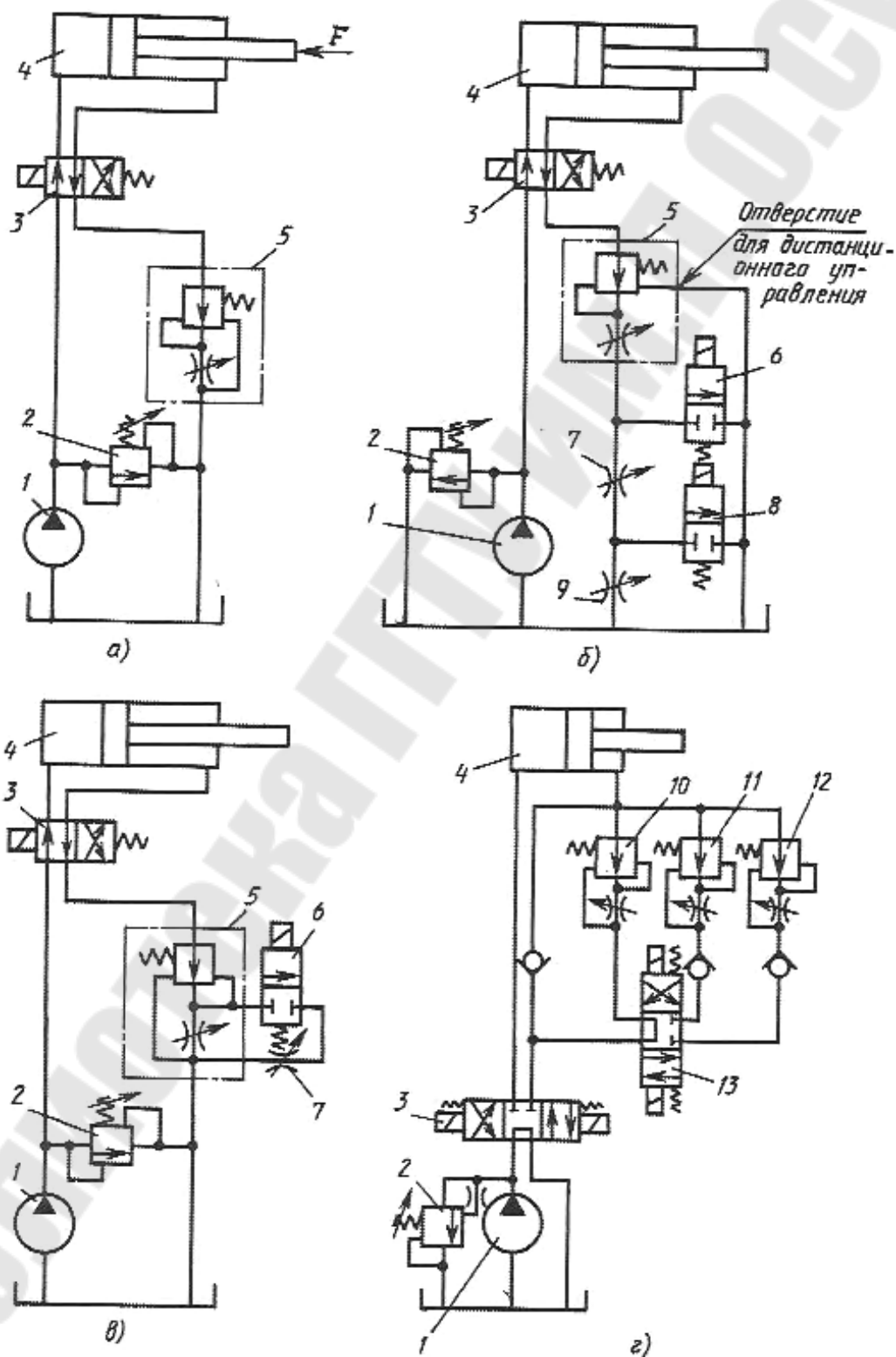


Рисунок 20 Типовые схемы применения регуляторов расхода.

Подключение в схему дополнительных дросселей 7 и 9 (рис. 20 б), шунтируемых распределителями 6 и 8, позволяет ступенчато изменять скорость, причем регулятор расхода обеспечивает постоянство перепада давлений на всей дроссельной цепочке, так как отверстие для дистанционного управления соединено с баком.

В некоторых случаях в моменты включения насоса или переключения потоков с одного регулятора на другой возможны кратковременные рывки цилиндра, которые могут привести к выходу из строя элементов технологического оборудования или ухудшению качества обработки деталей. Возникновение данного явления происходит из-за повышенного перепада давления на дроссельной щели в начальный момент работы регулятора расхода до тех пор пока задемпфированный золотник 20 (рис. 18) не займет свое рабочее положение, соответствующее дросселированию потока жидкости через отверстие 19.

Решение данной проблемы показано на рисунке 20 в. В данной схеме при включении электромагнита распределителя 6 цилиндр движется со скоростью первой рабочей подачи, определяемой дросселем 7, а при выключении – со скоростью второй меньшей рабочей подачей, определяемой настройкой регулятора расхода 5. Наличие дросселя 7 исключает возникновение рывков в моменты пуска, так как золотник регулятора расхода всегда будет находиться в рабочем положении.

На рисунке 20 г показана схема, в которой с помощью распределителя 13 можно устанавливать одну из трех скоростей подач цилиндра, определяемых настройкой регуляторов расхода 10-12.

1.2. В соответствии с индивидуальным заданием изучить конструктивные особенности регулятора расхода и выполнить эскизы деталей, сборочный чертеж

Индивидуальное задание определяется преподавателем, из числа аппаратов имеющихся в лаборатория кафедры «Гидропневмоавтоматика». Разборку и эскизирование аппаратов студенты выполняют под контролем преподавателя и учебного мастера или лаборанта кафедры. Для выполнения измерений студенты получают у преподавателя или лаборанта на время занятий контрольно измерительный инструмент. Сборочный чертеж выполняется на форматах А3 и А4 в масштабе 1:1, со спецификацией и указанием основных геометрических и присоединительных

размеров (рис.

1.3. В соответствии с индивидуальным заданием разработать схему применения регулятора расхода в гидросистеме и выполнить чертеж разработанной схемы принципиальной гидравлической.

Выполнение чертежа допускается на листах формата А3 и А4 в соответствии с требованиями ГОСТ 2.781-96.

1.4. По разработанной схеме выполнить сборку гидропривода на учебно-лабораторном стенде «Фесто».

Перед началом работы необходимо пройти инструктаж по технике безопасности работы на стендах с соответствующей записью в журнале по ОТ и ТБ.

1.5. Выполнить проверку собранной схемы гидропривода на работоспособность, определить характеристики работы регулятора расхода.

Проверку работоспособности собранной схемы выполнять только под контролем преподавателя или учебного мастера.

Для определения характеристик регулятора расхода в схему необходимо установить контрольно-измерительную аппаратуру. Измерения проводить на различных расходах при постоянном входном давлении соответствующем номинальному, измерения выполнять в соответствии с требованиями ГОСТ 20245-96. По результатам испытаний оформить протокол испытаний и построить перепадно-расходную характеристику $\Delta P = f(Q)$.

1.6. Оформить отчет и сделать выводы.

2. СТРУКТУРА ОТЧЕТА

1. Название лабораторной работы.
2. Цель работы.
3. Порядок выполнения работы.
4. Схема гидравлическая принципиальная.
5. Сборочный чертеж аппарата и его деталей.
6. Протокол испытаний и график $\Delta P = f(Q)$.
7. Выводы.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4

Изучение конструкции и особенностей применения в схемах редуционных, предохранительных и обратных клапанов и их испытания.

Цель работы: 1. Изучить конструктивные особенности редуционных, предохранительных и обратных клапанов; 2. Изучить схемные изображения редуционных, предохранительных и обратных клапанов и особенности их применения в гидравлических схемах; 3. Получить навык определения характеристик редуционных, предохранительных и обратных клапанов.

1. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ:

1.1. Изучить основные теоретические положения конструктивных особенностей и особенностей применения в схемах редуционных, предохранительных и обратных клапанов.

Клапаны давления предназначены для управления давлением в гидросистеме и в отдельных ее частях. Существуют следующие клапаны давления:

- напорные, с помощью которых осуществляется настройка и ограничение давления в гидравлической установке. Сигнал управляющего давления для этого клапана снимается с его входа.
- редуционные, предназначенные для снижения поступающего на их вход переменного высокого давления до заданной величины на выходе. Сигнал управляющего давления для этого клапана снимается с его выхода.

Клапаны давления имеют различные исполнения по типу управления, условному проходу, присоединению и номинальному давлению. Большинство клапанов имеет ручное управление и лишь некоторые исполнения имеют электрическое управление разгрузкой или пропорциональное электроуправление.

Клапаны, применяемые в станкостроении, имеют условные проходы 6; 10; 16; 20 или 32 мм. Промышленностью выпускаются также аппараты с условными проходами 40 и 50 мм, однако их применение крайне ограничено. Клапаны имеют резьбовое (трубное), стыковое и модульное исполнения по присоединению. При резьбовом присоединении отверстия корпуса для подключения гидролиний имеют коническую или метрическую резьбу; в клапанах стыкового и модульного присоединения отверстия выводятся на стыковую плоскость и оканчиваются цековками под уплотнительные кольца (по

ГОСТ 9833-73) для уплотнения стыка между аппаратом и специальными панелями или промежуточными плитами, в которых нарезана резьба для монтажа штуцеров.

По номинальному давлению клапаны имеют исполнения на 1; 2,5; 6,3; 10; 20 и 32 МПа.

На рисунке 1 представлены условные обозначения, принятые для обозначения напорных и редукционных клапанов на схемах.

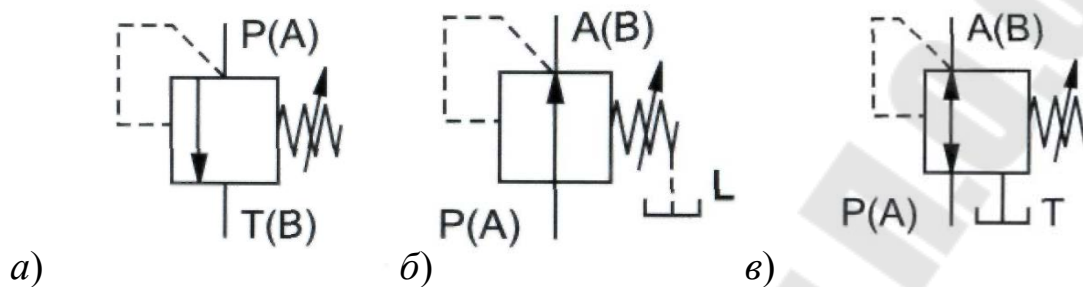


Рисунок 1 Схемные изображения клапанов

а) напорный клапан; б) двухлинейный редукционный клапан; в) трехлинейный редукционный клапан.

Напорные клапаны (рис. 2) могут иметь конструкцию клапанного или золотникового типа. В этих клапанах в нейтральном положении пружина сжатия:

- прижимает запорно-регулирующий элемент (ЗРЭ) к входному отверстию-седлу (ЗРЭ клапанного типа);
- перемещает золотник, перекрывающий отверстие, соединенное с гидробаком системы (ЗРЭ золотникового типа).

Принцип действия напорных клапанов заключается в следующем (рис. 2): давление P на входе воздействует на поверхность запорно-регулирующего элемента клапана и создает усилие: $F = P_1 \cdot A_1$.

Усилие пружины, которым ЗРЭ клапана прижимается к седлу, можно настраивать на нужную величину. Если сила, создаваемая давлением на входе, превышает усилие пружины, клапан начинает открываться. Благодаря этому часть потока жидкости начинает сливаться в гидробак, если входное давление продолжает возрастать, клапан открывается настолько, что в гидробак направляется весь создаваемый насосом расход жидкости.

Гидросопротивление на выходе (трубопроводы к гидробаку, фильтр на линии слива и др.) создает давление P_2 , которое воздействует на поверхность площадью A_2 . Возникающее в результате усилие добавляется к усилию пружины и его следует

учитывать в расчетах. На выходе клапана давление тоже может быть уравновешенным.

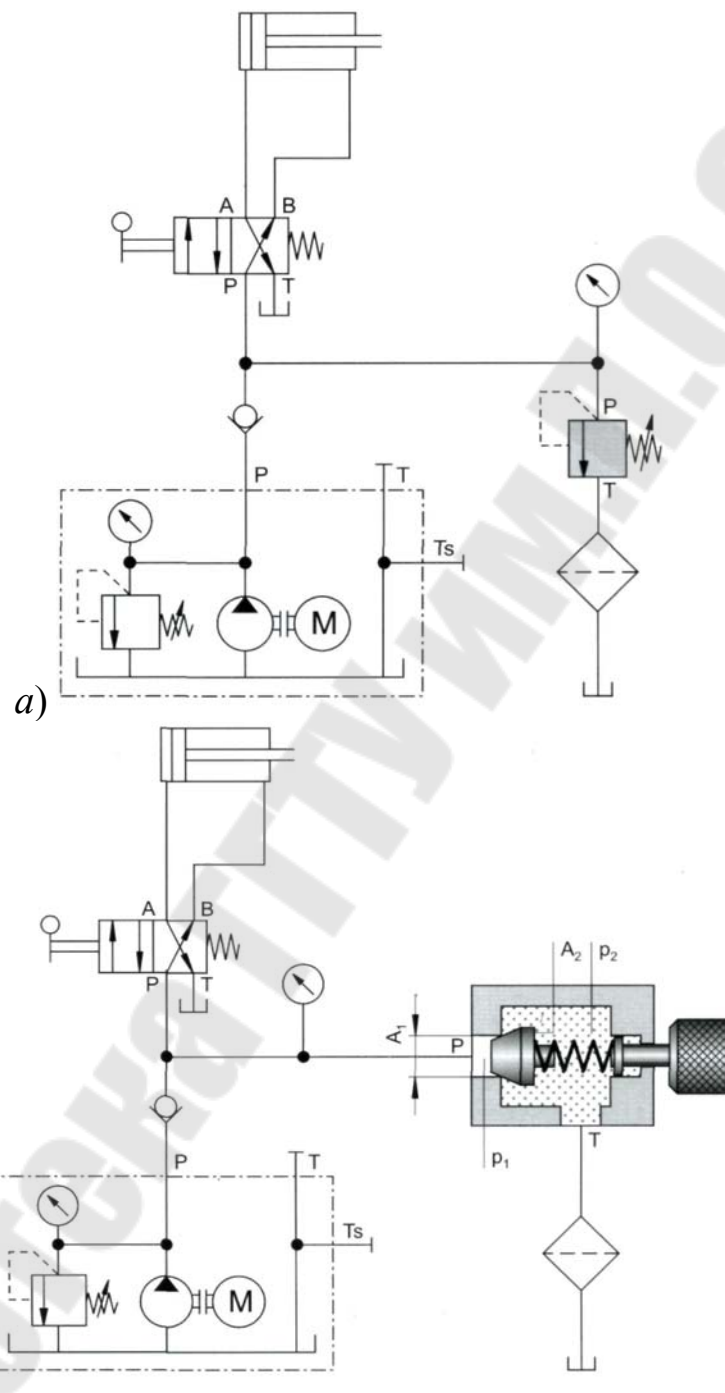


Рисунок 2 Схема установки напорного клапана для ограничения давления в гидросистеме: а) схемное изображение; б) детальное изображение клапана.

В напорных клапанах нередко с целью предотвращения колебаний давления встраивают демпфирующие поршни или дроссели (рис. 3), которые способствуют:

- быстрому открытию клапана;

- медленному его закрытию.

Это делается для того, чтобы не допустить повреждения деталей клапана в результате гидравлических ударов (демпфирующее устройство обеспечивает плавное срабатывание клапана). Гидравлические удары могут возникать в тех случаях, когда при перекачивании насосом рабочей жидкости по контуру гидравлической системы при малом давлении распределитель внезапно закрывает линию, присоединенную к потребителю энергии.

Представленная на рисунке 3 схема гидросистемы обеспечивает перекачивание насосом всего объема жидкости под максимальным давлением через напорный клапан в гидробак. Если происходит переключение распределителя, то давление на линии подачи в гидроцилиндр падает, после чего напорный клапан, оснащенный устройством демпфирования, медленно закрывается. На его месте клапан без демпфирования закрылся бы резко, отчего возник бы нежелательный скачок давления.

Напорные клапаны по функциональному назначению делятся на:

- Предохранительные;
- Поддерживающие;
- Тормозные;
- Последовательного включения;
- Отключающие;
- Переливные.

Предохранительным клапаном называется клапан, защищающий гидронасос от перегрузок. Он имеет фиксированную настройку на максимальное давление насоса и открывается только в аварийных случаях и может быть встроен в конструкцию насоса.

Поддерживающие клапаны противодействуют силам инерции движущихся масс, возникающим за счет тянущей нагрузки. Такой клапан должен быть уравновешен по давлению и должен предусматривать возможность подключения линии нагнетания к линии T ("слив").

Тормозные клапаны предотвращают скачки давления, которые могут возникнуть под действием сил инерции при внезапном закрытии распределителя (рис. 4).

Клапаны последовательного включения применяются в случае превышения давления, на которое они настроены, эти клапаны открывают соединительную линию к другим потребителям.

Существуют напорные клапаны с внутренним (рис. 5) и наружным (рис. 6) управлением.

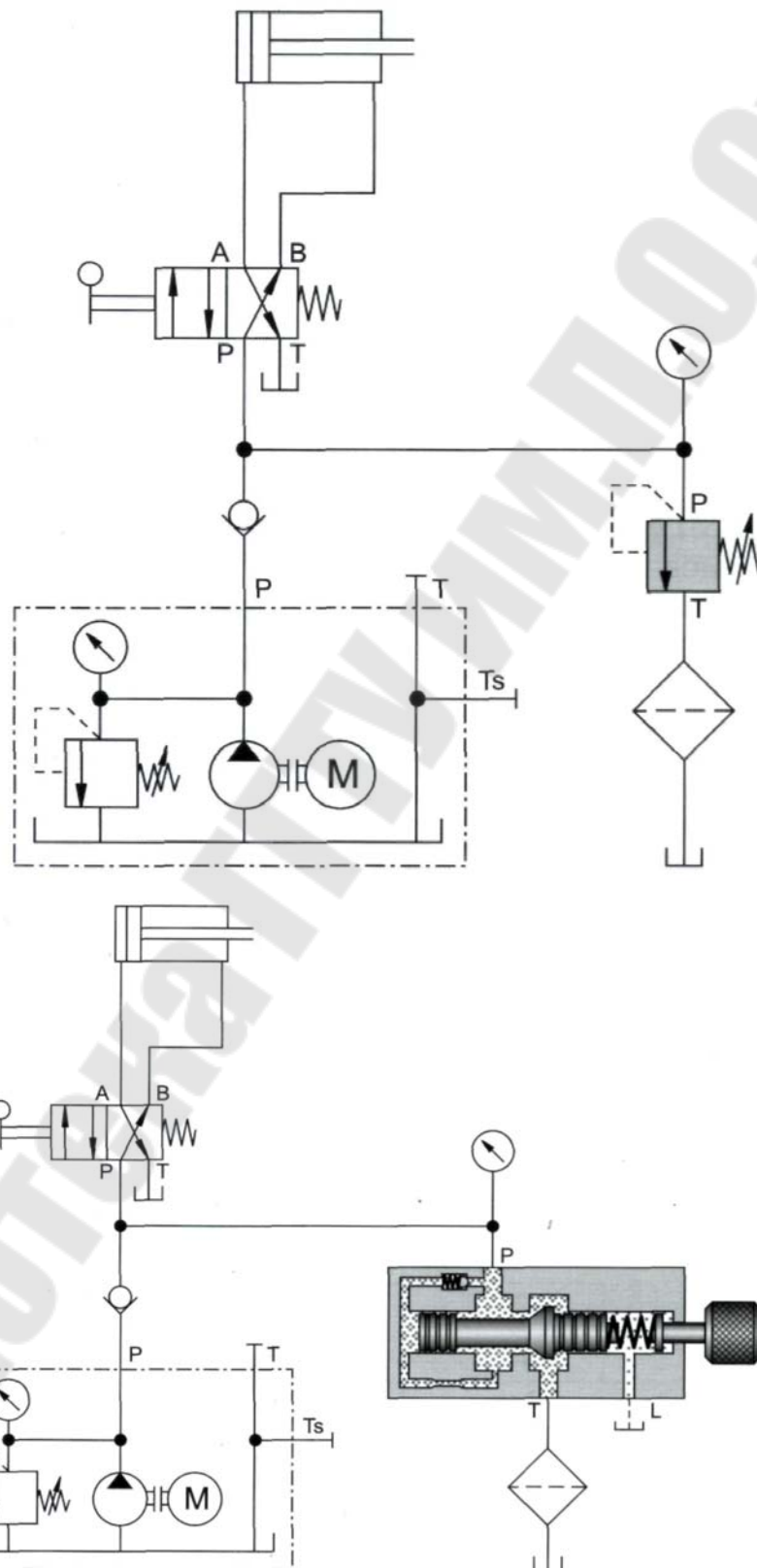


Рисунок 3 Схема установки напорного клапана с устройством демпфирования в гидросистеме: а) схемное изображение; б) детальное изображение клапана.

Отключающие клапаны применяются в случае превышения настроенного давления эти клапаны переключают часть гидравлического контура на слив в гидробак. При этом отсечка напорной части гидросистемы осуществляется с помощью обратного клапана. Управление клапаном может быть как внутренним, так и наружным. Типичный пример: в гидравлической системе с двумя насосами при достижении настроенного давления насос низкого давления переключается отключающим клапаном насоса высокого давления на слив в гидробак.

Переливные клапаны обеспечивают в гидравлической системе постоянное давление.

Клапаны (рис. 3, 5) в седельном или золотниковом исполнении применяют в качестве клапанов последовательного включения только в тех случаях, когда используемый клапан уравновешен по давлению и подключение нагрузки к его линии T ("слив") не влияет на характеристику его открытия.

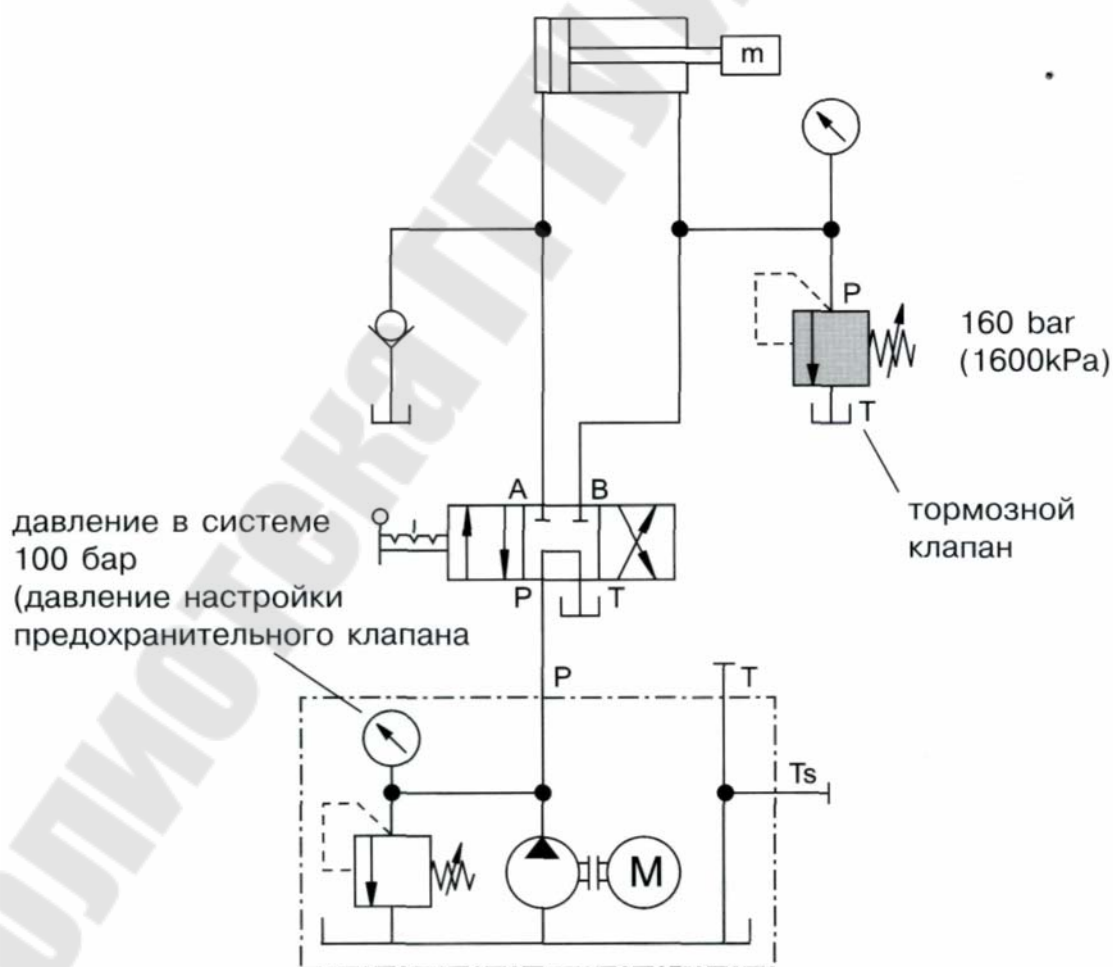


Рисунок 4 Схема применения напорного клапана в качестве тормозного

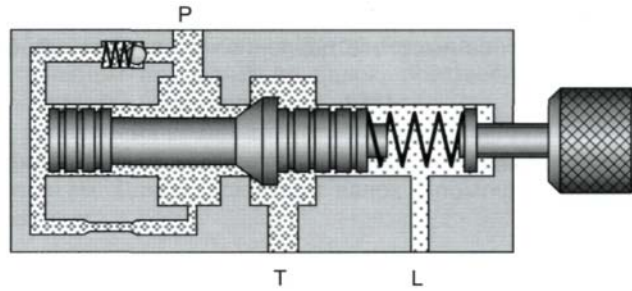


Рисунок 5 Напорный клапан с внутренним управлением и демпфированием

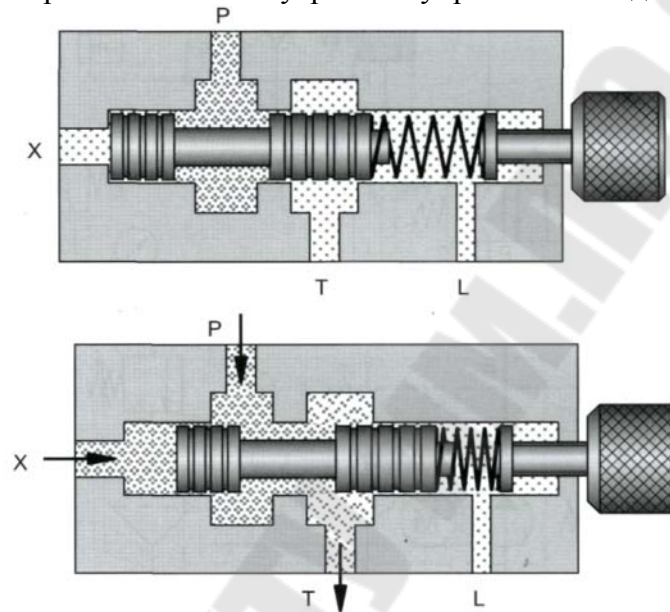


Рисунок 6 Напорный клапан с внешним управлением по линии X.

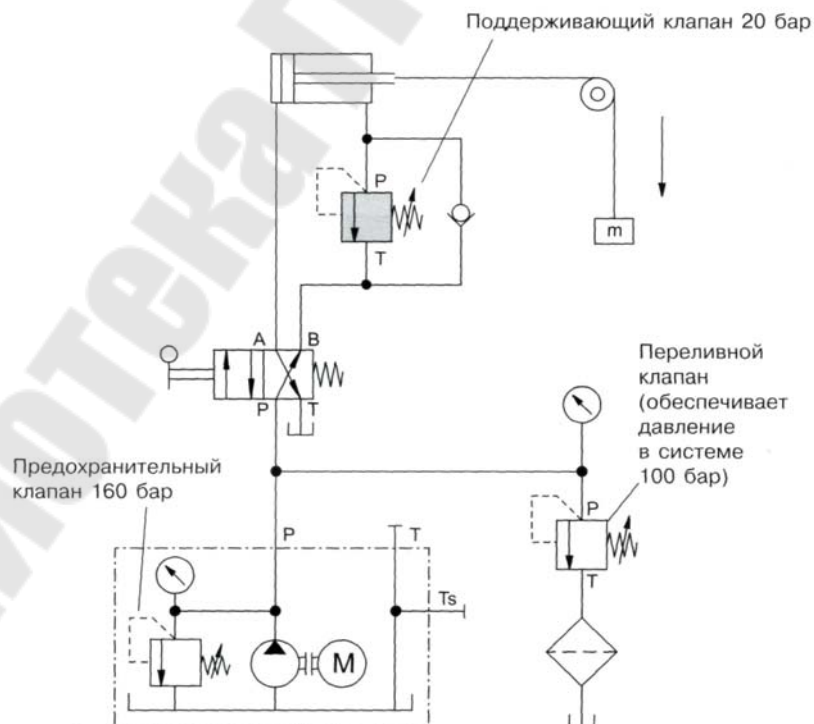


Рисунок 7 Схема применения напорного клапана в качестве поддерживающего (подпорного).

Промышленностью выпускается большое количество различных по конструкции напорных клапанов непосредственного и непрямого действия, которые в зависимости от настройки могут иметь различное назначение.

Гидроклапаны давления прямого действия Г54-3 по ТУ2-053-1628-83 (рис. 8) состоят из следующих основных деталей: корпуса 3, колпачка 5, золотника 2, пружины 6, регулировочного винта 8 и втулки 7. Рабочая жидкость подводится к аппарату через отверстие *P* и отводится через отверстие *A*. Линия *P* через канал 10 и малое отверстие (демпфер) 11 соединяется с полостью 1, а полость 9 через канал 4 - с отверстием *A*. Когда сила от давления масла на торец золотника в полости 1 преодолевает усилие пружины 6 (регулируется винтом 8) и силу от давления жидкости на противоположный торец золотника в полости 9, то золотник 2 перемещается вверх, соединяя линии *P* и *A*. Если линия *A* соединена с баком, аппарат работает в режиме предохранительного клапана. При необходимости потребитель может переставлять пробки в отверстиях *Y*, *K*, *C* и *X* изменяя исполнение клапана по различным схемам (табл. 1).

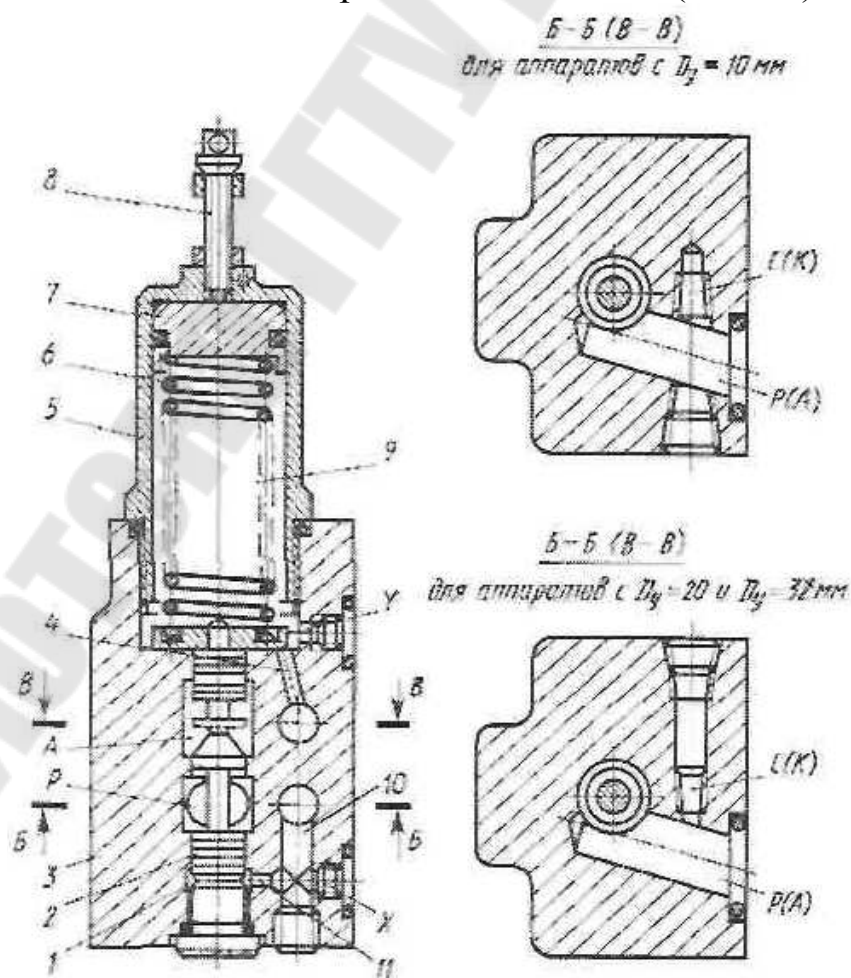


Рисунок 8 Конструкция гидроклапана давления типа Г54-3

Таблица 1 Исполнения гидроклапанов давления Г54-3 по различным схемам и назначению

№ схем ы	Функция клапана	Функциональн ая группа	Наличие пробок в отверстиях				Условное обозначение
			У	К	С	Х	
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Поддержание заданной разности давлений в подводимом и отводимом потоках (регулируемый клапан разности давлений, переливной или предохранительный клапан)	Регулирующий аппарат	+	-	-	+	
2	Пропускание потока масла только при достижении в линии управления X заданного давления, определяемой настройкой пружины и давлением в отводимом потоке	Направляющий аппарат	+	-	+	-	
3	Пропускание потока масла в обоих направлениях при достижении в линиях управления X и У заданной разности давлений, определяемой настройкой пружины	Направляющий аппарат	-	+	+	-	
4	Пропускание потока масла при достижении в нем заданного давления, определяемой настройкой пружины и давлением в линии управления Y (регулируемый клапан последовательности)	Направляющий аппарат	-	+	-	+	

Применение клапана типа Г54-3 в типовых гидросхемах представлено на рисунке 9. В схеме (рис. 9, а) гидроклапан давления 4 исполнения 1 по схеме используется в качестве переливного и служит для поддержания определенного давления рабочей жидкости в линии 5, а клапан 2 - в качестве регулируемого клапана разности давлений, который обеспечивает - превышение давления в линии 1 над давлением в линии 3 на величину, определяемую настройкой его пружины.

Клапан исполнения 2 по схеме обеспечивает в гидросистеме (рис. 9 б) блокировку по давлению. Рабочая жидкость от насоса 1 через распределитель 2 поступает в цилиндры зажима 3 и подачи 4, однако первым начинает движение цилиндр 3, а цилиндр 4 - лишь после открытия клапана 5. Гидроклапан 6 защищает систему от перегрузки.

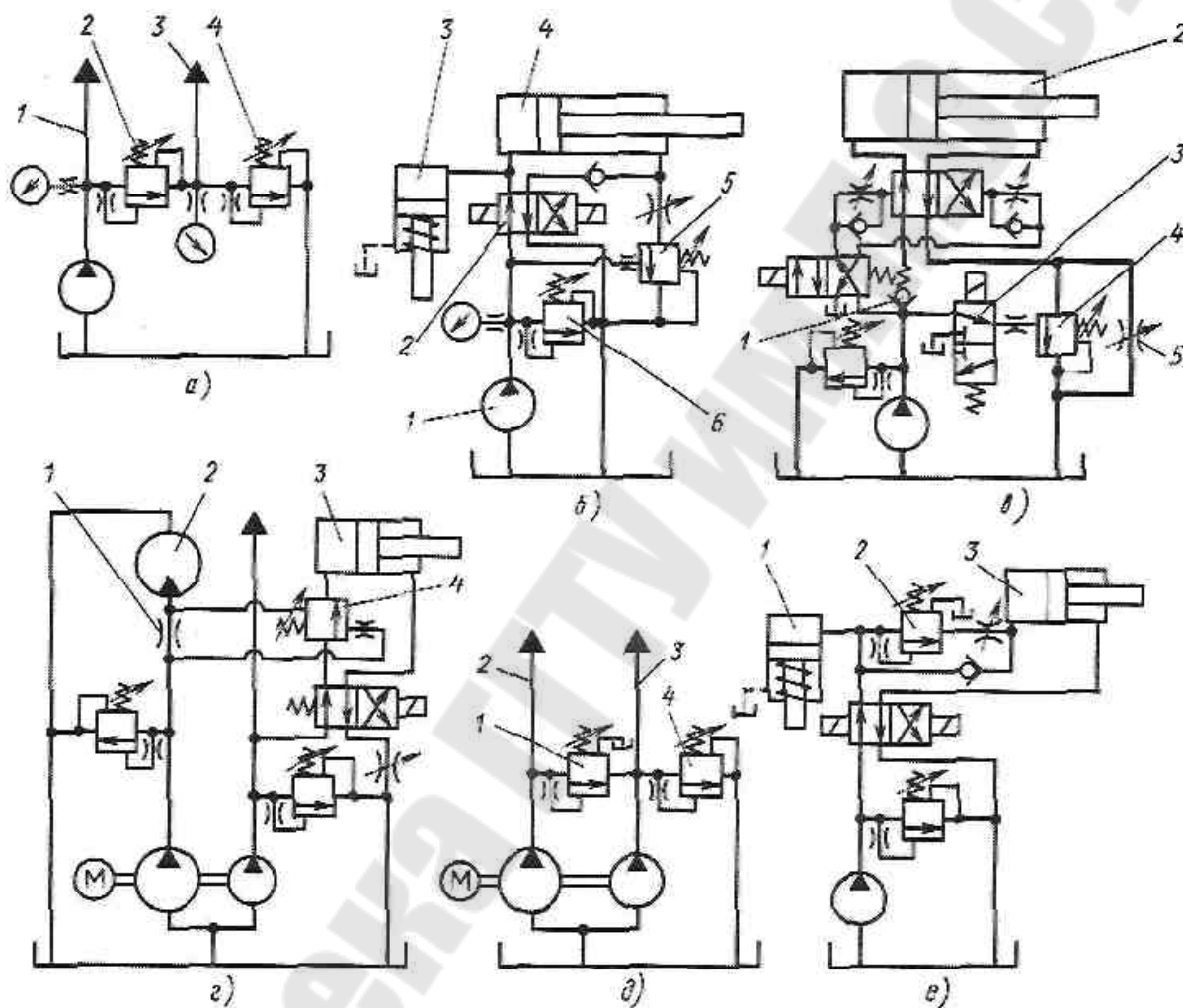


Рисунок 9 Типовые схемы применения гидроклапанов типа Г54-3

При включении электромагнита пилота 3 (рис. 9, в) гидроклапан давления 4 исполнения 2 по схеме пропускает рабочую жидкость в бак, обеспечивая быстрое движение цилиндра 2 (минимальное давление управления поддерживается клапаном 1). При выключении электромагнита скорость ограничивается дросселем 5.

Гидроклапан давления 4 исполнения 3 по схеме (рис. 9, г) обеспечивает возможность движения цилиндра 3 лишь при заданной частоте вращения гидромотора 2, при которой перепад давлений на дросселе 1 достаточен для преодоления усилия пружины клапана 4.

Гидроклапан давления 1 исполнения 4 по схеме (рис. 9, д) настроен на более высокое давление, чем клапан 4, причем давление в линии 2 практически не зависит от давления в линии 3.

В гидросистеме (рис. 9, е) гидроклапан давления 2 исполнения 4 по схеме используется в качестве регулируемого клапана последовательности, обеспечивающего начало движения цилиндра 3 лишь после того, как цилиндр 1 доходит до упора, и давление в напорной линии возрастает.

Предохранительные клапаны непрямого действия типа МКПВ стыкового монтажа по ТУ2-053-1737-85 (рис. 10) состоят из следующих основных деталей и узлов: корпуса 1, клапана 8, размещенного в гильзе 10, пружины 9 и вспомогательного клапана 3, а в исполнении с электроуправлением он дополнительно комплектуются пилотом, устанавливаемым на клапане 3. Жидкость из напорной линии подводится к отверстию P корпуса и отводится в сливную линию через отверстие T . Отверстие P через малое отверстие 11 в клапане 8 соединено с надклапанной полостью 2, откуда масло через клапан 3 может поступать в отверстие T по каналу 7. Если давление в гидросистеме не превышает давления настройки клапана 3 регулируемый винтом 6, сжимающим пружину 5, закрыт, давления в торцовых полостях клапана 8 одинаковые, и он прижат пружиной 9 к конусному седлу гильзы 10, разъединяя отверстия P и T . Когда сила от давления жидкости на конус 4 вспомогательного клапана превышает усилие его пружины, конус отходит от седла, и масло в небольшом количестве из отверстия P через малое отверстие 11, вспомогательный клапан и канал 7 проходит в отверстие T . Из-за потери давления в отверстии 11 давление в надклапанной полости 2 уменьшается, и клапан под действием давления в отверстии P поднимается вверх, сжимая пружину 9 и соединяя отверстия P и T . Перемещение клапана вверх происходит до тех пор, пока сила от давления в отверстии P не уравновесит силу от давления в полости 2 и силу пружины 9, после чего давление в отверстии P (в напорной линии гидросистемы) автоматически поддерживается постоянным в широком диапазоне расходов масла через клапан. Если отверстие X соединить с линией слива T , давление в полости 2 упадет, и клапан 8 под действием небольшого давления в отверстии P поднимется, сжимая сравнительно слабую пружину 9 и соединяя отверстия P и T (режим разгрузки). В аппаратах с электроуправлением разгрузка производится при выключенном (нормально открытое исполнение) или включенном (нормально закрытое исполнение) электромагните

Таблица 2 Гидравлические схемы клапанов типа МКПВ и их функциональное назначение

№ схемы	Обозначение клапана	Условное обозначение	Функция клапана
2	МКПВ-.../ЗС2... МКПВ-.../ЗТ2...		Предохранение гидросистемы от перегрузок, поддержание настроенного давления и дистанционная разгрузка путем соединения отверстия X со сливной линией
3	МКПВ-.../ЗС3... МКПВ-.../ЗТ3...		Предохранение гидросистемы от перегрузок и поддержание настроенного давления при включенном электромагните пилота, разгрузка - при выключенном
4	МКПВ-.../ЗС4... МКПВ-.../ЗТ4...		Предохранение гидросистемы от перегрузок и поддержание настроенного давления при выключенном электромагните пилота, разгрузка - при включенном

Клапан разгрузочный непрямого действия тип UZOP (рис. 11, 12) фирмы «Понар» применяется в гидравлических системах с насосом и гидравлическим аккумулятором (рис. 15) (либо вторым насосом). Назначение клапана является разгрузка расхода насоса (перед сливом), если давление в аккумуляторе (или втором насосе) достигнет величины установленной на разгрузочном клапане. Когда произойдет снижение давления в аккумуляторе (на теоретически предполагаемую величину 10% или 17%) клапан снова подключит насос к линии питания аккумулятора.

Работает гидроаппарат (рис.11) следующим образом, рабочая жидкость из насоса нагнетается через канал P и далее через обратный клапан 3 поступает к каналу A (питание гидравлического аккумулятора). После достижения давления установленного на вспомогательном клапане 2 грибок 6 вспомогательного клапана отходит от седла и жидкость перетекает из канала P через

дроссельные отверстия 8 и 9 в сливную линию T (или линию управления Y). В результате возникшей разницы давлений, действующей на золотник 4 главного клапана 1 происходит сжатие пружины 7 и поток жидкости перетекает из канала P в T . В результате падения давления в канале P клапан обратный 3 закрывается и канал A запмрается. Давление рабочей жидкости в канале A которое подается через канал 10 действует на толкатель 5 в момент открытия вспомогательного клапана 2 и воздействует на грибок 6 вспомогательного клапана. В результате этого после открытия главного клапана 1 и разгрузки канала P грибок 6 продолжает оставаться в открытом состоянии. Закрытие вспомогательного клапана 2 наступит только после понижения давления в канале A на 10% - 17% от номинального давления. После закрытия вспомогательного клапана 2 прекратится протекание жидкости через дроссельные отверстия 8 и 9, а усилие пружины 7 возвратит золотник 4 основного клапана в исходное положение перекрывая прохождение потока жидкости из линии P в T . Клапан вернется в начальное состояние и поток жидкости направится через обратный клапан 3 из канала P в A (питание аккумулятора).

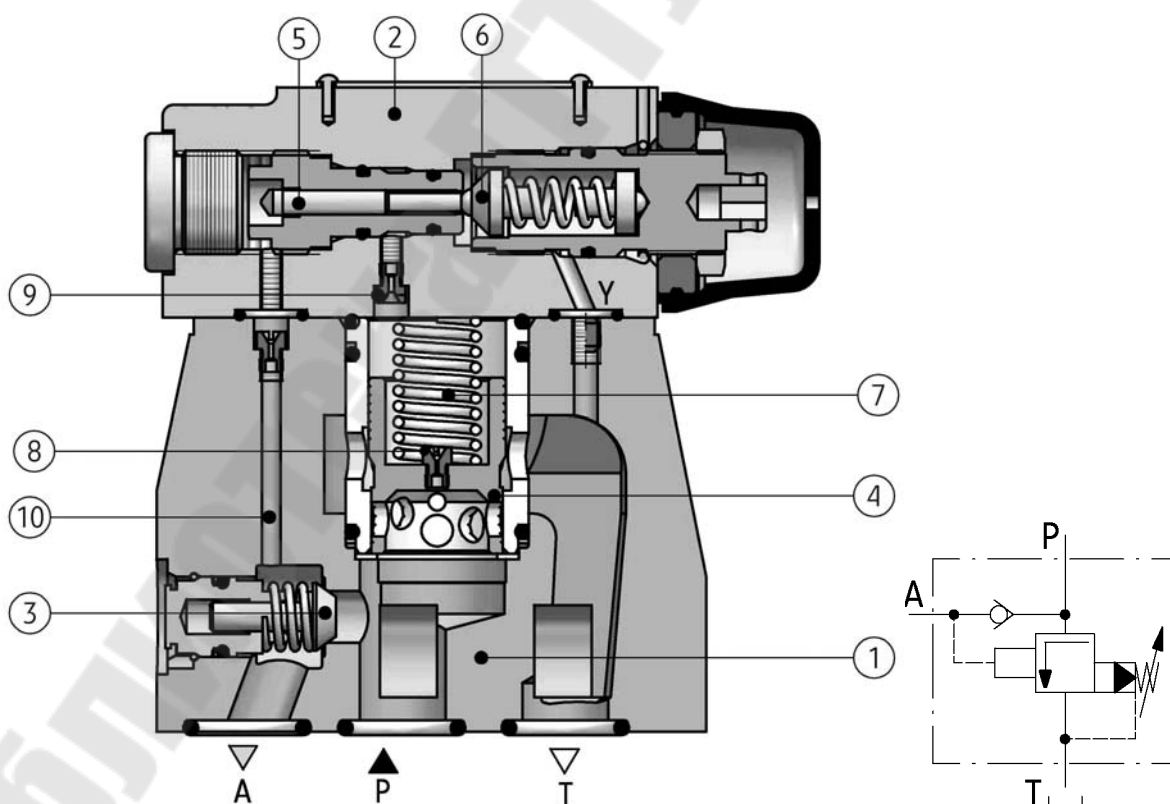
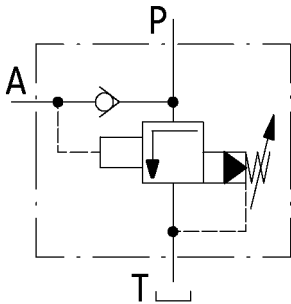
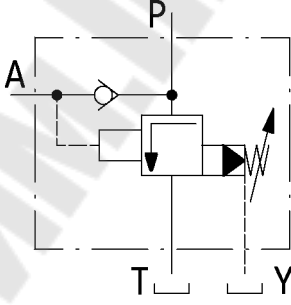
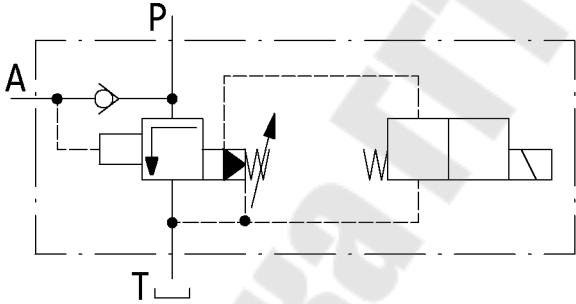

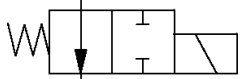
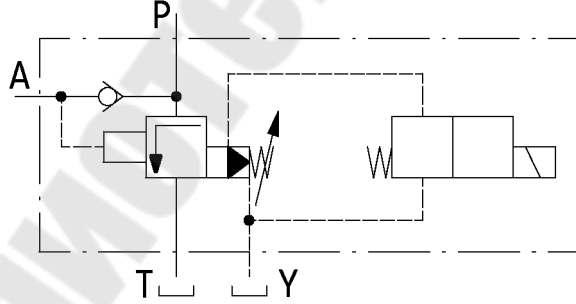
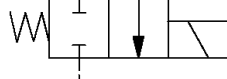
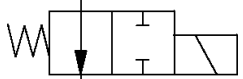


Рисунок 11 Конструкция и схема разгрузочного клапана непрямого действия типа UZOP10-2-52/50-10

Регулирование настройки давления в гидроаппарате (рис. 12, 14) выполняется регулировочным элементом 7 (рукоятка) или регулировочным элементом 2 (винт с шестиугольным гнездом), или регулировочным элементом 3 (рукоятка с замком). Для возможности внешнего управления аппарат имеет внешнее присоединение Y - только в версии UZOP...Y (табл. 3) в других модификациях канал закрыт пробкой 4. Для уплотнения внешних каналов используются уплотнительные кольца 5, устанавливаемые в специально выполненные цековки.

Таблица 3 Графические символы клапанов версии: UZOP...; UZOPW...

версия UZOP...	версия UZOP...Y
	
<p style="text-align: center;">версия UZOPW...</p> 	<p style="text-align: center;">опции распределителя</p> <p>нормально закрытый</p>  <p>нормально открытый</p> 
<p style="text-align: center;">версия UZOPW...Y</p> 	<p>нормально открытый</p>  <p>нормально открытый</p> 

Клапаны данного типа могут быть выполнены также с электрической разгрузкой - версия типа UZOPW. Для этого между основным и вспомогательным клапаном устанавливается пилот 11 (рис. 13, 14), который обеспечивает перелив управляющего потока

жидкости непосредственно к линии слива T (или Y) независимо от величины давления. В зависимости от исполнения разгрузка канала P может реализоваться в положении свободного протекания потока жидкости через распределитель 11 – версия UZOPW...А или с закрытым - UZOPW...В.

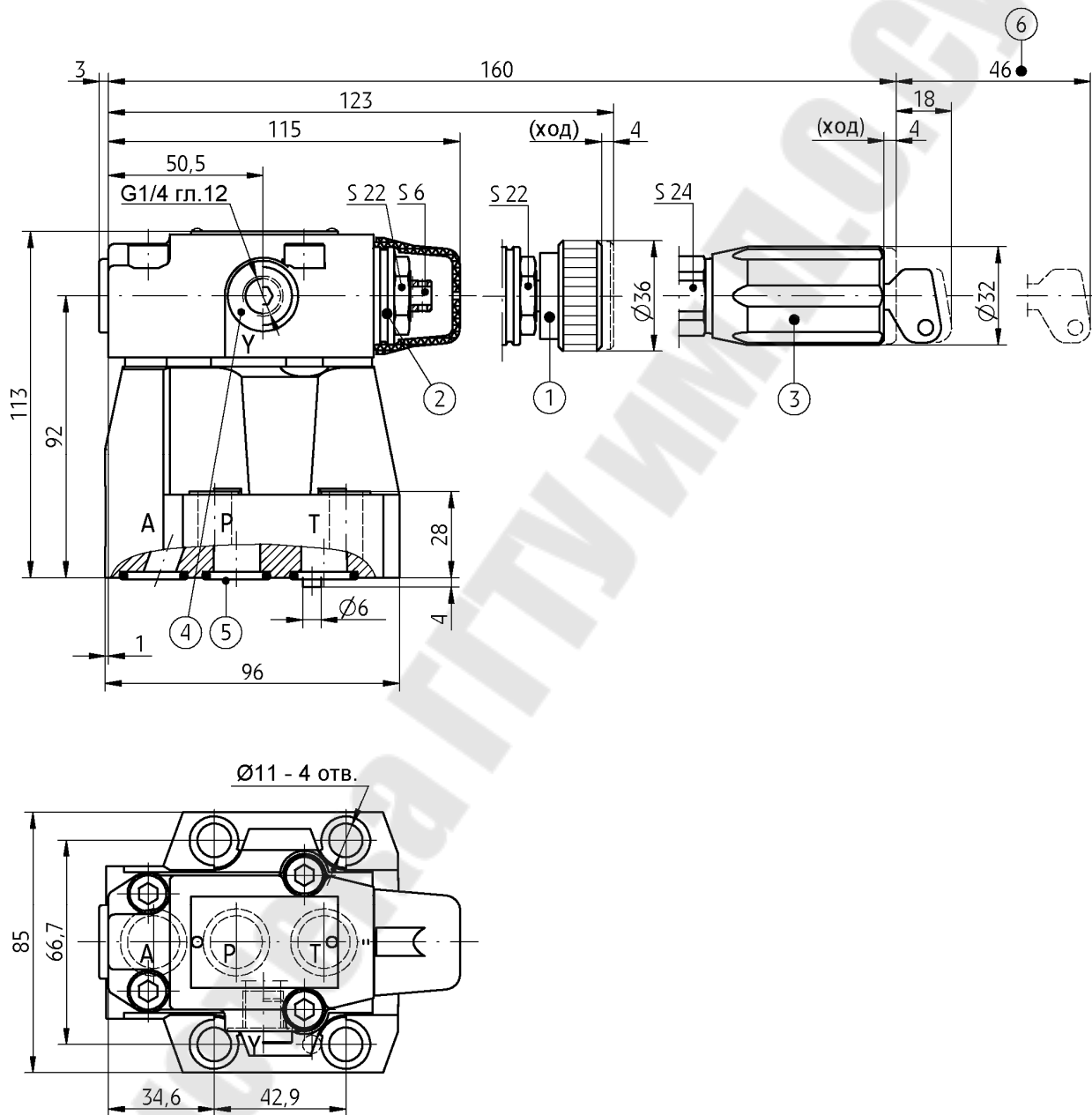


Рисунок 12 Общий вид и габаритные размеры разгрузочного клапана непрямого действия типа UZOP10-2-52/50-10

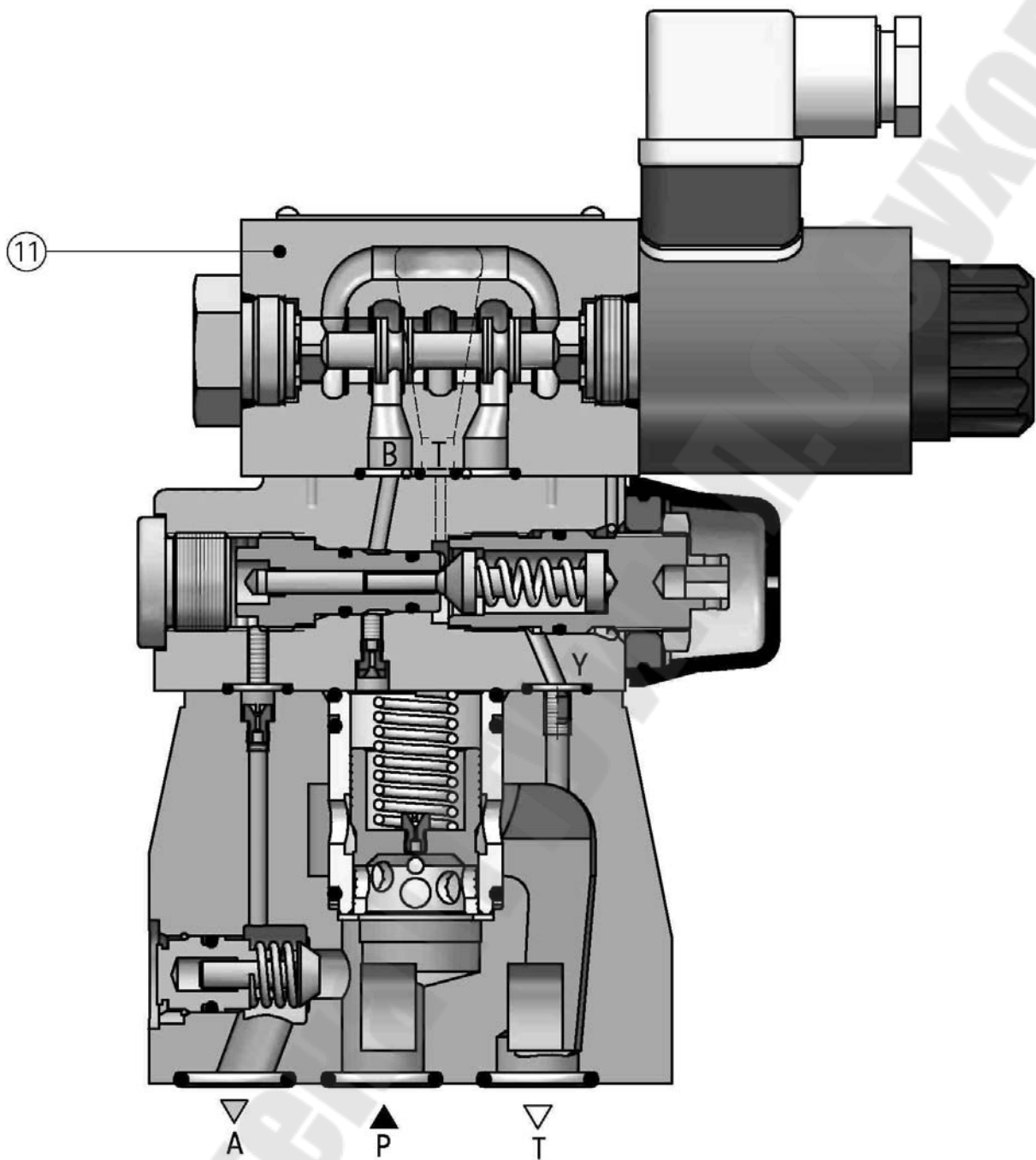


Рисунок 13 Конструкция разгрузочного клапана непрямого действия
 типа UZ0PW10-A2-52/50-10G24 NZ4

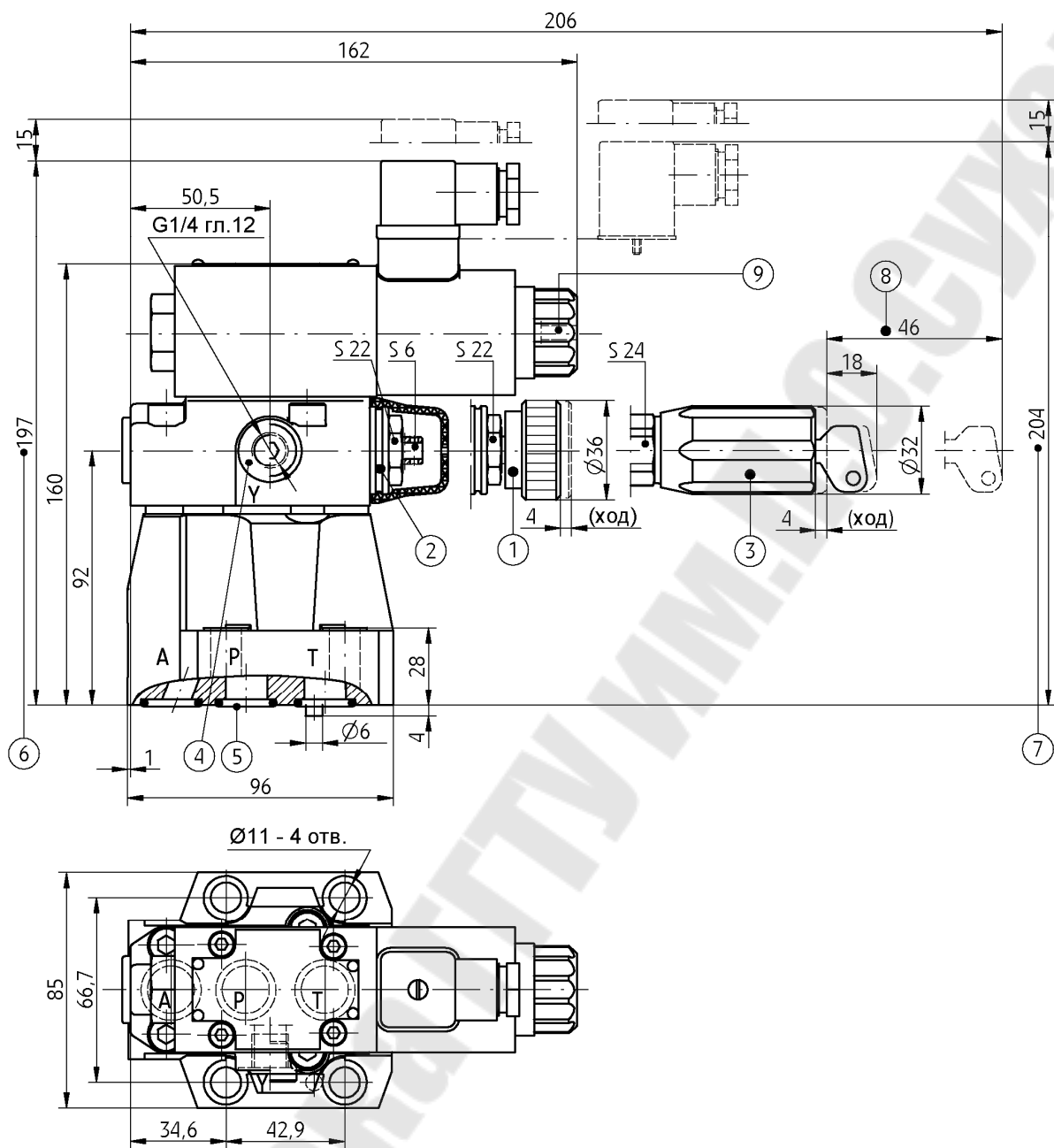


Рисунок 14 Общий вид и габаритные размеры разгрузочного клапана непрямого действия типа UZ0PW10-A2-52/50-10G24 NZ4

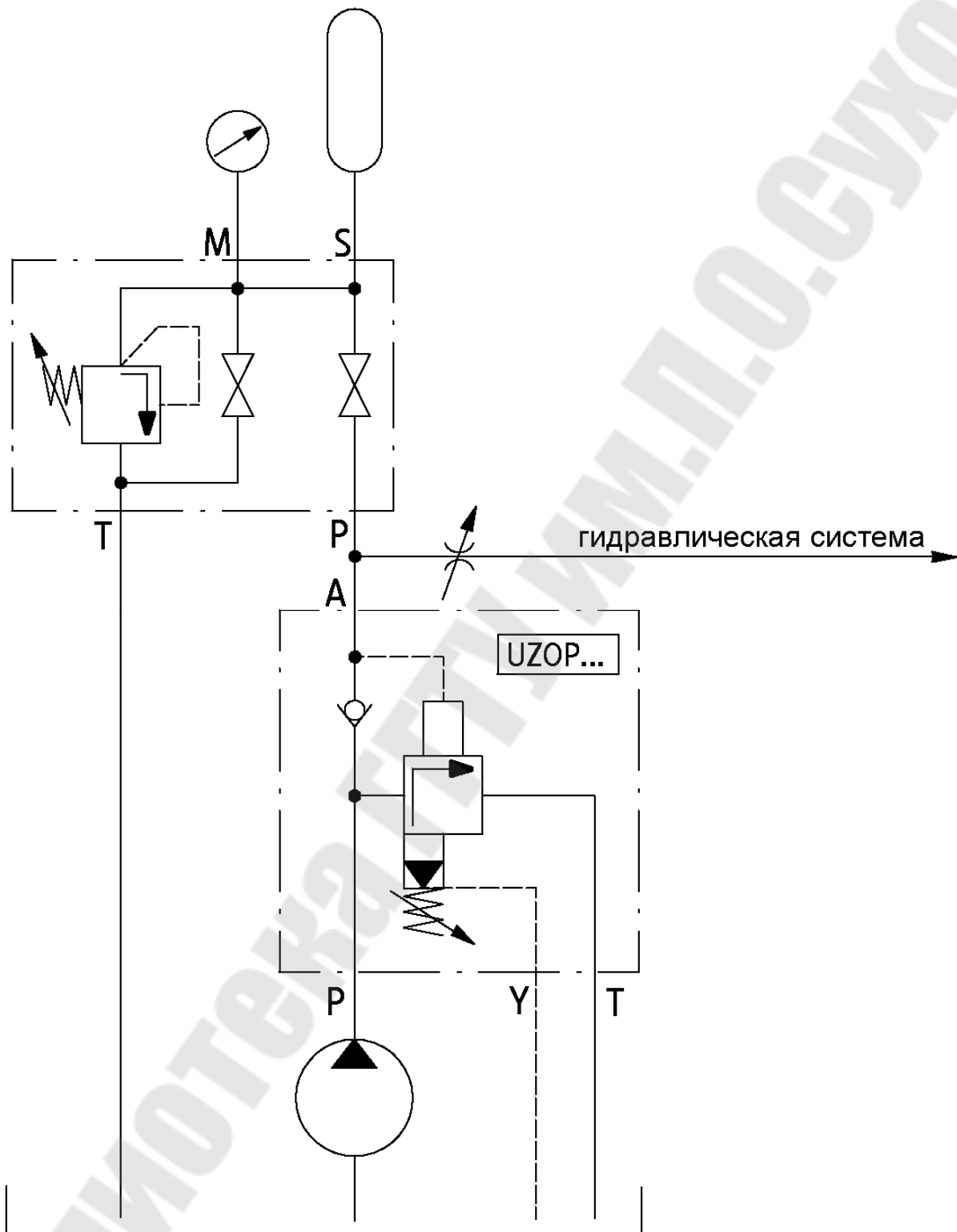


Рисунок 15 Схема применения в гидравлической системе разгрузочного клапана типа UZOP. (Соединение разгрузочного клапана типа UZOP... с гидравлическим аккумулятором должно быть наиболее коротким и иметь небольшое сопротивление расхода)

Редукционные клапаны позволяют снижать входное давление до заданного значения на выходе. Применение их целесообразно лишь в том случае, когда в гидроустановке в процессе ее работы требуются различные давления. Поэтому принцип работы редукционного клапана поясняется на примере с двумя контурами управления. Первый контур управления через регулятор расхода воздействует на гидромотор, который приводит во вращение валок, примененный в устройстве для склеивания многослойных панелей (рис. 16). Второй контур управления воздействует на гидроцилиндр, который под действием пониженного, отдельно настраиваемого давления поджимает валок к склеиваемым плитам. Для укладки плит валок с помощью гидроцилиндра может приподниматься.

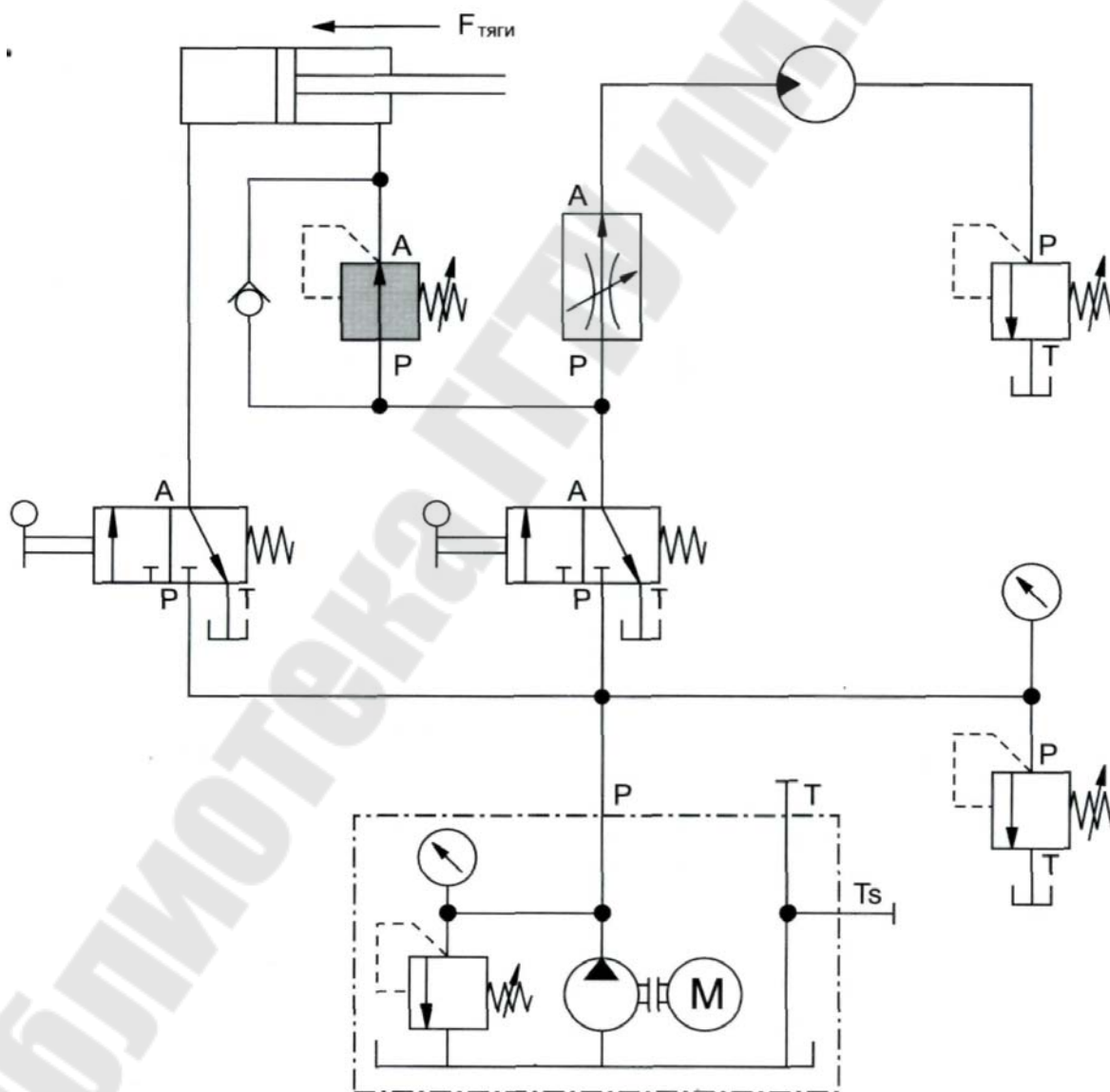


Рисунок 16 Схема гидросистемы с двухлинейным редукционным клапаном

Принцип действия редукционного клапана заключается в следующем (рис. 16, 17). В нейтральном положении регулятор открыт. Давление на выходе (линия *A*), подаваемое через линию управления 3 (рис. 17), воздействует на торцевую поверхность золотника 1. Создаваемое на золотнике усилие уравнивается настроенным усилием пружины. Если первое усилие превысит усилие пружины, золотник клапана начинает закрываться, преодолевая усилие пружины, до тех пор, пока не будет достигнуто равновесие двух сил. Благодаря этому дросселирующая щель уменьшается и на ней появляется перепад давления. При дальнейшем повышении давления на выходе (линия *A*) золотник 1 закрывает клапан полностью. В этом случае на входе (линия *P*) действует давление первого контура управления в гидросистеме. На выходе (линия *A*) сохраняется то давление, на которое был настроен редукционный клапан.

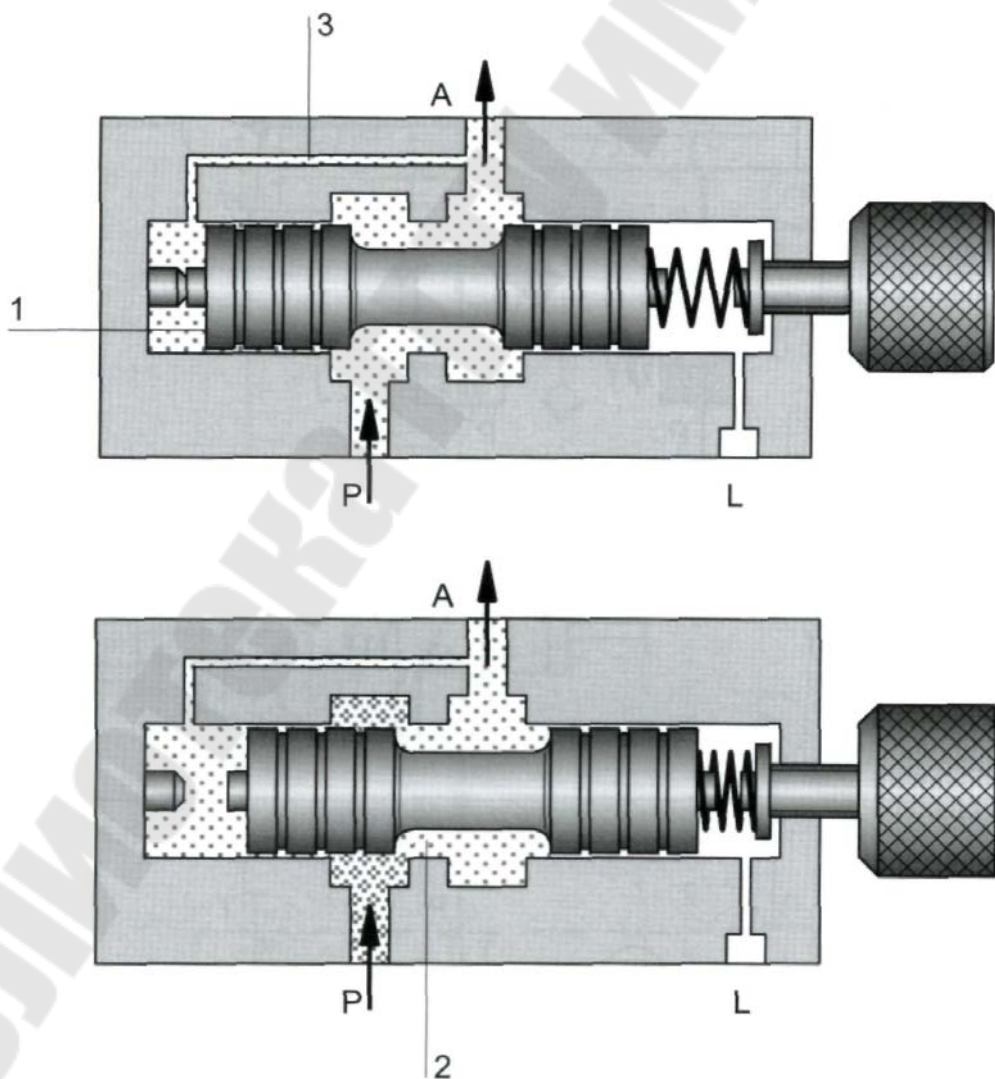


Рисунок 17 Двухлинейный редукционный клапан

Редукционные клапаны седельного типа открываются и закрываются очень быстро, поскольку ход управляющего элемента у них невелик. В связи с этим при частых изменениях давления в них может возникать вибрация, предотвратить которую помогает демпфирование. В золотниковых же клапанах вследствие выбора соответствующей конфигурации управляющих кромок можно подобрать такую характеристику открытия, что увеличение открываемой щели произойдет медленно. Это будет содействовать повышению точности регулирования и улучшению динамической характеристики редукционного клапана.

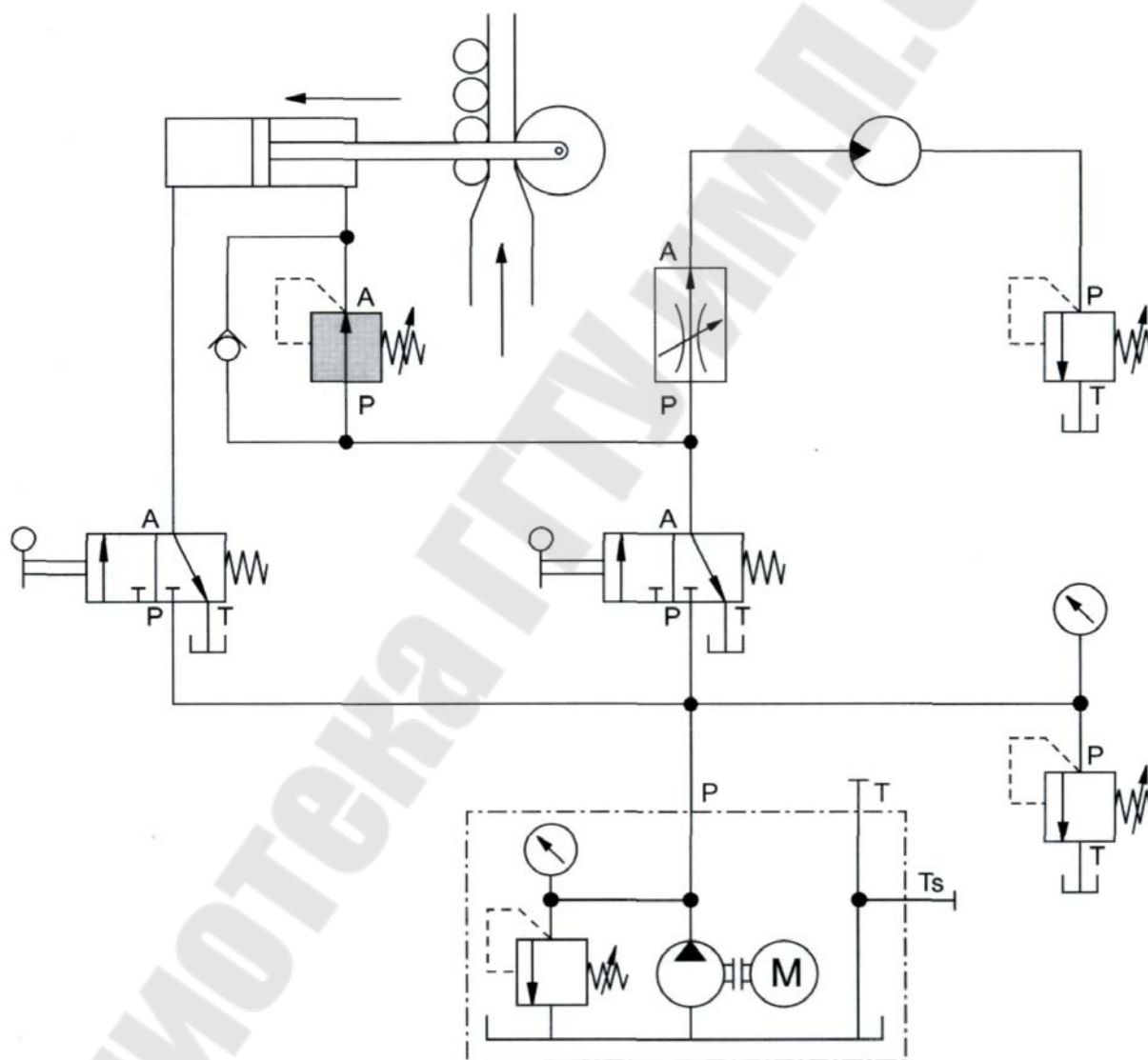


Рисунок 18 Гидросистема с двухлинейным редукционным клапаном.

Рассмотренный выше двухлинейный редукционный клапан (рис. 17) применяют в тех случаях, когда, например, для зажимного устройства требуется поддерживать постоянное низкое давление во

вспомогательном контуре гидравлической системы (рис. 18). Следует учесть, что в представленном случае использование двухлинейного редуционного клапана создает определенные затруднения.

Если клапан закрылся, то увеличение толщины обрабатываемой детали вызывает дальнейшее повышение давления на выходе (линия *A*) из клапана. Повышение давления сверх настроенного нежелательно. Помочь в данном случае может применение напорного клапана для ограничения давления на линии выхода (рис. 19), который может быть настроен по-разному:

- на давление, превышающее значение, на который настроен редуционный клапан;
- на давление, равное тому, на которое настроен редуционный клапан;
- на давление, меньшее, чем давление настройки редуционного клапана.

Для каждого из этих вариантов характеристика редуционного клапана будет индивидуальной.

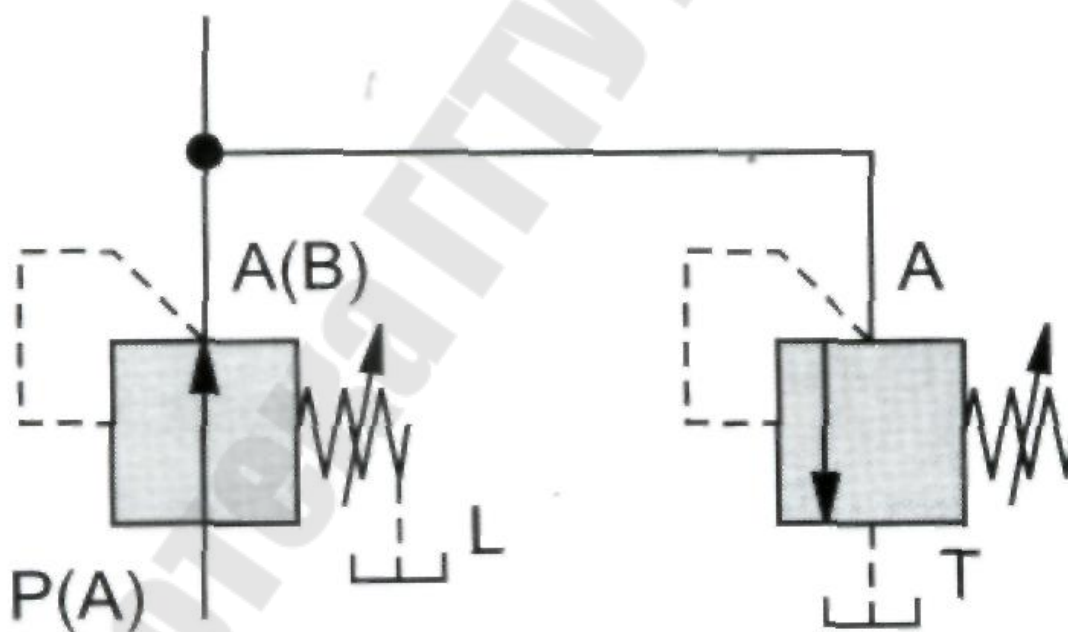


Рисунок 19 Схема применения напорного клапана совместно с двухлинейным редуционным клапаном

Еще одна возможность уменьшить такое повышение давления, как описано выше, заключается в применении трехлинейного редуционного клапана (рис. 20, 21).

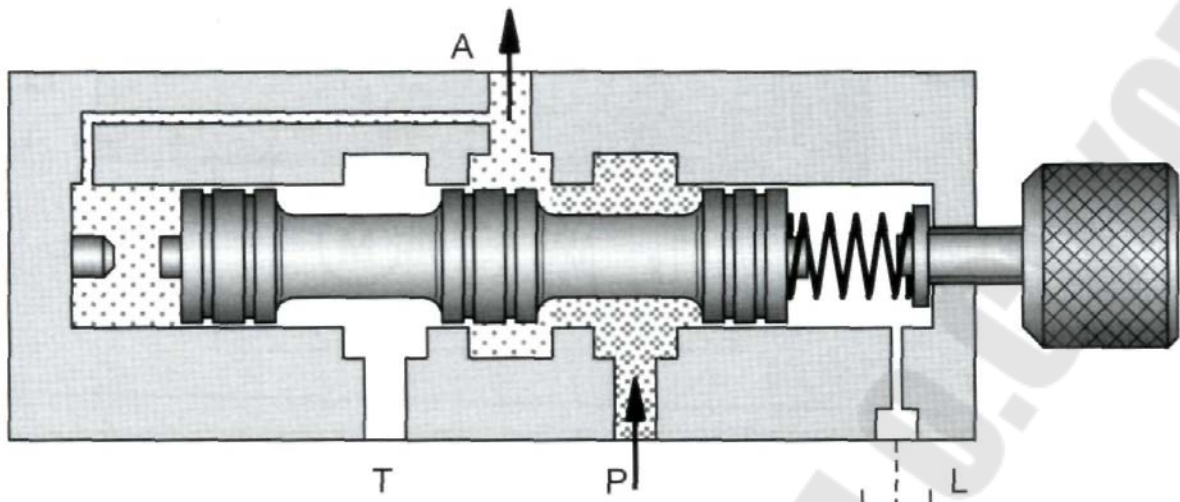


Рисунок 20 Трехлинейный редукционный клапан

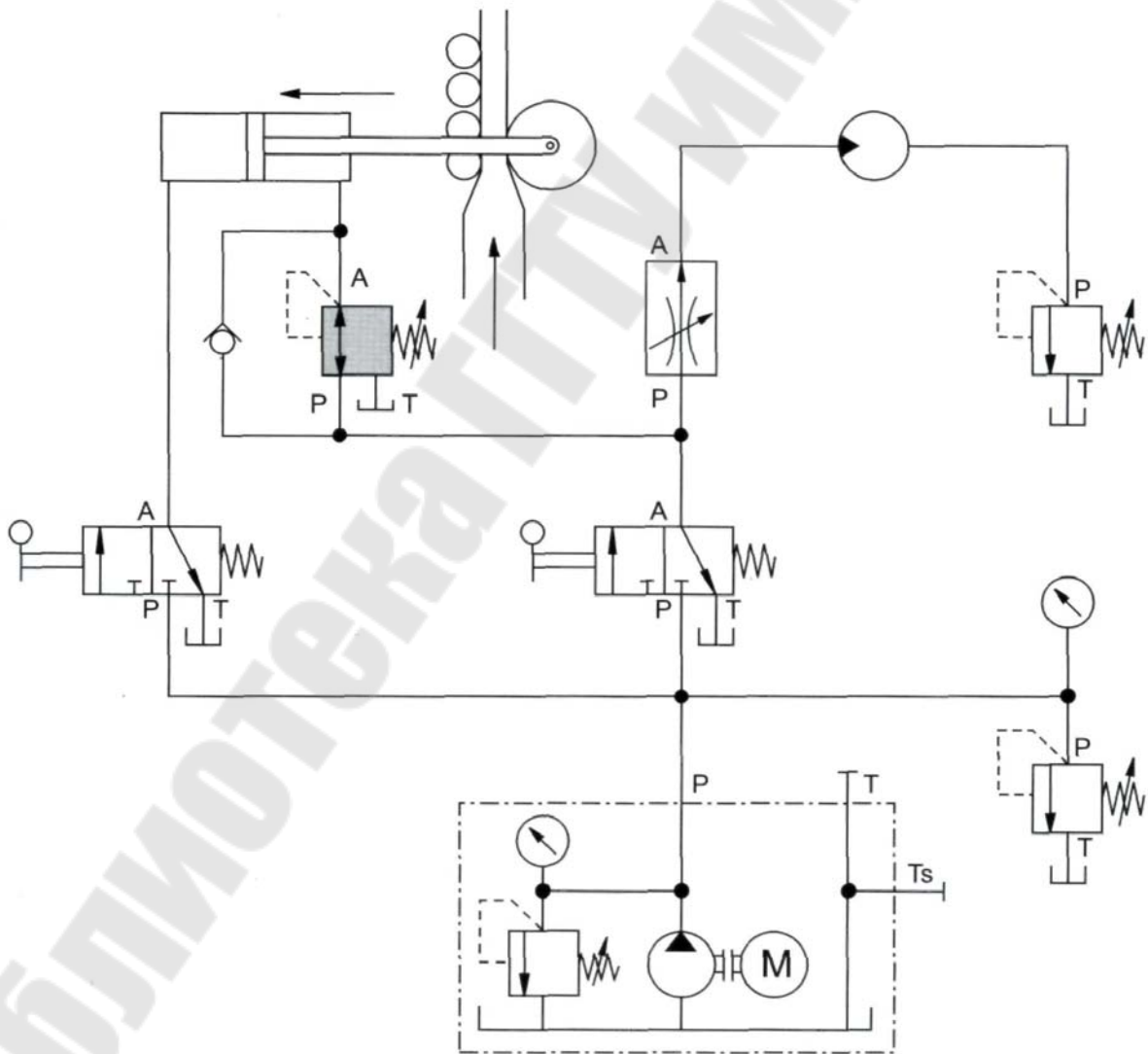


Рисунок 21 Схема с использованием трехлинейного редукционного клапана

Принцип действия трехлинейного редуционного клапана (рис. 21) в части потока от входа P к выходу A , аналогичен описанному для двухлинейного клапана (рис. 17). Однако в данном случае подъем давления на выходе A сверх настроенного значения вызывает дальнейшее перемещение золотника. Осуществляется присущая этому клапану функция ограничения давления за счет потока жидкости от линии A к линии T (соединение с гидробаком). Характеристика регулирования этого клапана главным образом определяется типом перекрытия золотника. Перекрытие может быть как положительным, так и отрицательным.

Следует иметь в виду, что если у трехлинейного редуционного клапана тип перекрытия золотника задан конструкцией клапана, то в двухлинейном клапане такое перекрытие можно настраивать при его комбинации с напорным клапаном.

Учитывая, что в случае с упомянутым выше прижимным валком на гидроцилиндр действуют внешние силы, в гидросистеме можно применить как трехлинейный, так и двухлинейный редуционный клапаны, но в сочетании с напорным клапаном. В данном случае все же рекомендуется использовать трехлинейный редуционный клапан с отрицательным перекрытием золотника (т.е. линия T в нем открывается еще до того, как закроется линия P). Если же применена комбинация двухлинейного редуционного клапана с напорным клапаном, то последний следует настраивать на давление, меньшее того, на которое настроен редуционный клапан.

Редуционный клапан модульного монтажа типа **UZRC10...** (рис. 22, 23) фирмы «Поляр» предназначен для поддержания постоянного давления в гидравлической цепи за клапаном при условии, что давление действующее перед ним будет выше. Можно также использовать клапан там, где может возникнуть нежелательный рост давления за клапаном, т.е. открывает дополнительный расход рабочей жидкости, ограничивающий чрезмерный рост давления.

Основными элементами редуционного клапана непосредственного управления типа **UZRC10/22-210-Y-1-...** являются: корпус 1, золотник 2, пружина 3 и резьбовая втулка 5. Функция редуцирования давления реализуется в канале P_1 , рабочий поток жидкости проходит из канала P_1 - версия **UZRC10...P** либо из канала B_1 - версия **UZRC10...PB**. Золотник 2 нагружен, с одной стороны, редуцированным давлением, а с противоположной стороны силой пружины 3 зависящей от ее сжатия. Сила пружины 3 устанавливается посредством поворота воротка 6 в резьбовой втулке

5 ввернутой во втулку 4. В начальном положении клапан открыт и позволяет свободно перетекать рабочей жидкости из канала P в P_1 . Если давление жидкости превышает значение настроенное пружиной 3 золотник 2 передвинется перекрывая открытое до этого проходное сечение из канала P в канал P_1 . Таким образом, произойдет большее дросселирование протекающего потока жидкости, за счет чего и реализуется эффект поддержания постоянного, заранее установленного при помощи воротка 6 значения давления за клапаном в канале P_1 . В случае дальнейшего роста давления потока жидкости, золотник переместится больше, что приведет к перекрытию расходной щели из канала P в канал P_1 , и открытию расходной щели из канала P_1 в T , что приведет к снижению давления. Заглушенный пробкой 4 (рис. 23) канал 7 может быть использован для подключения манометра.

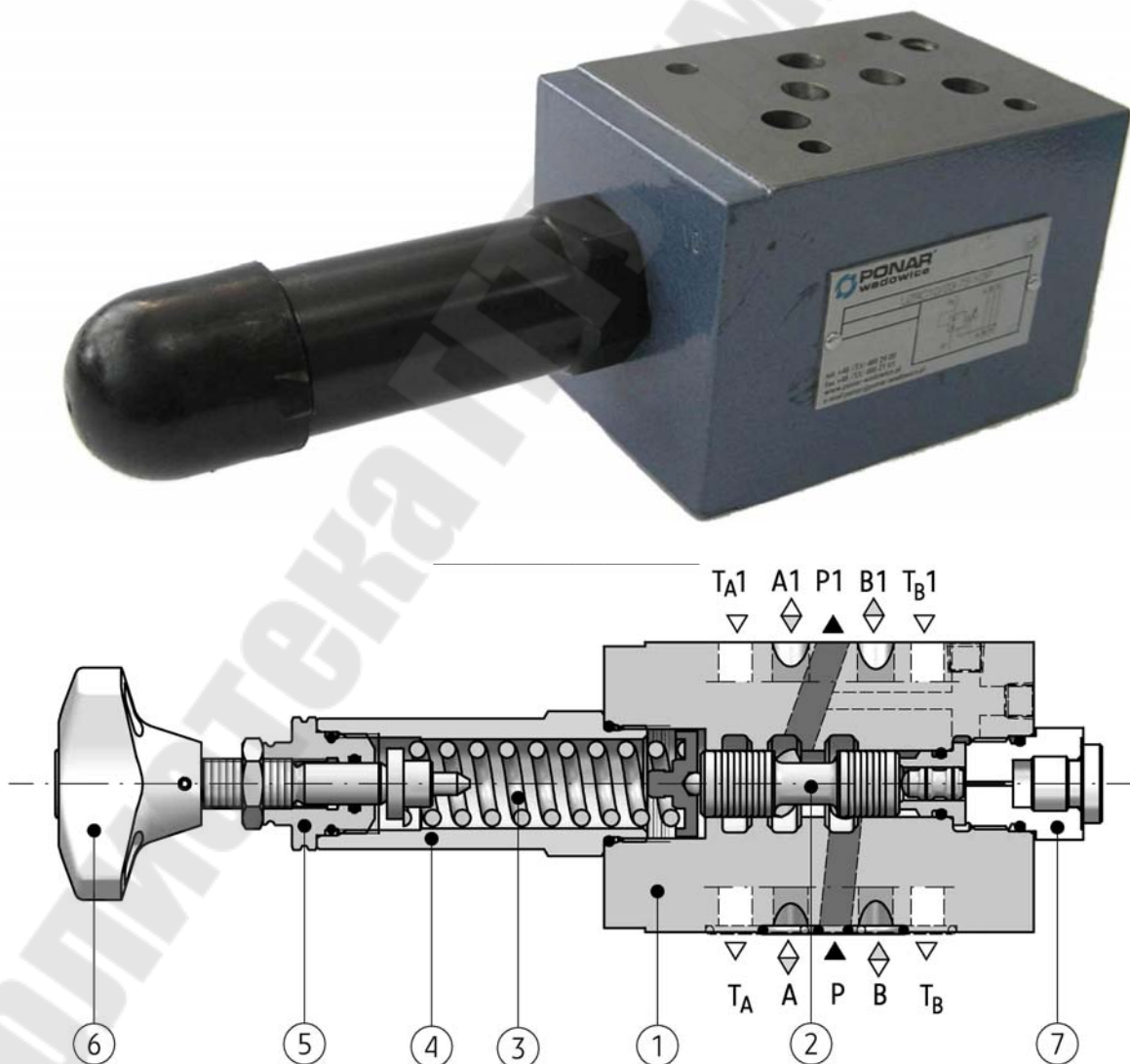


Рисунок 22 Конструкция редукционного клапана модульного монтажа непосредственного управления типа UZRC10/22-210-Y-1-...

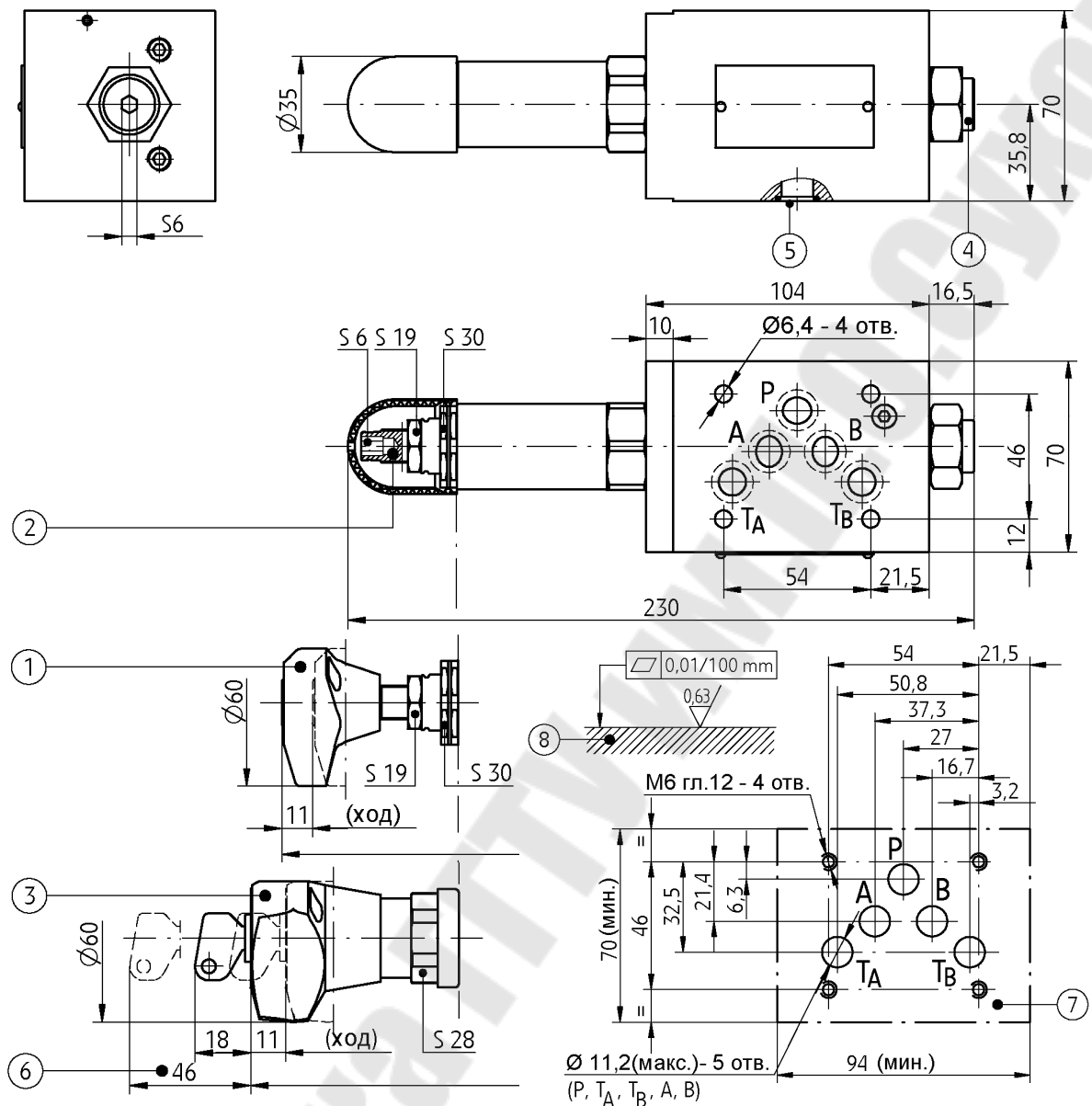


Рисунок 23 Общий вид габаритные и присоединительные размеры редукционного клапана модульного монтажа непосредственного управления типа **UZRC10/22-210-Y-1**

Клапан данного типа предусматривает различные варианты исполнения регулировочного механизма (рис. 23). Регулировочный элемент может быть выполнен в виде воротка 7, винта 2 с шестигранным гнездом, воротка 3 с замком, и ключом 6. Для герметизации клапана при установке на присоединительной плоскости 7 в каналах предусмотрены цековки под уплотнительные кольца 5, а к самой плоскости предусматриваются требования 8.

Клапаны редукционные непрямого действия стыкового монтажа типа DR... фирмы «Понар» предназначены для редуцирования давления в гидравлических системах с большим расходом.

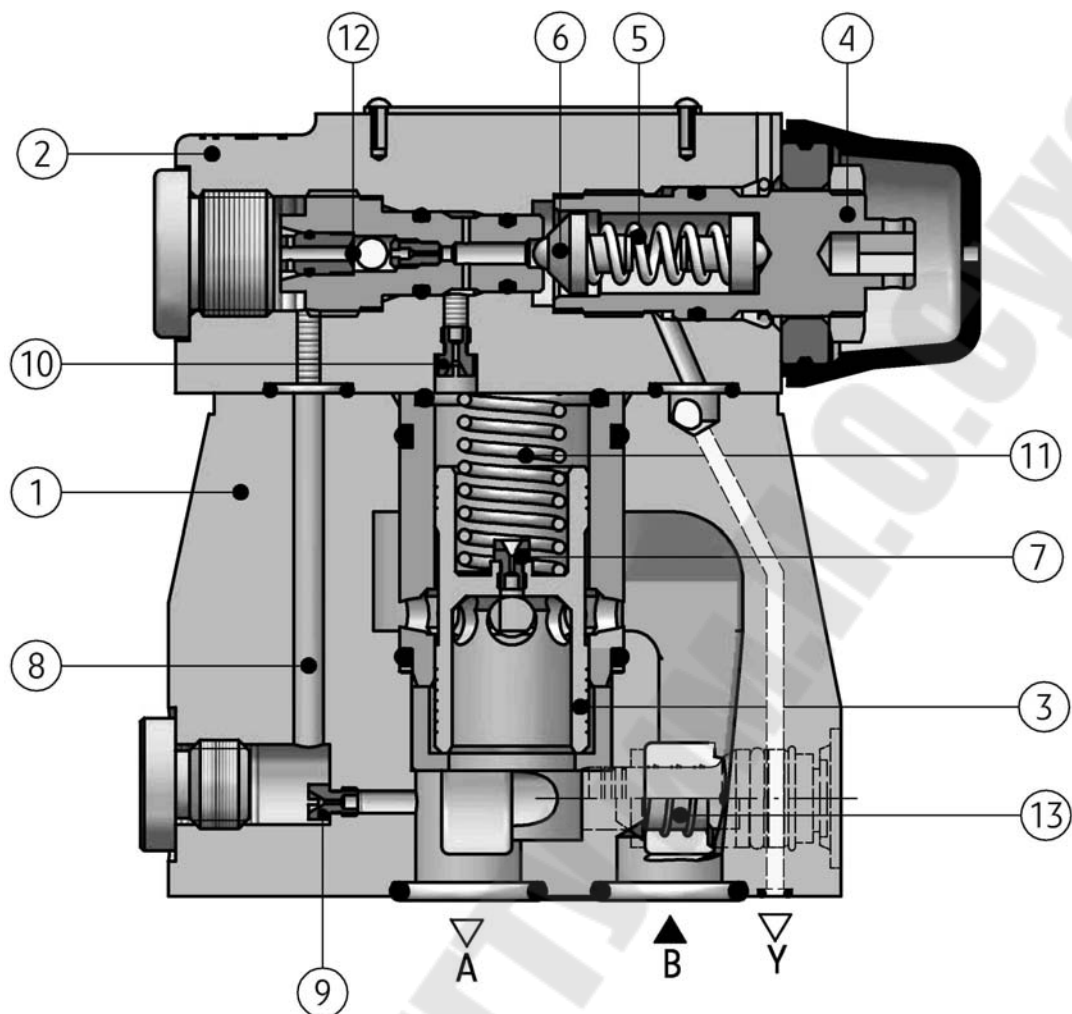


Рисунок 24 Конструкция редуцирующего клапана непрямого действия стыкового монтажа типа DR10-2-52/100YM

Редуцирующий клапан типа DR10-2-52/100YM (рис. 24) состоит из главного клапана 1 и клапана вспомогательного 2, соединенных между собой механически по присоединительным плоскостям. Клапан главный 1 имеет золотник 3, который в исходном положении обеспечивает свободный проход жидкости из канала B в канал A. Требуемое давление на выходе регулируется регулировочным элементом 4, за счет изменяя усилия пружины 5 вспомогательного клапана 2. Давление в канале A действует на нижнюю торцевую поверхность золотника 3, удерживаемого в исходном положении усилием пружины 11, в направлении закрытия проходной щели потоку рабочей жидкости. Из канала A жидкость поступает через дроссельный канал 7 в надклапанную полость, где создает усилие на верхнем торце золотника 3, и далее через дроссельный канал 10 во вспомогательный клапан, где ее давление воздействует на конический запорный элемент 6. Давление жидкости из канала A действует также

через канал управления 8 с дроссельным отверстием 9 через обратный клапан 12 на конический запорный элемент 6 вспомогательного клапана 2. При давлении на выходе ниже, чем заданное, золотник 3 удерживается пружиной 11 в открытом положении. Если давление в канале *A* достигнет установленного значения, то откроется вспомогательный клапан 2, через который поток жидкости направится в управляющий канал *Y*. В результате падения давления из-за оттока жидкости через канал *Y* и протекания потока жидкости через дроссельные отверстия 7, 10 в надклапанной полости золотник 3 переместится вверх, в сторону закрытия расходной щели, до установления равновесия между давлением в канале *A* и давлением установленным при помощи регулировочного элемента 4, что дает эффект редуцирования давления в канале *A*.

Клапан типа DR... могут быть оснащены обратным клапаном 13 (рис. 24, схема рис. 25) дающим возможность свободного протекания потока жидкости из канала *A* в канал *B*.

Клапаны данного типа предусматривает различные варианты исполнения регулировочного механизма (рис. 25). Регулировочный элемент может быть выполнен в виде рукоятки 7, винта 2 с шестигранным гнездом, рукоятки 3 с замком, и ключом 8. Для герметизации клапана при установке на присоединительной плоскости 7 в каналах предусмотрены цековки под уплотнительные кольца 6 и 7. При необходимости внешнего управления работой гидроаппарата предусмотрено подключение к каналу *Y*, которое в данном исполнении заглушено пробкой 4. В конструкции предусмотрен заглушенный пробкой 5 канал, который может быть использован для подключения манометра.

Таблица 4 Размеры клапанов типа DR (рис. 25)

версия клапана	o-ring поз.6	o-ring поз.7	B ₁ , мм	B ₂ , мм	H ₁ , мм	H ₂ , мм	H ₃ , мм	L ₁ , мм	L ₂ , мм	L ₃ , мм	L ₄ , мм	L ₅ , мм
DR10...	17,1x2,6	9,2x1,8	85	66,7	113	72	28	96	42,9	-	34,6	35,6
DR20...	28,2x3,5		102	79,4	123	82	38	112	60,3	-	36,9	33,5
DR30...	34,5x3,5		120	96,8	131	90	46	140	84,2	42,1	31,3	28

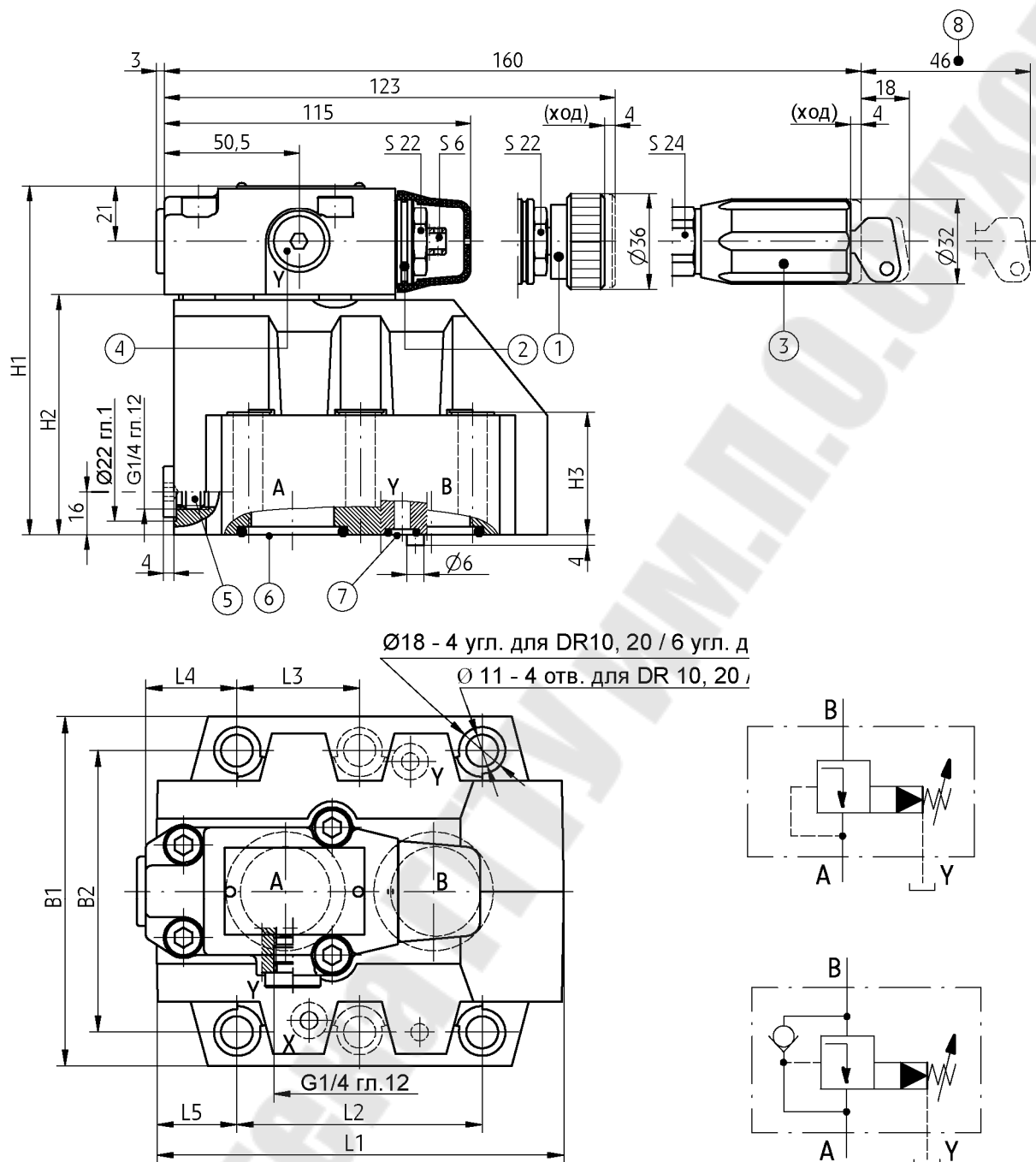


Рисунок 25 Общий вид, схемы и габаритные размеры редукционного клапана непрямого действия стыкового монтажа типа DR...

Обратные клапаны предназначены для одностороннего прохождения потока жидкости. Обратные клапаны типа 1МКО (рис. 27) по ТУ2-053-1841-87 состоят из корпуса 1, седла 2, плунжера 3, пружины 4, пробки 5, штифтов 8 и уплотнений. Прямой поток рабочей жидкости проходит из отверстия 7 (канал А) в отверстие 6 (канал В), при изменении направления потока рабочей жидкости на противоположное клапан запирается.

В. схеме, показанной на рисунке 26 *а* обратный клапан исключает возможность слива масла из гидросистемы при выключении насоса. Два обратных клапана 1 и 2 (рис. 26, *б*) позволяют независимо разгружать насосы с помощью распределителя 3. В ряде случаев обратные клапаны с нормальной или усиленной пружиной могут применяться для создания подпора в отдельных участках гидросистемы. Обратный клапан 4 (рис. 26, *в*) создает определенный подпор на входе в маслоохладитель 3, защищая последний от перегрузки, а использование клапана 1 дает возможность с помощью дросселя регулировать частоту вращения гидромотора 2 в одном направлении.

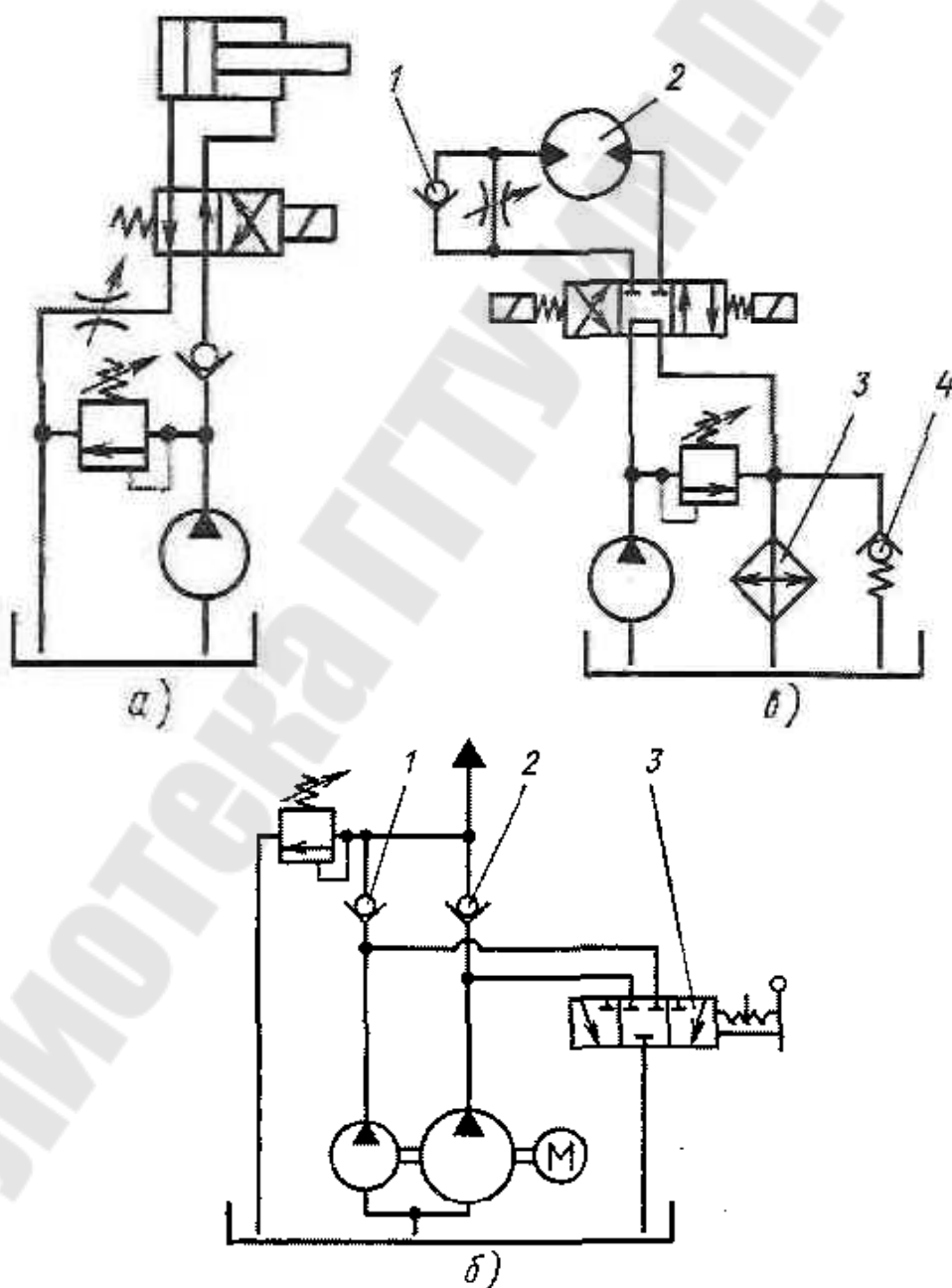


Рисунок 26. Типовые схемы применения обратных клапанов

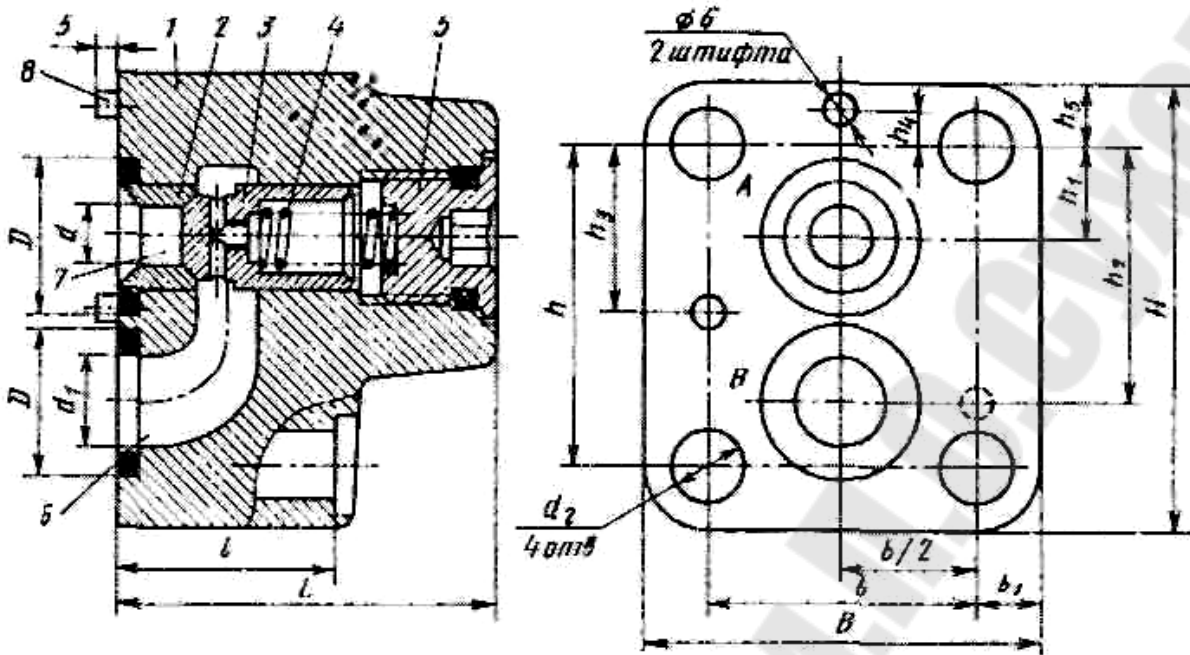


Рисунок 27 Конструкция, габаритные и присоединительные размеры обратных клапанов стыкового монтажа типа 1МКО

1.2. В соответствии с индивидуальным заданием изучить конструктивные особенности клапана и выполнить эскизы деталей, сборочный чертеж

Индивидуальное задание определяется преподавателем, из числа аппаратов имеющихся в лаборатория кафедры «Гидропневмоавтоматика». Разборку и эскизирование аппаратов студенты выполняют под контролем преподавателя и учебного мастера или лаборанта кафедры. Для выполнения измерений студенты получают у преподавателя или лаборанта на время занятий контрольно измерительный инструмент.

1.3. В соответствии с индивидуальным заданием разработать схему применения напорного или редуционного клапана в гидросистеме и выполнить чертеж разработанной схемы принципиальной гидравлической.

Выполнение чертежа допускается на листах формата А3 и А4 в соответствии с требованиями ГОСТ 2.781-96.

1.4. По разработанной схеме выполнить сборку гидропривода на учебно-лабораторном стенде «Фесто».

Перед началом работы необходимо пройти инструктаж по

технике безопасности работы на стендах с соответствующей записью в журнале по ОТ и ТБ.

1.5. Выполнить проверку собранной схемы гидропривода на работоспособность, определить характеристики работы клапана.

Проверку работоспособности собранной схемы выполнять только под контролем преподавателя или учебного мастера.

Для определения характеристик клапана в схему необходимо установить контрольно-измерительную аппаратуру. Измерения проводить на различных расходах при постоянном входном давлении соответствующем номинальному, измерения выполнять в соответствии с требованиями ГОСТ 20245-96. По результатам испытаний оформить протокол испытаний и построить перепадно-расходную характеристику $\Delta P = f(Q)$.

1.6. Оформить отчет и сделать выводы.

2. СТРУКТУРА ОТЧЕТА

1. Название лабораторной работы.
2. Цель работы.
3. Порядок выполнения работы.
4. Схема гидравлическая принципиальная.
5. Сборочный чертеж аппарата и его деталей.
6. Протокол испытаний и график $\Delta P = f(Q)$.
7. Выводы.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5

Изучение конструкции и особенностей применения в схемах делителей потока, логических клапанов, гидрозамков и другой вспомогательной аппаратуры

Цель работы: 1. Изучить конструктивные особенности вспомогательной аппаратуры; 2. Изучить схемные изображения вспомогательной аппаратуры и особенности ее применения в гидравлических схемах; 3. Получить навык определения характеристик вспомогательной аппаратуры.

1. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ:

1.1. Изучить основные теоретические положения конструктивных особенностей и особенностей применения в схемах вспомогательной аппаратуры.

В большинстве гидравлических приводов технологического и мобильного оборудования необходимым условием работоспособности является не только наличие направляющей и регулирующей аппаратуры, но и вспомогательной, такой как запорные и логические клапаны (гидрозамки, делители потока и др.).

Наиболее часто, для предотвращения самопроизвольного перемещения гидравлических двигателей применяются гидрозамки. Гидрозамки могут быть односторонние, двусторонние и гидрозамки с разгрузкой. Односторонние гидрозамки обеспечивают перекрытие одной линии (рис. 2), двухсторонние (рис. 3) – одной из двух линий, не связанных между собой.

Односторонние гидрозамки типа КУ по ТУ2-053-0221244.063-91 имеют минимальное сопротивление прямому потоку жидкости, а обратный поток возможен только после принудительного открытия запорного элемента с помощью гидравлически управляемого плунжера. Гидрозамки данного типа имеют четыре конструктивных исполнения. Аппараты исполнения 2 (рис. 1, а) состоят из корпуса 1, плунжера 2, запорного элемента 3, крышек 4, пружины 6, винтов 5 и уплотнений. Прямой поток проходит из линии А в линию В, а поток из линии В в линию А возможен только при наличии давления управления в полости 8, сдвигающего вправо плунжер 2 и принудительно открывающего запорный элемент 3, при этом полость 7 постоянно соединена с дренажной линией. При незначительном подпоре в сливной линии А (в случае потока через принудительно открытый обратный клапан) предпочтительно применение

исполнения 4 (рис. 1, в), в котором дренажной линии не требуется. В целях снижения давления управления могут использоваться аппараты с декомпрессором 9 исполнение 1 (рис. 1, б) вместо исполнения 2 или исполнение 3 (рис. 1, г) вместо исполнения 4, в которых плунжер сначала открывает разгрузочный клапан (декомпрессор), а затем - основной запорный элемент.

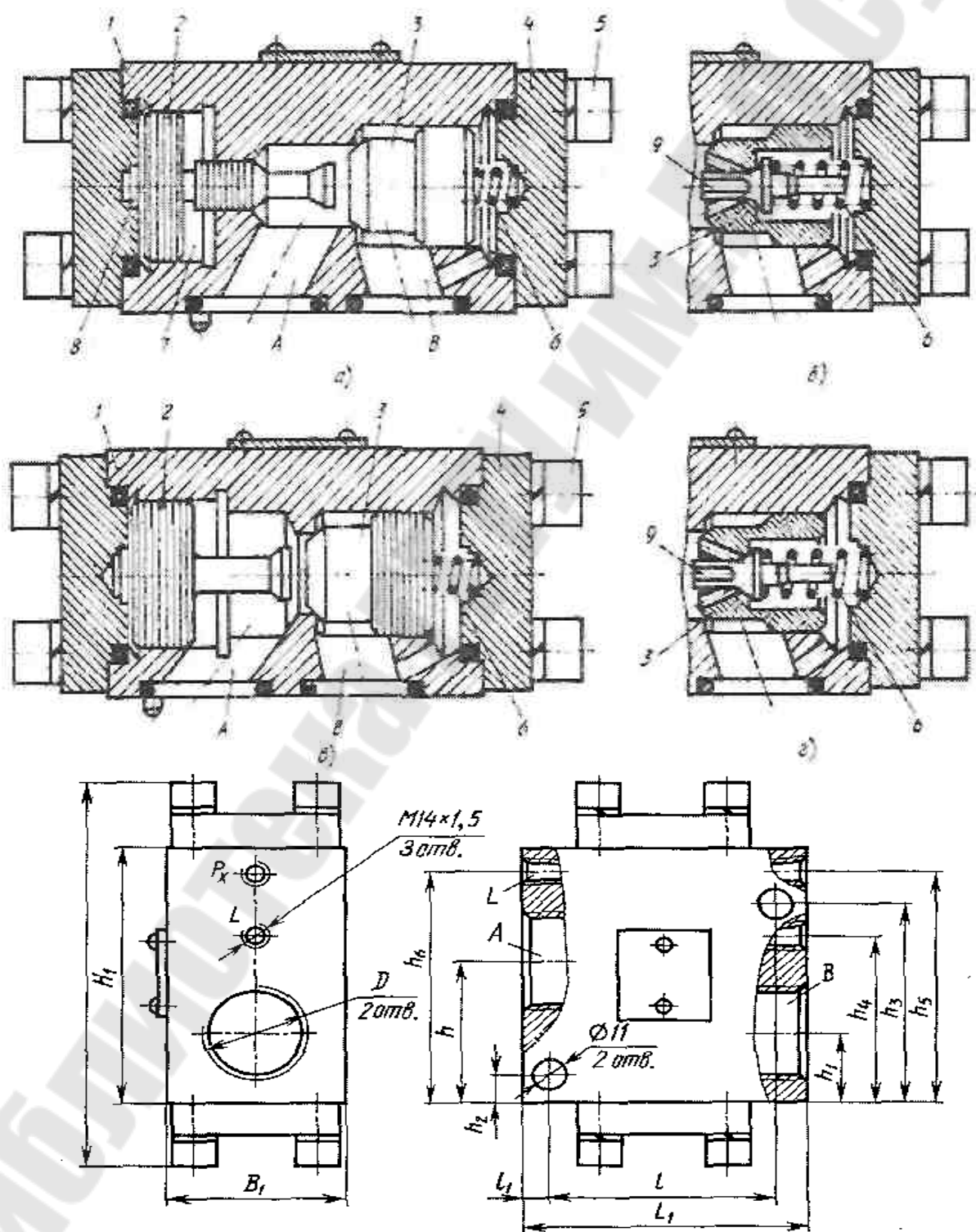


Рисунок 1 Конструкция и габаритные размеры односторонних гидрозамков типа КУ

Применение односторонних гидрозамков в гидросистемах показано на рисунке 2. Гидрозамок 3 (рис. 2, а) исключает возможность самопроизвольного опускания груза при нейтральном положении распределителя 4 или случайном падении давления в гидросистеме. Гидроклапан давления с обратным клапаном 2 настроен на давление, которое превышает давление, создаваемое весом груза в штоковой полости цилиндра, поэтому движение поршня вниз возможно только после переключения распределителя 4 влево и подвода давления в поршневую полость цилиндра и отверстие P_x гидрозамка. Скорость опускания регулируется дросселем 1 с обратным клапаном. Движение вверх происходит быстро, т.к. рабочая жидкость свободно проходит через линии А и В гидрозамка и обратные клапаны в штоковую полость цилиндра.

В приводе зажимного цилиндра также необходимо использование гидрозамка (рис. 2, б). Наличие гидрозамка 2 в данном приводе обеспечивает при случайном падении давления в гидросистеме герметичное запираение рабочей полости цилиндра 1, что исключает возможность случайного разжима детали в процессе обработки. При переключении распределителя 3 гидрозамок 2 открывается давлением жидкости поступающей в линию P_x и поток рабочей жидкости из цилиндра сливается в бак через линии В и А гидрозамка 2 и распределитель 3.

Синхронное движение двух одинаковых цилиндров 2 и 6 обеспечивается путем их последовательного включения (рис. 2, в). Из-за невозможности сделать цилиндры абсолютно идентичными, а также из-за наличия внутренних утечек возникает вероятность некоторого нарушения синхронности работы цилиндров, причем величина рассогласования синхронности работы цилиндров будет постоянно накапливаться. Для исключения этого явления служит гидрозамок 1, который периодически соединяет линию 5 с напорной или сливной линией. Управление гидрозамком реализуется пилотом (распределителем) 7 таким образом, что, если первым срабатывает выключатель 3 контроля хода цилиндра 2, то включается электромагнит 31 (т.е. масло из напорной линии через гидрозамок поступает в линию 5), а если первым срабатывает выключатель то включается электромагнит 32 (т.е. гидрозамок, открываясь, соединяет линию 5 со сливом). Таким образом, ошибка устраняется в конце каждого хода гидроцилиндров и не накапливается.

При опускании вертикально расположенных грузов (рис. 2, г) возможна ситуация, когда давление в штоковой полости

гидроцилиндра превышает давление в напорной линии гидросистемы ($P_{ум} > P_H$). Применение гидрозамка исполнения 4 (рис. 1, в) в этом случае опасно, т.к. возникают опасные автоколебания, поскольку сразу после открытия обратного клапана на гидравлически управляемый плунжер гидрозамка сверху действует большее давление, чем снизу. В результате клапан запирается, давление сверху падает, после чего клапан открывается вновь. Для исключения дефекта в таких случаях необходимо применять гидрозамок исполнения 2 (рис. 1, а) с дренажной линией.

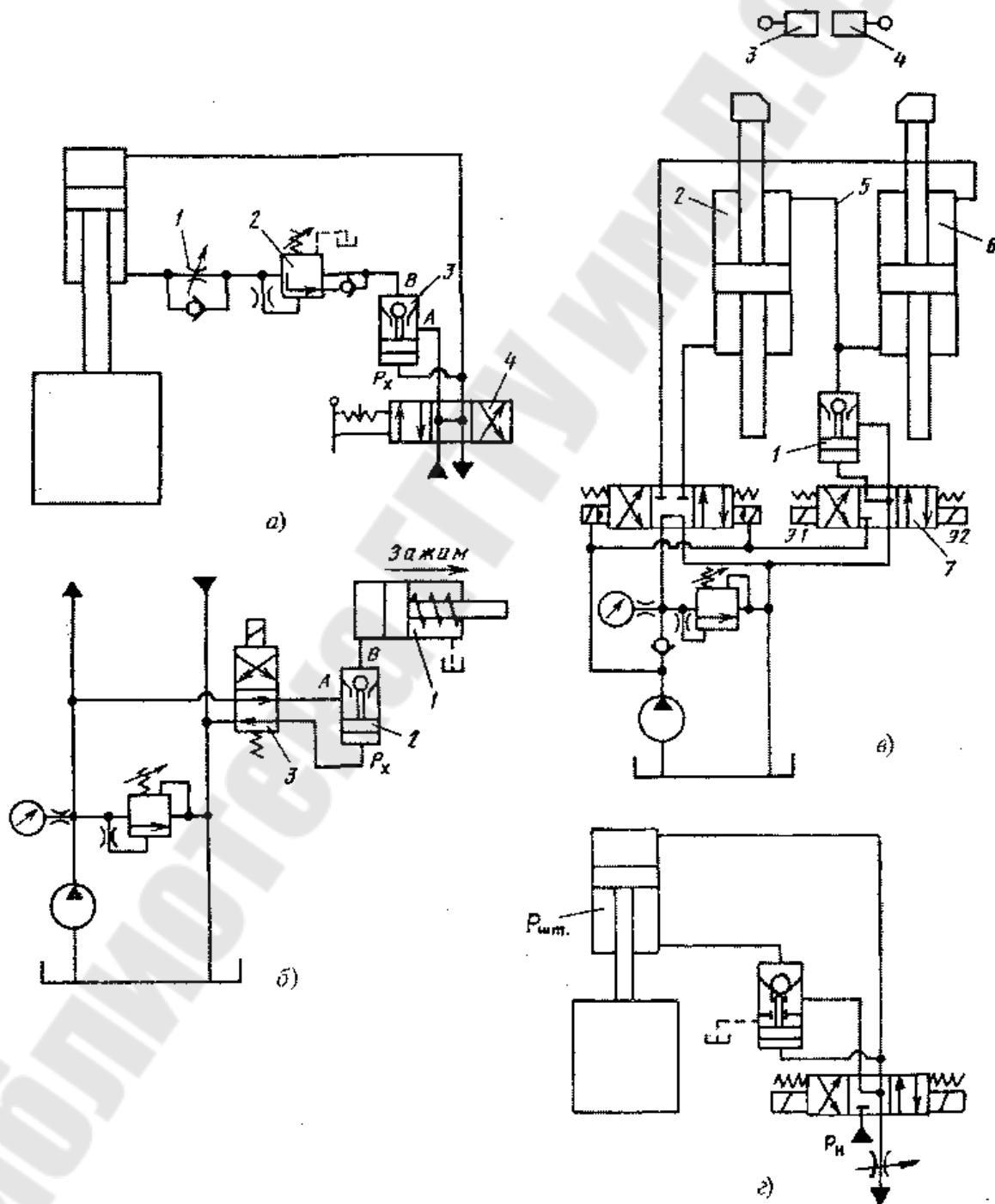


Рисунок 2 Схемы типового применения односторонних гидрозамков

Двухсторонние гидрозамки (рис. 3, 4) позволяют надежно зафиксировать нагрузку, даже при наличии внутренних утечек жидкости через поршень гидроцилиндра (рис. 5). Однако такое надежное фиксирование нагрузки осуществимо только для статического (неподвижного) состояния гидроцилиндра. В случае использования подвешенного гидроцилиндра или гидроцилиндра с двухсторонним штоком использование двухстороннего гидрозамка для фиксирования положения гидроцилиндра недопустимо.

Принцип действия двухстороннего гидрозамка следующий:

В начальном состоянии аппарат пропускает поток жидкости в направлениях линий от A_1 к B_1 и от A_2 к B_2 , а в направлениях от B_1 к A_1 и от B_2 к A_2 поток жидкости заперт (рис. 3,4). При этом при протекании потока жидкости в направлении от линии A_1 к B_1 управляющий поршень гидрозамка (рис.4) сдвигается вправо и в результате чего запирающий элемент правого клапана нагруженный пружиной смещается вправо, отходит от седла и сжимает правую пружину. В результате данного воздействия управляющего поршня открывается канал для протекания потока жидкости по направлению от линии B_2 к A_2 . Аналогичным образом аппарат работает и при протекании потока жидкости по направлению от линии A_2 к B_2 , обеспечивая открытие левого клапана и протекание потока жидкости от линии B_1 к A_1 .

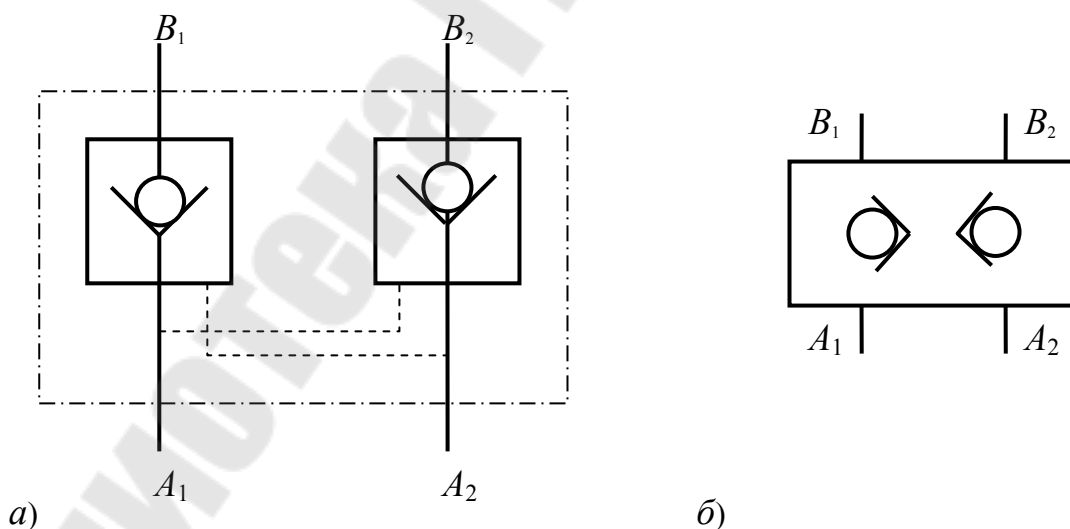


Рисунок 3 Схемное изображения гидрозамка двухстороннего: а) подробное изображение, б) упрощенное изображение.

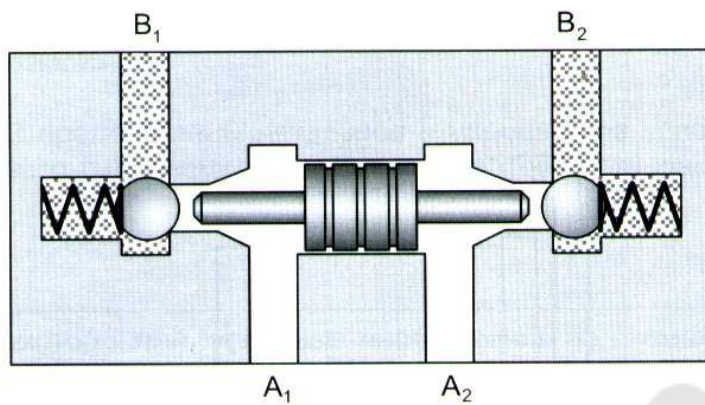


Рисунок 4 Гидрозамок двухсторонний.

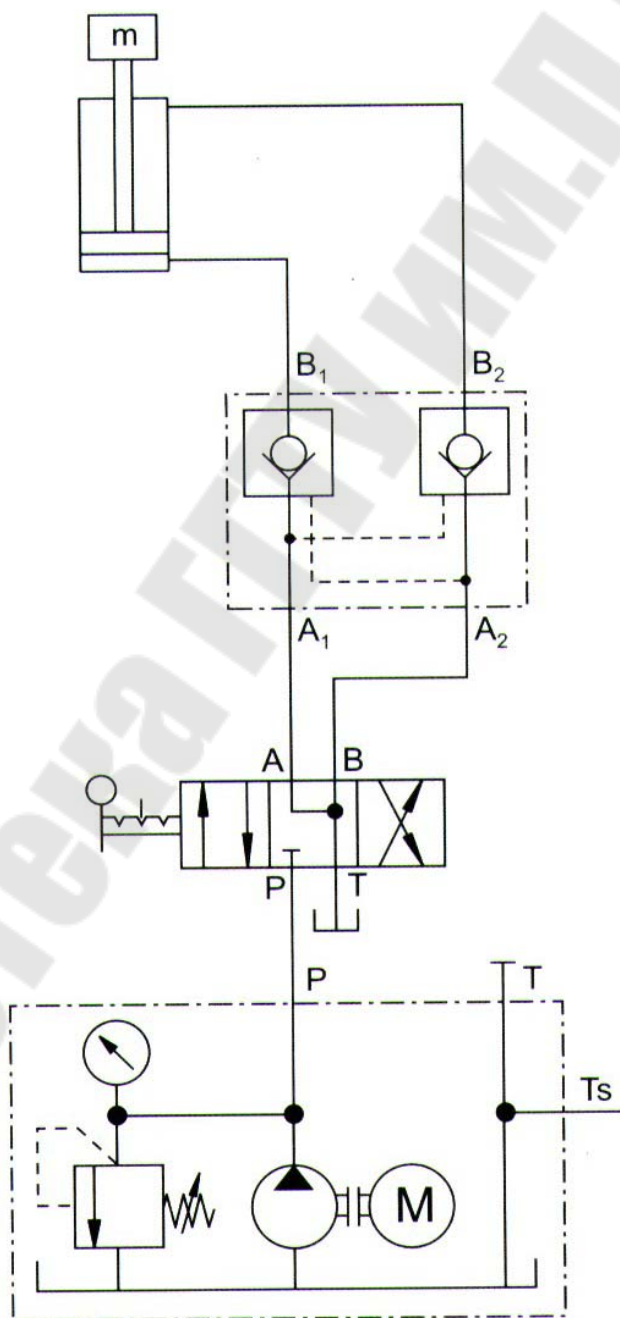


Рисунок 5 Схема гидравлическая принципиальная применения гидрозамок двухстороннего

Для обеспечения синхронной работы нескольких гидродвигателей или их совместной работы с различными скоростями перемещения в гидросистемах могут применяться делители расхода.

Делители расхода типа МКД по ТУ2-053-3839-87 (рис. 6) состоят из корпуса 4, делительного золотника 2 со сменными диафрагмами 1 (каждый типоразмер аппарата комплектуется тремя парами диафрагм, обеспечивающими три настройки), уравнивающего золотника 3 и пробок. При равном давлении в отводах золотники 2 и 3 находятся в средних положениях, перепады давлений на диафрагмах одинаковые, и поток масла из подводного отверстия, делясь на две равные части, поступает в отводные линии. Если давление в одной из отводных линий (например, правой) увеличивается, возрастает давление в правой торцевой полости золотника 3. Под действием возросшего давления жидкости золотник 3 смещается влево, увеличивая сопротивление дросселирующей щели 5 и уменьшая сопротивление щели 6 до тех пор, пока давления на выходе из диафрагм 1 не станут опять равными, причем возможные ошибки компенсируются за счет дополнительного осевого смещения золотника 2, изменяющего дросселирование потока в щелях 7 и 8.

Поскольку делительная ступень работает при незначительной разнице давлений в отводах, и трение исключается путем вращения золотника 2 под действием потока масла, проходящего через тангенциальные отверстия 9, обеспечивается высокая точность деления. Установкой диафрагм с различными проходными сечениями достигается деление потока на неравные части.

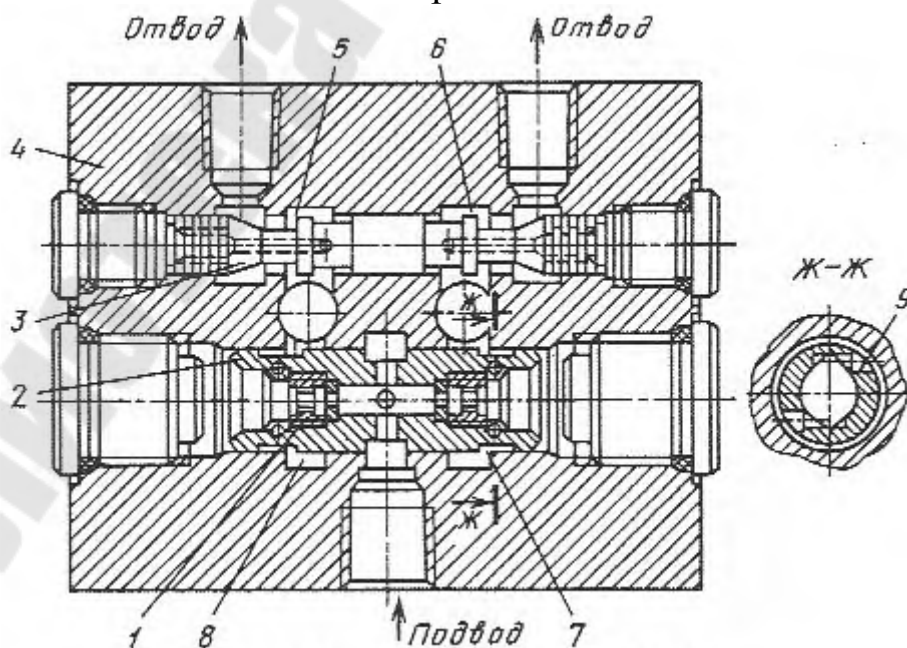


Рисунок 6 Делитель расхода типа МКД

Принцип работы делителя расхода поясняется на примере показанном на рисунке 7. В данной схеме делитель расхода 2 обеспечивает синхронное движение цилиндров 5 и 6 в обе стороны. При выключенных электромагнитах распределителей 4 и 7 насос частично разгружается. При переключении распределителей 4, 7 вправо цилиндры синхронно поднимаются, однако из-за возможной ошибки деления потока одного из цилиндров (например цилиндр 6) первым подойдет к упору. При этом делитель расхода 2 перекроет поток масла, поступающего в цилиндр 5, и он также остановится, при этом давление в системе возрастет, что приведет к открытию клапана 8, и перепуску части масла в бак, давая возможность цилиндру 5 дойти до упора. Конечные выключатели дают сигнал на реверсирование движения. Перепускные клапаны 3 и 8 настраиваются на давление, превышающее рабочее, однако ниже давления настройки предохранительного клапана 1. Подпорный клапан 9 предназначен для исключения возможности опускания цилиндров под действием силы тяжести. Переключая один из распределителей 4 или 7, можно обеспечить независимое движение соответствующего цилиндра 5 или 6.

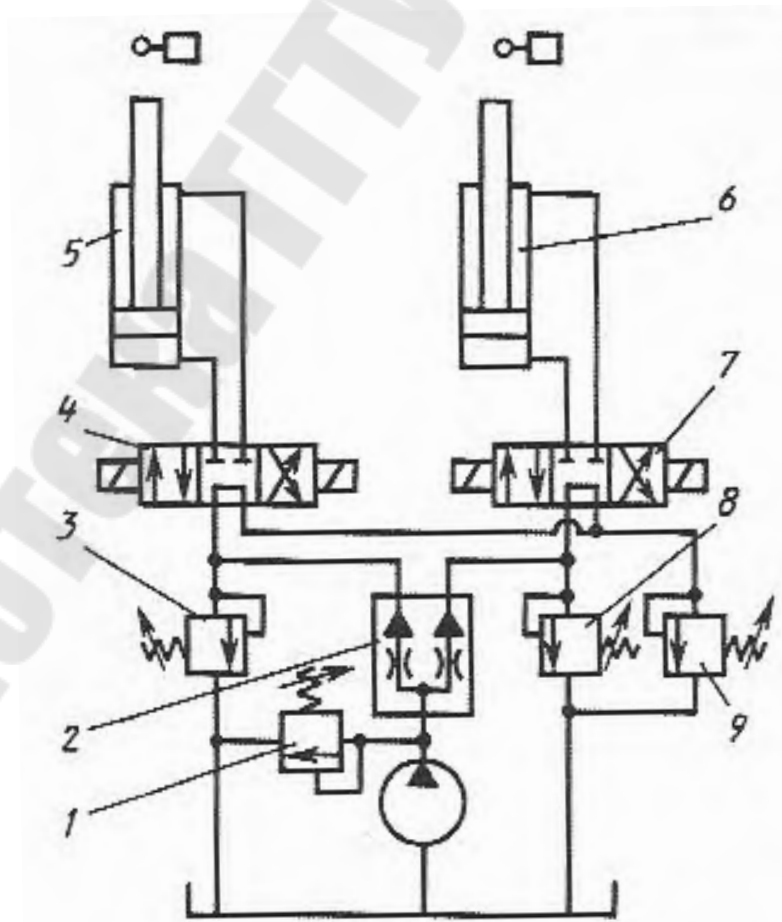


Рисунок 7 Типовая схема применения делителя расхода

Из описанного выше примера использования делителя расхода видно, что гидравлические схемы с применением делителей расхода получаются достаточно сложными конструктивно и трудоемкими в настройке, а следовательно, недостаточно надежными в эксплуатации, поэтому делители расхода не получили широкого распространения в станочных гидроприводах.

1.2. В соответствии с индивидуальным заданием изучить конструктивные особенности клапана и выполнить эскизы деталей, сборочный чертеж

Индивидуальное задание определяется преподавателем, из числа аппаратов имеющихся в лаборатория кафедры «Гидропневмоавтоматика». Разборку и эскизирование аппаратов студенты выполняют под контролем преподавателя и учебного мастера или лаборанта кафедры. Для выполнения измерений студенты получают у преподавателя или лаборанта на время занятий контрольно измерительный инструмент.

1.3. В соответствии с индивидуальным заданием разработать схему применения гидрозамка и делителя расхода в гидросистеме и выполнить чертеж разработанной схемы принципиальной гидравлической.

Выполнение чертежа допускается на листах формата А3 и А4 в соответствии с требованиями ГОСТ 2.781-96.

1.4. По разработанной схеме выполнить сборку гидропривода на учебно-лабораторном стенде «Фесто».

Перед началом работы необходимо пройти инструктаж по технике безопасности работы на стендах с соответствующей записью в журнале по ОТ и ТБ.

1.5. Выполнить проверку собранной схемы гидропривода на работоспособность, определить характеристики работы гидроаппарата.

Проверку работоспособности собранной схемы выполнять только под контролем преподавателя или учебного мастера.

Для определения характеристик гидроаппарата в схему необходимо установить контрольно-измерительную аппаратуру. Измерения проводить на различных расходах при постоянном входном давлении соответствующем номинальному, измерения

выполнять в соответствии с требованиями ГОСТ 20245-96. По результатам испытаний оформить протокол испытаний и построить перепадно-расходную характеристику $\Delta P = f(Q)$.

1.6. Оформить отчет и сделать выводы.

2. СТРУКТУРА ОТЧЕТА

1. Название лабораторной работы.
2. Цель работы.
3. Порядок выполнения работы.
4. Схема гидравлическая принципиальная.
5. Сборочный чертеж аппарата и его деталей.
6. Протокол испытаний и график $\Delta P = f(Q)$.
7. Выводы.

Рекомендуемая литература

1. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы. Справочник. Библиотека конструктора. М., Машиностроение, 2004.
2. Свешников В.К. Гидрооборудование: Международный каталог. М., Машиностроение, 1995.
3. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы. Справочник. Библиотека конструктора. – М., Машиностроение, 1988.
4. Д. Шольц Гидравлика основной курс ТР 501, 502, 601, 610. Учебник. Пер. с нем. Сулига С.В. – ДП «Фесто», Киев, 2002.

**Стасенко Дмитрий Леонидович
Головко Иван Николаевич**

**ЭЛЕМЕНТЫ УПРАВЛЕНИЯ
И РЕГУЛИРОВАНИЯ
ГИДРОПНЕВМОСИСТЕМ**

**Лабораторный практикум
по одноименному курсу
для студентов специальности
1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных
и технологических машин»
дневной и заочной форм обучения**

Подписано к размещению в электронную библиотеку
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного
учебно-методического документа 15.02.13.

Рег. № 53Е.

<http://www.gstu.by>