

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

ГИДРОПРИВОД СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

*Рекомендовано Учебно-методическим объединением
высших учебных заведений Республики Беларусь по образованию в области
сельского хозяйства в качестве пособия для студентов высших учебных
заведений группы специальностей 74 06 Агроинженерия*

Минск 2009

УДК 631.3.01–82(075.8)

ББК 34.447я7

Г 46

Авторы:

канд. техн. наук, доц. *В.С. Лахмаков*,
ст. преподаватель *В.И. Лантев*,
ст. преподаватель *Е.В. Плискевич*,
ст. преподаватель *Д.Г. Зубович*

Рецензенты:

д-р. техн. наук, доц. каф. «Гидравлика» БНТУ *И.В. Качанов*;
канд. техн. наук, доц. каф. «Гидравлика» БНТУ *В.К. Недбальский*;
руководитель группы лаборатории «Механизация производства
овощей и корнеклубнеплодов» РУП НПЦ НАН РБ по механизации
сельского хозяйства *В.Н. Божок*

Г 46 **Гидропривод** сельскохозяйственной техники : пособие /
В.С. Лахмаков [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2008. – с. 164.

ISBN 978-985-519-049-4

Издание предусмотрено для изучения устройства и принципов работы гидравлических машин объемного типа, контрольно-регулирующих и вспомогательных гидравлических аппаратов сельскохозяйственных машин, для исследования характеристик гидромуфт, гидротрансформаторов и ГСОМ. Пособие содержит лабораторные работы и практические занятия.

Предназначено для студентов технических вузов и учащихся колледжей сельскохозяйственного профиля.

УДК 631.3.01–82(075.8)

ББК 34.447я7

ISBN 978-985-519-049-4

© БГАТУ, 2009

ВВЕДЕНИЕ

Одна из главных проблем развития сельскохозяйственного производства на современном этапе — внедрение комплексной механизации, предусматривающей применение машин повышенной мощности с использованием гидравлики и автоматики.

Широкое распространение гидропривода объясняется целым рядом его преимуществ по сравнению с другими типами приводов: небольшая масса, малые размеры, возможность бесступенчатого регулирования скорости рабочих органов, независимое расположение элементов гидропривода, надежное предохранение от нагрузок, удобство обслуживания и управления, легкость автоматизации процессов и многое другое.

История гидравлического привода начинается с середины XIX века, когда в промышленности получили распространение гидравлические прессы, гидроподъемные механизмы, гидроаккумуляторы. Затем были разработаны гидромоторы и объемные гидропередачи, а в 1902 г. была предложена первая конструкция гидродинамической передачи.

Невозможно представить машины сельскохозяйственного назначения без гидропередач. Гидросистемы малой мощности используются для обслуживания навесного оборудования тракторов, обслуживания активных рабочих органов почвообрабатывающих и уборочных машин и др.

В настоящее время наметилась тенденция к переходу на более высокие давления жидкости в гидроприводах, что позволяет уменьшить их массу и габариты. Современные гидравлические двигатели, контрольно-регулирующие и другие элементы рассчитаны на рабочее давление 16–20 МПа. Однако при этом увеличивается температура рабочей жидкости, что требует создания их новых сортов и совершенствования уплотнений, внесения конструктивных элементов в конструктивные формы гидроэлементов. Применяемые в качестве рабочих жидкостей минеральные масла при работе гидроприводов быстро стареют и вызывают коррозию деталей.

При существующих масштабах производства и применения средств гидропривода становится необходимым решение проблем унификации, функциональной взаимозаменяемости гидроприводов, что служит основой для создания нового поколения гидрофицированных сельскохозяйственных машин.

Гидравлическая энергия потока рабочей жидкости создается благодаря работе насосов, преобразующих энергию, получаемую от механических или электрических средств. Гидромоторы, гидродвигатели и гидроцилиндры гидравлическую энергию потока жидкости преобразуют в механическую работу выходных звеньев.

Гидравлическим приводом называют механизм, передающий движение посредством жидкости.

1 ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ ОБЪЕМНОГО ТИПА В ГИДРОПРИВОДЕ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

Лабораторная работа № 1

«Поршневые гидромашины и гидростатические трансмиссии»

Цель: изучить устройство и принцип работы поршневых гидромашин и их взаимодействие на примере гидростатической трансмиссии.

Задание:

- 1) ознакомиться с устройством, принципом действия и основными характеристиками поршневых гидромашин. Изучить элементы конструкции гидпривода ГСТ–90;
- 2) изучить основные элементы расчета;
- 3) построить теоретические и опытные зависимости подачи аксиально-поршневого насоса от угла наклона шайбы и частоты вращения вала насоса на примере гидропривода ГСТ–90.

Устройство, принцип работы и классификация поршневых гидромашин

Основными элементами поршневых насосов являются (рисунок 1.1): цилиндр 1, поршень 2 и распределитель 3, при помощи которого цилиндр попеременно сообщается то с линией всасывания, то с линией нагнетания.

Поршневые гидродвигатели устроены аналогично.

В классификации поршневых гидромашин за основу приняты следующие признаки: кратность действия, конструкция поршня, число и расположение цилиндров, а также конструкция распределителей. У насоса однократного действия (рисунок 1.1, а) поршень 2, перемещаясь в цилиндре 1 вправо, увеличивает объем рабочей камеры, вследствие чего давление в ней уменьшается, всасывающий клапан открывается и жидкость всасывается в цилиндр. Далее при движении поршня объем рабочей камеры уменьшается, давление возрастает, всасывающий клапан закрывается, а нагнетательный клапан открывается и жидкость вытесняется в напорную линию. Таким образом, насос однократного действия за один оборот кривошипа вала вытесняет жидкость из рабочей камеры один раз. Аналогично работают насосы двукратного действия насос с двумя рабочими камерами (рисунок 1.1, б) и эксцентриковый насос (рисунок 1.1, г).

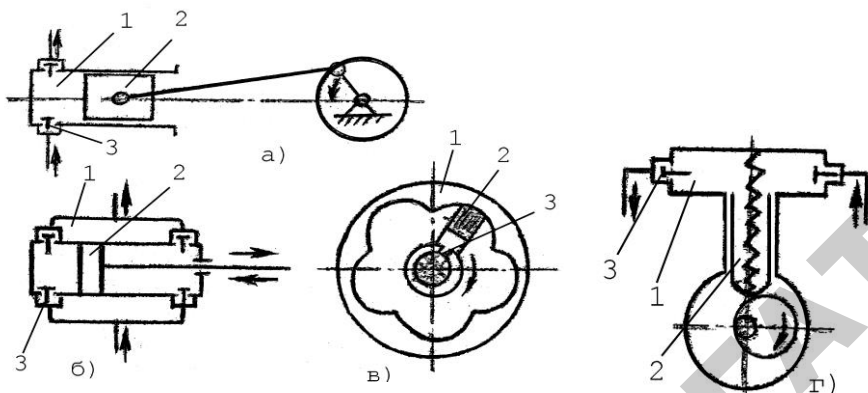


Рисунок 1.1 – Схемы поршневых гидромашин:
а) однократного действия; *б)* двукратного действия;
в) многократного действия; *г)* эксцентриковый насос;
 1 — цилиндр; 2 — поршень; 3 — распределитель

Для увеличения рабочего объема нередко используется принцип многократности действия. Например, у машин пятикратного действия (рисунок 1.1, *в*) при тех же размерах цилиндра рабочий объем возрастает в 5 раз. В этом случае цилиндр *1* вращается относительно пустотелой оси, а головка поршня обкатывается по пятипрофильной обойме. Проходя каждый профиль, поршень всасывает и вытесняет жидкость в соответствующую секцию пустотелого вала, выполняющего роль распределителя. Поршни бывают дисковые, если длина его меньше диаметра $b < D$ (рисунок 1.1, *б*), плунжерные $b > D$ (рисунок 1.1, *а*, *в*, *г*). Обычно плунжеры используются для высоких давлений, причем они могут быть как сплошными (рисунок 1.1, *в*), так и пустотелыми (рисунок 1.1, *а*, *г*).

По числу цилиндров и их расположению поршневые гидромашин делятся на одно- и многоцилиндровые, с параллельным расположением осей цилиндров в одной плоскости (эксцентриковые насосы), звездообразным расположением осей цилиндров в одной плоскости (радиальные насосы и гидродвигатели) (рисунок 1.2, *а*, *б*, *в*, *г*) и расположением осей цилиндров параллельно их оси вращения (аксиальные насосы и гидродвигатели) (рисунок 1.3, *а*, *б*). Как правило, цилиндры радиальных и аксиальных роторно-поршневых гидромашин изготавливаются в массивных телах вращения, называемых роторами или цилиндрическими блоками.

По конструкции распределителя различают поршневые гидро-

машины с клапанным (рисунок 1.1, а, б, в) и золотниковым (рисунок 1.1, г; рисунок 1.2, а, б, в, г) распределением.

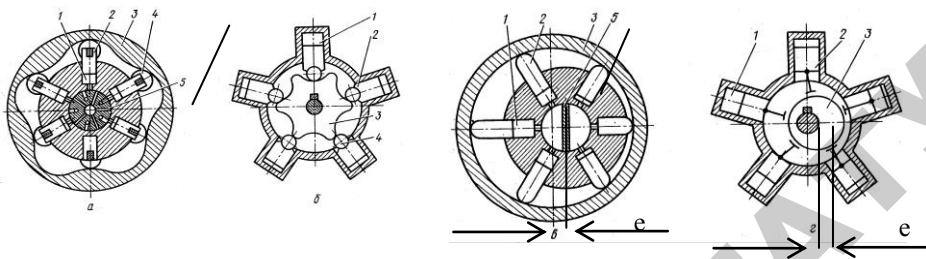


Рисунок 1.2 – Радиально-поршневые гидромашины.

а), б) нерегулируемые; в), г) регулируемые;

1 — плунжер; 2 — цилиндр; 3 — ротор; 4 — ролики;

5 — распределительное устройство

В первом случае клапаны автоматически открываются и закрываются благодаря разности давлений, возникающих в процессе работы насоса. При золотниковом распределении впуск и выпуск жидкости из цилиндра осуществляется только в определенных положениях поршня и золотника.

Поршневые насосы и гидромоторы находят широкое применение в сельскохозяйственных машинах. Одним из главных достоинств радиально-поршневых и аксиально-поршневых насосов является возможность регулирования подачи Q изменением рабочего объема.

Радиально-поршневой насос (рисунок 1.2, а–г) состоит из ротора 3 с цилиндрами 1, плунжеров 2, распределительного устройства 5, роликов 4. Смещение оси ротора относительно оси статора показывает величина, называемая эксцентриситетом e .

У регулируемых радиально-поршневых насосов ход поршня регулируется изменением эксцентриситета e ($L = 2e$, рисунок 1.2, в, г), а у аксиально-поршневых изменением угла β ($L = Dt\text{tg}\beta$) наклона диска (рисунок 1.3, а) или цилиндрического блока (рисунок 1.3, б). Роль распределительного устройства выполняет пустотелый вал с уплотнительной перемычкой, на которой помещен вращающийся ротор. Верхняя часть поршня прижимается к внутренней поверхности обоймы центробежными силами или давлением жидкости, подаваемой в цилиндры подпиточным насосом. Если эксцентриситет $e < 0$ или $e > 0$, то поршни, обкатываясь по обойме, совершают в цилиндрах возвратно-поступательное движение: двигаясь от центра вращения, производят всасывание, к центру — нагнетание. Если

эксцентриситет $e = 0$, то подача жидкости отсутствует. Изменяя величину и знак эксцентриситета, можно менять подачу и направление потока жидкости.

Аксиально-поршневые гидромашины состоят из блока цилиндров 2, распределителя 1, поршней 3, толкателей 7, валов 5 и 6, упорной шайбы 4. Гидромашины с наклонной шайбой (рисунок 1.3, а) регулируемые, более подробно конструкции и принцип работы аксиально-поршневых гидромашин рассматриваются ниже.

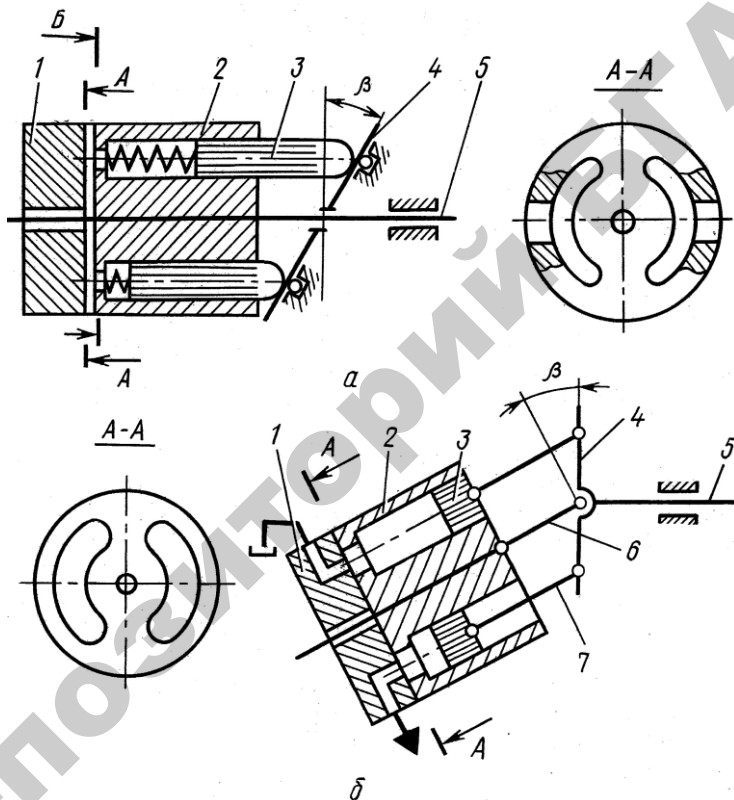


Рисунок 1.3 – Аксиально-поршневые гидромашины:

а — с наклонной шайбой; б — с наклонным блоком; 1 — распределитель; 2 — блок цилиндров; 3 — поршень; 4 — упорная шайба; 5, 6 — вал; 7 — толкатель

Конструкция гидропривода ГСТ–90 и основные параметры, характеризующие его работу

Гидропривод ГСТ–90 (гидростатическая трансмиссия с рабочим объемом 90 см³/об) применяется для передачи мощности от двигателя к ходовым колесам сельскохозяйственных машин с бесступенчатым регулированием скорости движения и силы тяги. ГСТ–90 широко применяются на различных мобильных машинах: комбайнах, погрузчиках, автогрейдерах, экскаваторах, катках, траншеекопателях, тракторах и т. д.

В странах СНГ разработан ряд машин, на которых предусматривается применение ГСТ–90, ГСТ–112 среди них: энергетическое средство свеклоуборочного комбайна КСН–6, зерноуборочный комбайн «Лида–1500», «Дон–1500», кормоуборочные и зерноуборочные комбайны производства Гомсельмаш и другие.

Таблица 1.1 — Техническая характеристика ГСТ–90

Основные технические характеристики аксиально-поршневого гидронасоса	Основные технические характеристики аксиально-поршневого гидромотора	
Давление на выходе из насоса, МПа:	Давление на входе гидромотора, МПа:	
номинальное 21	максимальное 35	
максимальное 35	кратковременное 45	
кратковременное 45	Давление на выходе, МПа:	
Давление на входе, МПа:	минимальное 1,0	
минимальное 1,0	максимальное 1,5	
максимальное 1,5	Номинальный перепад	
Рабочий объем, см ³ /об 89	давления, МПа 21	
Частота вращения, мин ⁻¹ :	Рабочий объем, см ³ /об 89	
номинальная 2100	Частота вращения, мин ⁻¹ :	
максимальная 2900	при номинальном давлении 2590	
минимальная 500	максимальная 2900	
Номинальный расход, л/мин 220	минимальная 25	
Коэффициент подачи, не менее 0,96	Номинальный расход, л/мин 234	
КПД 0,89	Номинальный крутящий момент, Нм 274	
Масса, кг 78	КПД при номинальных параметрах:	
	гидромеханический 0,92	
	полный 0,89	
	Масса, кг 47	

- Применение ГСТ обеспечивает ряд существенных преимуществ:
- бесступенчатое регулирование реверсированием скорости движения и силы тяги во всем диапазоне передачи;
 - широкие возможности по автоматизации управления с обеспечением оптимального режима работы;
 - высокое быстродействие, низкая инерционность;
 - низкая металлоемкость;
 - широкая унификация гидравлического оборудования при простой компоновке на машинах.

Реализация данных преимуществ при эксплуатации машин с ГСТ–90 позволяет, по сравнению с машинами, оснащенными механическими приводами, повысить производительность машин, снизить расход топлива и т. п.

ГСТ–90 состоит из следующих основных узлов.

1. Регулируемый насос высокого давления (входное звено).
2. Нерегулируемый гидромотор (выходное звено).
3. Гидроаппаратура управления.
4. Вспомогательные устройства (фильтры, теплообменники, резервуары, трубы, шпонки и т. п.).

Принцип работы гидропривода ГСТ–90

Гидропривод ГСТ–90 (рисунок 1.4) включает аксиально-плунжерные агрегаты: регулируемый гидронасос с шестеренным насосом подпитки и гидрораспределителем; нерегулируемый гидромотор в сборе с клапанной коробкой, фильтр тонкой очистки с вакуумметром, трубопроводы и шланги, а также бак для рабочей жидкости.

Вал 2 гидронасоса вращается в двух роликовых подшипниках. На шлице вала посажен блок цилиндров 25, в отверстиях которого перемещаются плунжеры. Каждый плунжер сферическим шарниром соединен с пятой, которая упирается на опору, расположенную на наклонной шайбе 1. Шайба соединена с корпусом гидронасоса при помощи двух роликовых подшипников, и благодаря этому может быть изменен наклон шайбы относительно вала насоса. Изменение угла наклона шайбы происходит под действием усилий одного из двух сервоцилиндров 11, поршни которых соединены с шайбой 1 при помощи тяг.

Внутри сервоцилиндров находятся пружины, воздействующие на поршни и устанавливающие шайбу так, чтобы расположенная в ней опора была перпендикулярна к валу. Вместе с блоком цилиндров вращается приставное дно, скользящее по распределителю, закрепленному на задней крышке. Отверстия в распределителе и приставном дне периодически соединяют рабочие камеры блока цилиндров с магистралями, связывающими гидронасос с гидромотором.

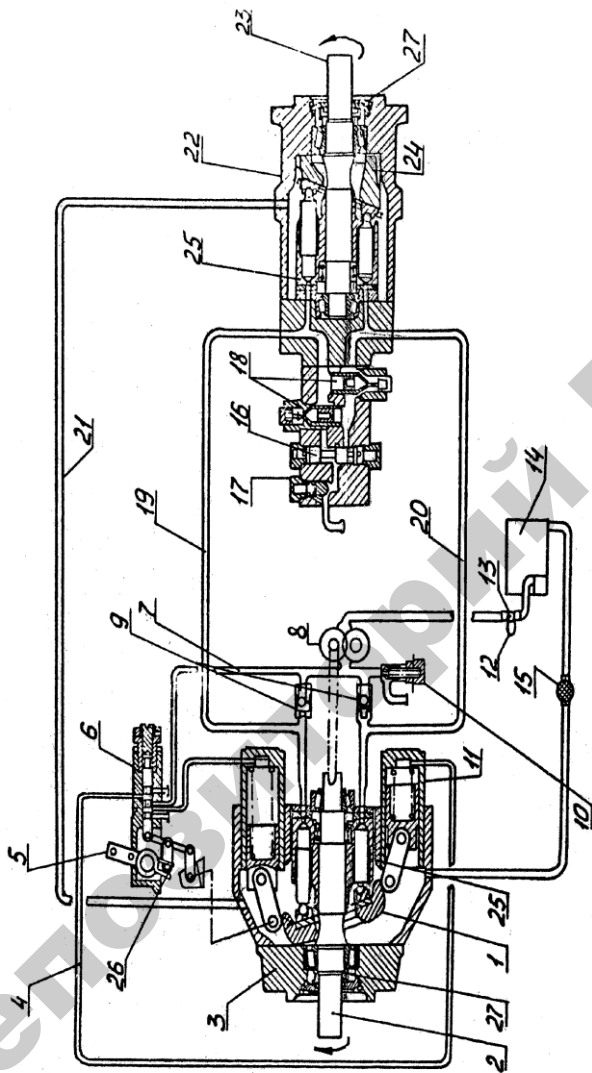


Рисунок 1.4 – Схема гидропривода ГСТ-90:

1 — шайба; 2 — выходной вал насоса; 3 — реверсивный регулируемый насос; 4 — гидролиния управления; 5 — рычаг управления; 6 — золотник управления положением люльки; 7 — гидролиния низкого давления; 8 — насос подпитки; 9 — обратный клапан; 10 — предохранительный клапан системы подпитки; 11 — сервоцилиндр; 12 — фильтр; 13 — вакуумметр; 14 — гидробак; 15 — теплообменник; 16 — золотник; 17 — переливной клапан; 18 — главный предохранительный клапан высокого давления; 19 — гидролиния низкого давления; 20 — гидролиния высокого давления; 21 — дренажная гидролиния; 22 — нерегулируемый мотор; 23 — выходной вал гидромотора; 24 — наклонная шайба гидромотора; 25 — блок цилиндров; 26 — тяга связи; 27 — торцевое уплотнение

Сферические шарниры плунжеров и скользящие по опоре пяты смазываются под давлением рабочей жидкостью.

Внутренняя плоскость каждого агрегата заполнена рабочей жидкостью и является масляной ванной для работающих в ней механизмов. В эту полость поступают и утечки из сопряжений гидроагрегата.

К задней торцевой поверхности гидронасоса крепятся насос подпитки 8 шестеренного типа, вал которого соединен с валом гидронасоса.

Насос подпитки всасывает рабочую жидкость из бака 14 и подает ее:
– в гидронасос через один из обратных клапанов;
– в систему управления через гидрораспределитель в количествах, ограниченных жиклером.

На корпусе насоса подпитки 8 расположен предохранительный клапан 10, который открывается при повышении давления, развиваемого насосом.

Гидрораспределитель 6 служит для распределения потока жидкости в системе управления, то есть для направления ее к одному из двух сервоцилиндров, в зависимости от изменения положения рычага 5 или запираания жидкости в сервоцилиндре.

Гидрораспределитель состоит из корпуса, золотника с возвратной пружиной, расположенной в стакане, рычага управления с пружиной кручения, а также рычага 5 и двух тяг 26, которые связывают золотник с рычагом управления и наклонной шайбой.

Устройство гидромотора 22 аналогично устройству насоса. Основные отличия заключаются в следующем: пяты плунжеров при вращении вала скользят по наклонной шайбе 24, имеющей постоянный угол наклона, а поэтому механизм ее поворота с гидрораспределителем отсутствует; вместо насоса подпитки к задней торцевой поверхности гидромотора крепится клапанная коробка. Гидронасос с гидромотором связаны с двумя трубопроводами (магистралями «гидронасос-гидромотор»). По одной из магистралей поток рабочей жидкости под высоким давлением движется от гидронасоса к гидромотору, по другой — под низким давлением возвращается обратно.

В корпусе клапанной коробки находятся два клапана высокого давления, переливной клапан 17 и золотник 16.

Система подпитки включает насос подпитки 8, а также обратные 9, предохранительный 10 и переливной клапаны.

Система подпитки предназначена для снабжения рабочей жидкостью системы управления, обеспечения минимального давления в магистралях «гидронасос-гидромотор», компенсации утечек в

гидронасосе и гидромоторе, постоянного перемешивания рабочей жидкости, циркулирующей в гидронасосе и гидромоторе, с жидкостью в баке, отвода от деталей тепла.

Клапаны высокого давления 18 предохраняют гидропривод: от перегрузок, перепуская рабочую жидкость из магистрали высокого давления в магистраль низкого давления. Так как магистралей две и каждая из них в процессе работы может быть магистралью высокого давления, то и клапанов высокого давления тоже два. Переливной клапан 17 должен выпускать излишки рабочей жидкости из магистрали низкого давления, куда она постоянно подается насосом подпитки.

Золотник 16 в клапанной коробке подключает переливной клапан к той магистрали «гидронасос-гидромотор», в которой давление будет меньше.

При срабатывании клапанов системы подпитки (предохранительного и переливного) вытекающая рабочая жидкость попадает во внутреннюю полость агрегатов, где, смешавшись с утечками, по дренажным трубопроводам поступает в теплообменник 15 и далее в бак 14. Благодаря дренажному устройству, рабочая жидкость отводит тепло от трущихся деталей гидроагрегатов. Специальное торцевое уплотнение вала предотвращает вытекание рабочей жидкости из внутренней полости агрегата. Бак служит резервуаром для рабочей жидкости, имеет внутри перегородку, разделяющую его на сливную и всасывающую полости, снабжен указателем уровня.

Фильтр тонкой очистки 12 с вакуумметром задерживает посторонние частицы. Фильтрующий элемент выполнен из нетканого материала. О степени загрязненности фильтра судят по показаниям вакуумметра.

Двигатель вращает вал гидронасоса, а, следовательно, связанные с ним блок цилиндров и вал насоса подпитки. Насос подпитки всасывает рабочую жидкость из бака через фильтр и подает ее в гидронасос.

При отсутствии давления в сервоцилиндрах пружины, расположенные в них, устанавливают шайбу так, чтобы плоскость находящейся в ней опоры (шайбы) была перпендикулярна к оси вала. В этом случае при вращении блока цилиндров пяты плунжеров будут скользить по опоре, не вызывая осевого перемещения плунжеров, и гидронасос не будет посылать рабочую жидкость в гидромотор.

От регулируемого гидронасоса в процессе работы можно получить различный объем жидкости (подачу), подаваемый за один оборот. Для изменения подачи гидронасоса необходимо повернуть ры-

чаг гидрораспределителя, который кинематически связан с шайбой и золотником. Последний, переместившись, направит рабочую жидкость, поступающую от насоса подпитки в систему управления, в один из сервоцилиндров, а второй сервоцилиндр соединится с полостью слива. Оказывающийся под действием давления рабочей жидкости поршень первого сервоцилиндра начнет движение, поворачивая шайбу, перемещая поршень во втором сервоцилиндре и сжимая пружину. Шайба, поворачиваясь в положение, заданное рычагом гидрораспределителя, будет перемещать золотник, пока не возвратит его в нейтральное положение (при этом положении выход рабочей жидкости из сервоцилиндров закрыт поясками золотника).

При вращении блока цилиндров пяты, скользя по наклонной опоре, вызовут перемещение плунжеров в осевом направлении, и вследствие этого произойдет изменение объема камер, образованными отверстиями в блоке цилиндров и плунжерами. Причем половина камер будет увеличивать свой объем, другая половина — уменьшать. Благодаря отверстиям в приставном дне и распределителе эти камеры поочередно соединяются с магистралями «гидронасос-гидромотор».

В камере, увеличивающей свой объем, рабочая жидкость поступает из магистрали низкого давления, куда подается насосом подпитки через один из обратных клапанов. Вращающимся блоком цилиндров рабочая жидкость, находящаяся в камерах, переносится к другой магистрали и вытесняется в нее плунжерами, создавая высокое давление. По этой магистрали жидкость попадает в рабочие камеры гидромотора, где ее давление передается на торцевые поверхности плунжеров, вызывая их перемещение в осевом направлении и, благодаря взаимодействию пят плунжеров с наклонной шайбой, заставляет блок цилиндров вращаться. Пройдя рабочие камеры гидромотора, рабочая жидкость выйдет в магистраль низкого давления, по которой часть ее возвратится к гидронасосу, а излишки через золотник и переливной клапан вытекут во внутреннюю полость гидромотора. При перегрузке гидропривода высокое давление в магистрали «гидронасос-гидромотор» может возрастать до тех пор, пока не откроется клапан высокого давления, который перепустит рабочую жидкость из магистрали высокого давления в магистраль низкого давления, минуя гидромотор.

Объемный гидропривод ГСТ–90 позволяет бесступенчато изменить передаточное отношение: на каждый оборот вала гидромотор потребляет 89 см^3 рабочей жидкости (без учета утечек). Такое количество рабочей жидкости гидронасос может выдать за один или не-

сколько, оборотов своего приводного вала в зависимости от угла наклона шайбы. Следовательно, меняя подачу гидронасоса, можно изменить скорость движения машин.

Для изменения направления движения машины достаточно наклонить шайбу в противоположную сторону. Реверсивный гидронасос при том же вращении его вала изменит направление потока рабочей жидкости в магистралях "гидронасос-гидромотор" на обратное (то есть магистраль низкого давления станет магистралью высокого давления, а магистраль высокого давления — магистралью низкого). Следовательно, для изменения направления движения машины необходимо рычаг гидрораспределителя повернуть в противоположную сторону (от нейтрального положения). Если же снять усилие с рычага гидрораспределителя, то шайба под действием пружин возвратится в нейтральное положение, при котором плоскость находящейся в ней опоры станет перпендикулярной к оси вала. Плунжеры не будут перемещаться в осевом направлении. Подача рабочей жидкости прекратится. Самоходная машина остановится. В магистралях «гидронасос-гидромотор» давление станет одинаковым.

Золотник в клапанной коробке под действием центрирующих пружин займет нейтральное положение, при котором переливной клапан не будет подключен ни к одной из магистралей. Вся жидкость, подаваемая насосом подпитки, через предохранительный клапан будет стекать во внутреннюю полость гидронасоса. При равномерном движении самоходной машины в гидронасосе и гидромоторе необходимо только компенсировать утечки, поэтому значительная часть рабочей жидкости, подаваемая насосом подпитки, окажется лишней, и ее надо будет выпускать через клапаны. Чтобы излишки этой жидкости использовать для отвода тепла, через клапаны выпускают нагретую, прошедшую гидромотор жидкость, а охлажденную — из бака. С этой целью переливной клапан системы подпитки, расположенный в клапанной коробке на гидромоторе, настроен на несколько меньшее давление, чем предохранительный на корпусе насоса подпитки. Благодаря этому при превышении давления в системе подпитки откроется переливной клапан и выпустит нагретую жидкость, вышедшую из гидромотора. Далее жидкость из клапана попадает во внутреннюю полость агрегата, откуда по дренажным трубопроводам через теплообменник направляется в бак.

Расчетные зависимости гидропривода ГСТ–90

ГСТ–90 относится к гидроприводам с объемным регулированием скорости исполнительного рабочего органа. Рассмотрим изменение основных технических показателей ГСТ при регулировании. Рабочий объем аксиально-поршневого насоса q_n определяется значением объема рабочих камер, вызванного перемещением поршней по поверхности наклонной шайбы из одного крайнего положения в другое за один оборот вала:

$$q_{n(m)} = \frac{\pi d^2}{4} h z, \quad (1.1)$$

где d — диаметр поршня (плунжера);

h — ход поршня (плунжера);

z — число поршней.

Ход поршня:

$$h = D \operatorname{tg} \beta, \quad (1.2)$$

где D — диаметр окружности блока, на котором расположены оси цилиндров;

β — угол наклона шайбы.

Средняя теоретическая и действительная подачи насоса определяются по формулам:

$$Q_{н.т} = q_n n_n, \quad (1.3)$$

$$Q_{н.д} = q_n n_n \eta_o, \quad (1.4)$$

где q_n — рабочий объем насоса;

n_n — частота вращения вала насоса;

η_o — объемный КПД.

При отсутствии утечек подача насоса Q_n будет равной расходу гидромотора Q_m .

Имея в виду, что $Q_{н.т} = q_n n_n$ и $Q_{м.т} = q_m n_m$, получим:

$$n_m = n_n \frac{q_n}{q_m}. \quad (1.5)$$

Характеристики гидропривода при регулировании удобно представить в зависимости от параметра регулирования, в нашем случае β — угла наклона шайбы. Характеристики гидропривода меняются

по линейному закону от нуля (при $\beta = 0$) до максимума (при $\beta = 30^\circ$).

Момент на валу насоса и гидромотора при постоянном n_H и изменении q_H насоса будет изменяться по линейному закону:

$$M_{н.д(м.д)} = \frac{\Delta p_{н(м)} q_{н(м)}}{2\pi} \eta_{о н(м)} \eta_{м н(м)}, \quad (1.6)$$

где $\Delta p_{н(м)}$ — перепад давления;

η_o — объемный КПД;

η_m — механический КПД.

Мощность насоса и гидромотора:

$$N_{н.д(м.д)} = \Delta p_{н(м)} n_{н(м)} q_{н(м)} \eta_{о н(м)} \eta_{м н(м)}. \quad (1.7)$$

Изучение характеристик и параметров поршневых гидромашин

1. Ознакомиться с лабораторной установкой (рисунок 1.5), с применяемыми приборами, изучить систему догрузки вала гидромотора.

2. На испытательном стенде провести испытания ГСТ–90 и построить характеристики.

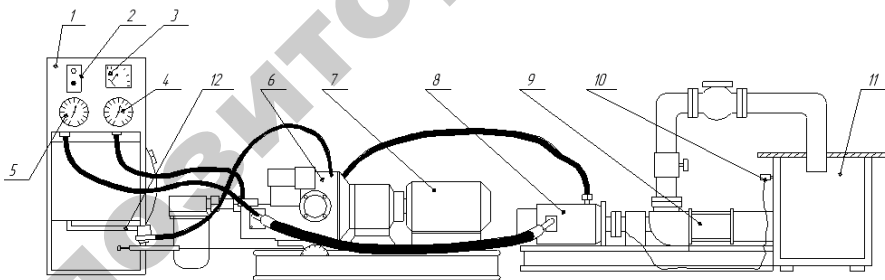


Рисунок 1.5 – Схема испытательного стенда:

1 – пульт управления; 2 – пусковая кнопка; 3 – ваттметр; 4 – манометр силовой магистрали; 5 – манометр напорной магистрали; 6 – насос НП-90; 7 – электродвигатель; 8 – гидромотор; 9 – винтовой насос; 10 – устройство для снятия оборотов вала гидромотора; 11 – бак с водой; 12 – механизм регулирования подачи насоса НП-90.

3. При учебном мастере запустить установку.

4. Убедившись, что режим установился (показания приборов не изменяются), произвести измерения давления p_n и $p_{сл}$, оборотов вала гидромотора n_m , потребляемой мощности N на привод вала гидронасоса НП–90.

5. Произвести аналогичные измерения при положении рычага управления 1, 2, 3, 4 полностью используя диапазон установки. Данные измерения записать в таблицу 1.2. Учитывая то, что по техническим условиям эксплуатации обороты вала насоса должны оставаться постоянными, их величина измерена заранее и приведена в таблице 1.2.

6. Определить действительный расход жидкости на гидромоторе:

$$Q_m = q_m n_m,$$

где n_m — обороты вала гидромотора, мин^{-1}

q_m — рабочий объем гидромотора (определяется по техническим параметрам, $q_m = 89 \text{ см}^3/\text{об}$).

7. Определить подачу насоса НП–90:

$$Q_n = \frac{Q_m}{\eta_o \eta_m},$$

где η_m — механический КПД, $\eta_m = 1$;

η_o — объемный КПД, $\eta_o = 0,92$.

8. Определить крутящий момент на валу гидромотора и насоса:

$$M_m = \frac{\Delta p q_m}{2\pi} \eta_m \eta_o,$$

$$\Delta p = p_n - p_{сл}.$$

9. Определить мощность на валу гидромотора:

$$N_m = \Delta p n_m q_m \eta_o \eta_m.$$

10. Измерив мощность N , потребляемую электродвигателем, приводящим в действие насос НП–90 по графику на стенде определить мощность на валу гидронасоса НП–90 N_n :

$$N_n = N_{эл} \eta_{эл.д} \eta_{эл.д}.$$

11. Определить КПД гидропередачи:

$$\eta_{г.п} = \frac{N_M}{N_H}$$

12. Результаты расчетов занести в таблицу 1.2 и построить зависимости M_M ; N_M ; n_M ; $\eta_{г.п}$ от средней подачи насоса Q .

Таблица 1.2 — Результаты испытания ГСТ–90

Положение рычага управления	n_H , мин ⁻¹	n_M	p_H	$p_{сл}$	Q_H	Q_M	M_M	N_H	N_M	$\eta_{г.п}$
1	1500									
2	1500									
3	1500									
4	1500									
5	1500									

Лабораторная работа № 2

«Изучение конструкций и исследование характеристик шестеренных, роторно-пластинчатых и планетарных гидромашин»

Цель: приобрести знания по устройству и умения по расчету и испытанию названных гидромашин.

Задание:

- 1) самостоятельно изучить теоретические разделы по данной теме;
- 2) ознакомиться с конструкцией и принципом работы шестеренных, роторно-пластинчатых и планетарных гидромашин;
- 3) определить производительность насоса при номинальной частоте вращения. Необходимые параметры измерить штангенциркулем;
- 4) определить подачу насоса, а затем производительность при номинальной частоте вращения;
- 5) зарисовать схемы трех разновидностей гидромашин.

Шестеренные гидромашинны

В гидравлических системах тракторов и сельскохозяйственных машин наибольшее распространение получили роторные шестеренные насосы и гидромоторы с внешним зацеплением.

Шестеренные гидромашинны просты по конструкции и имеют постоянный расход.

На рисунке 2.1, *a* показана конструктивная схема шестеренного насоса с наружным зацеплением. В корпусе 2 размещены ведомая 1 и ведущая 3 шестерни, имеются всасывающая 4 и нагнетательная *B* полости. Рабочая камера образуется ротором (ведущей шестерни 3 с валом 4 и ведомой шестерней 1) и статором (корпусом 2 с боковыми крышками). Шестерни установлены в корпусе с высокой точностью и при их вращении у входа за счет разрежения впадины наполняются рабочей жидкостью. При вращении шестерни жидкость перемещается вместе с зубьями и, у выхода при входе зубьев в зацепление, выталкивается жидкость в нагнетательную магистраль. Насос подает жидкость под высоким давлением (до 20...50 МПа), поэтому, для исключения потерь расхода, применяют специальные уплотнения — втулки, установленные на оси шестерен. В зависимости от номинального рабочего давления и объема все шестеренные насосы разделены на 4 группы.

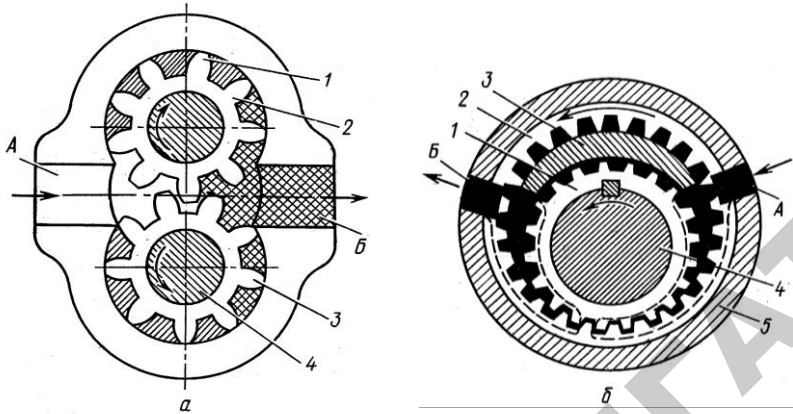


Рисунок 2.1 – Схема шестеренных гидромашин:

a — с наружным зацеплением: 1 — ведомая шестерня; 2 — корпус; 3 — ведущая шестерня; 4 — вал; *A* и *B* — всасывающая и нагнетательная полости; *б* — с внутренним зацеплением: 1 — внутренняя шестерня; 2 — подвижная шестерня; 3 — разделитель; 4 — вал; 5 — корпус; *A* и *B* — всасывающая и нагнетательная полости

В шестеренных насосах с внутренним зацеплением в корпусе 5 (рисунок 2.1, *б*) установлена подвижная шестерня 2 с внутренними зубьями, а на валу 4 закреплена шестерня 1 меньшего диаметра с наружными зубьями. Внутренняя шестерня 1 смещена относительно оси симметрии и входит в зацепление с зубьями шестерни 2. В пространстве между выступами зубьев наружной и внутренней шестерен находится разделитель 3. Рабочая камера образуется пространством между зубьями наружной и внутренней шестерен, разделителем 3 и боковыми крышками.

В процессе работы обе шестерни вращаются в одном направлении жидкость из всасывающей полости *A* заполняет пространство между зубьями и закрывается корпусом и разделителем при дальнейшем вращении шестерен, транспортируется к нагнетательной полости *B*. В точке сцепления шестерен жидкость выдавливается и поступает под давлением к исполнительным рабочим элементам. При выходе шестерен из зацепления создается вакуум и происходит всасывание жидкости.

При подводе рабочей жидкости под высоким давлением эти гидромашинны способны работать в режиме гидромотора.

Рабочий объем шестеренного насоса зависит от геометрии зубчатого зацепления и может быть определен по формуле:

$$q_n = 2\pi m^2 z b, \quad (2.1)$$

где m — модуль зацепления;

z — число зубьев;

b — ширина шестерни.

Удельный расход жидкости:

$$q_o = \eta \pi m^2 z b, \quad (2.2)$$

и среднее значение расхода жидкости:

$$Q = 30 \eta_o m^2 z b n. \quad (2.3)$$

Крутящий момент на валу насоса определяется по формуле:

$$M_n = m^2 z b (p_n - p_o) = (R - r)^2 z b \Delta p. \quad (2.4)$$

Выпускаемые промышленностью шестеренные гидромашины, гидромоторы (ГМШ) и насосы (НШ) с рабочим объемом 6,3, 10, 32, 50, 70, 100, 250, 400 см³/об, рассчитаны на рабочее давление 14...20 МПа с ресурсом 6000 моточасов.

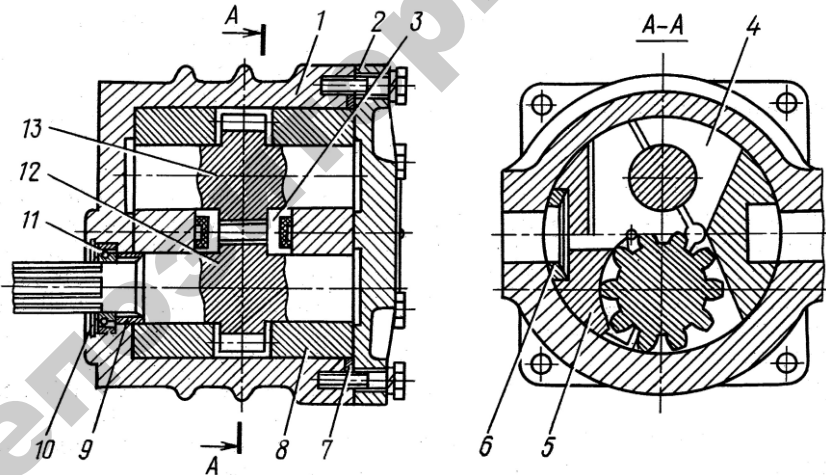


Рисунок 2.2 – Шестеренный насос НШ-50:

1 — корпус; 2 — крышка; 3 — торцевое уплотнение; 4 — подшипник; 5 — уплотнение;

6, 10 — манжеты; 7 — кольцо; 8 — подшипниковый блок; 9 — распорное кольцо;

11 — запорное кольцо; 12 — ведущая шестерня; 13 — ведомая шестерня

В сельскохозяйственных машинах устанавливаются гидромашины четвертого исполнения с рабочим давлением 20...25 МПа, увеличенным ресурсом до 8000...10000 моточасов, которые обеспечивают работоспособность на всесезонных рабочих жидкостях. Насос состоит из корпуса 1 (рисунок 2.2.), крышки 2, ведущей 12 и ведомой 13 шестерен с опорными цапфами. Герметизация зоны высокого давления осуществляется торцевыми уплотнениями 3, а со стороны вершин зубьев уплотнением 5. Подшипниковый блок 8, состоящий из подшипников 4, служит зоной замыкания высокого давления. Вокруг выходного отверстия насоса расположена компенсационная камера, уплотненная эластичной манжетой 6. Между крышкой и корпусом установлено уплотнительное кольцо 7. На ведущем валу насоса имеются распорное 9 и запорное 11 кольца, а также манжета 10. Жидкость из зоны высокого давления по сверлениям и проточкам поступает в зону низкого давления, омывая цапфы, тем самым, охлаждая и смазывая их поверхности. Корпусные детали насосов изготавливают из алюминиевых сплавов. Шестерни выполняются из стали 20Х (18ХГТ, 12ХНЗА и др.) с цементацией на глубину 0,5...0,9 мм и закалкой до твердости НRC 56–62.

Планетарные (героторные) гидромашины

Рабочие органы сельскохозяйственных машин работают в диапазоне частоты вращения $0,1 \dots 15 \text{ с}^{-1}$ с различными моментами сопротивления. Для их привода используют гидромоторы героторного типа (рисунок 2.3 а, б). Качающий узел этих гидромашин представляет собой шестеренную пару внутреннего эпитрохоидного зацепления с профилем зубьев внутренней шестерни (ротора) 1 и круговыми зубьями охватывающей кольцевой шестерни (статора) 2. Статор имеет на один зуб больше, чем ротор. Зубья шестерен находятся в непрерывно взаимном контакте и образуют ряд замкнутых рабочих камер без каких-либо дополнительных разделительных элементов, что позволяет осуществить планетарное движение одной из шестерен с передачей движения на выходной вал.

Для исключения скольжения зубьев ротора по поверхности статора и улучшения технологии изготовления гидромашин вместо зубьев статора используют ролики (рисунок 2.3, б). При вращении ротора объем рабочих камер левой и правой сторон гидромашин постепенно изменяется. После поворота ротора на 25° распределитель переключает камеры нагнетания I, II, IV (рисунок 2.3) и всасывания (слива) У, УI, УП.

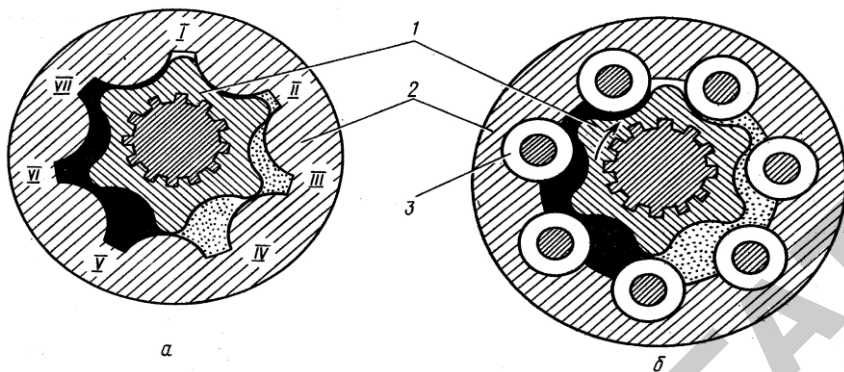


Рисунок 2.3 – Схемы планетарных гидромашин с зубчатым (а) и с роликовым (б) статорами:
 1 — ротор; 2 — статор; 3 — ролик

Распределитель расположен на валу статора и имеет по шесть сливных (всасывающих) и нагнетательных каналов. Таким образом, одна впадина статора (седьмая) в процессе работы разобщена с линиями нагнетания слива; она находится при положении зуба внутри ротора *I*. При повороте вала на один оборот происходит переключение каналов по следующему циклу: I IV VII VI II V I. Следовательно, за один оборот ротора у гидромашин происходит шесть рабочих циклов при семи циклах распределителя.

За один оборот вала при шести циклах и ширине *b* шестерни, удельный расход жидкости:

$$q = 7,7k_0 b. \quad (2.5)$$

Секундный расход жидкости:

$$Q = 2eb\omega\pi D_e \frac{z_2}{z_1}, \quad (2.6)$$

где *e* — высота зуба;

ω — угловая скорость;

D_e — диаметр делительной окружности зацепления;

z₁ и *z₂* — число зубьев соответственно ротора и статора.

Насос-дозатор обеспечивает подачу рабочей жидкости в полости гидроцилиндра управляемых колес пропорционально повороту рулевого колеса.

В корпусе 11 (рисунок 2.4) установлен вал 13, хвостовик которого соединен через карданную передачу с рулевым колесом. Вал, вращающийся на игольчатом 14 и упорном 12 подшипниках, при помощи штифтов 1 связан с вращающимся распределителем 3. Основные рабочие элементы насоса — обойма (статор) 6 с роликами 9 и сателлит (ротор) 8, ролики и сателлит установлены между пластиной 10 и крышкой 4 и закреплены болтами 5. Толщина обоймы больше толщины роликов и сателлитов, поэтому в процессе работы ролики и сателлит вращаются без заедания. Приводной вал связан с сателлитом при помощи карданного вала 2 и штифтов 7. Распределитель 3 имеет овальные отверстия, которые соединяются с центральным каналом, и пазы, сообщаемые с расточкой в корпусе при помощи промежуточного концентричного канала.

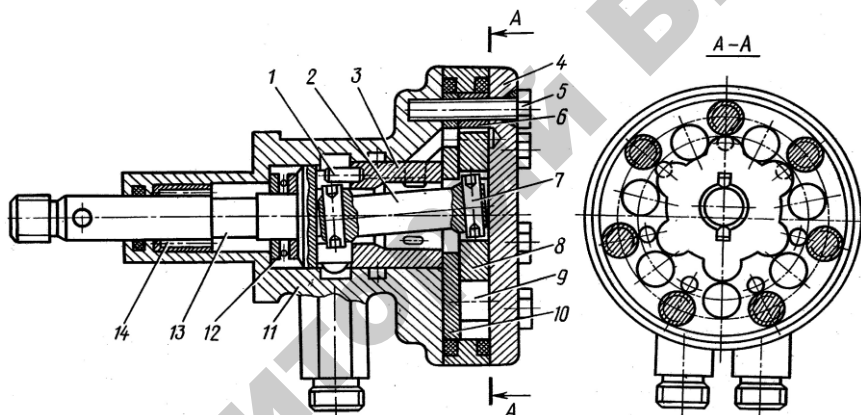


Рисунок 2.4 – Насос-дозатор рулевого управления:

1, 7 — штифты; 2 — карданный вал; 3 — распределитель;
 4 — крышка; 5 — болт; 6 — обойма; 8 — сателлит; 9 — ролик;
 10 — пластина; 11 — корпус; 12, 14 — подшипники; 13 — вал

Конструкция гидромотора с планетарным поступательным движением кольцевой шестерни и простым вращательным движением ротора, установленного соосно на центрально расположенном выходном валу гидромотора, показана на рисунке 2.5.

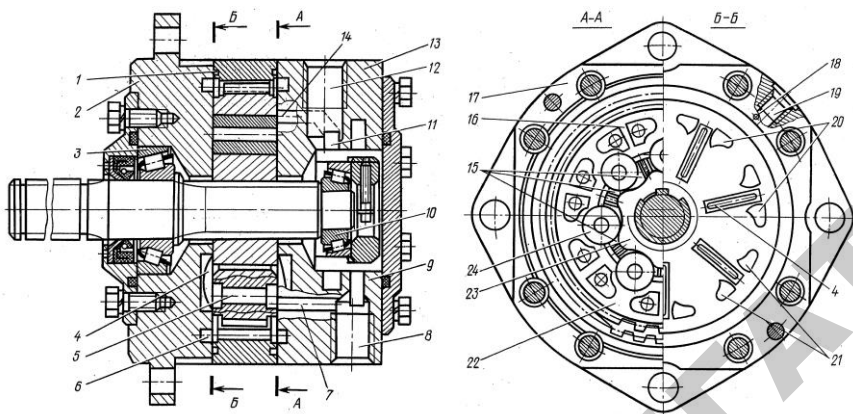


Рисунок 2.5 – Планетарный гидромотор:

1 — уплотнитель; 2 — передняя крышка; 3, 10 — подшипники; 4, 5, 7, 14 — каналы; 6 — расточка; 8, 12 — магистрали; 9, 11 — кольцевые камеры; 13 — задняя крышка; 15 — рабочая камера; 16 — шестерня; 17 — кольцо; 18 — фиксатор; 19 — дренажный канат; 20, 21 — фигурные окна; 22 — шестерня; 23 — ротор; 24 — ролик

Качающий узел гидромоторов серии ПМТ состоит из находящегося во взаимном зацеплении ротора 23 с эпитрохоидным профилем зубьев и кольцевой шестерни 22 с внутренним зубчатым венцом, выполненным в виде вставных цилиндрических роликов 24. Число зубьев ротора и кольцевой шестерни, определяющее кратность гидромотора, выбрано соответственно равными шести и семи. Центральное расположенный ротор связан посредством стандартного соединения с валом, вращающимся в двух радиально-упорных роликовых подшипниках 3 и 10, способных воспринимать внешние радиальную и осевую нагрузки на вал. Эти подшипники установлены соответственно в передней 2 и задней 13 крышках, являющихся одновременно торцевыми замыкателями рабочих камер 15.

Кольцевая шестерня 22 имеет также наружный зубчатый венец, находящийся в зацеплении с неподвижным зубчатым кольцом, число внутренних зубьев которого равно числу наружных зубьев кольцевой шестерни. Такое зацепление при постоянном смещении оси кольцевой шестерни относительно оси гидромотора и кольца на величину эксцентриситета допускает планетарное поступательное движение кольцевой шестерни, при котором каждая ее точка движется по окружности с радиусом, равным эксцентриситету.

Неподвижное кольцо 17 с крышками выполняет роль корпуса, для уменьшения износа кольцевой шестерни предусмотрена расточка 6 под масляную ванну, а герметичность достигается установкой уплотнителей 1. Положение крышек с распределителем относительно ротора должно быть строго определенным. Это достигается установкой фиксаторов 18. В задней 13 и передней 2 крышках на прилегающих к ротору поверхностях и поверхности шестерни 16 выполнены семь прямоугольных каналов 4 и фигурные окна 20, через которые подводится и отводится рабочая жидкость. Утечки жидкости отводятся через дренажный канал 19.

Рабочая жидкость поступает в одну из магистралей 8 или 12 и далее по кольцевой камере 9 или 11 через каналы 7 или 14 и 5 в рабочие камеры по одну сторону от плоскости симметрии. Таким образом, создается одностороннее давление на ротор, вследствие чего он перемещается и совершает планетарное движение. Из камер, расположенных с противоположной плоскости симметрии, жидкость вытесняется зубьями ротора и по соответствующим каналам и кольцевой камере идет на слив.

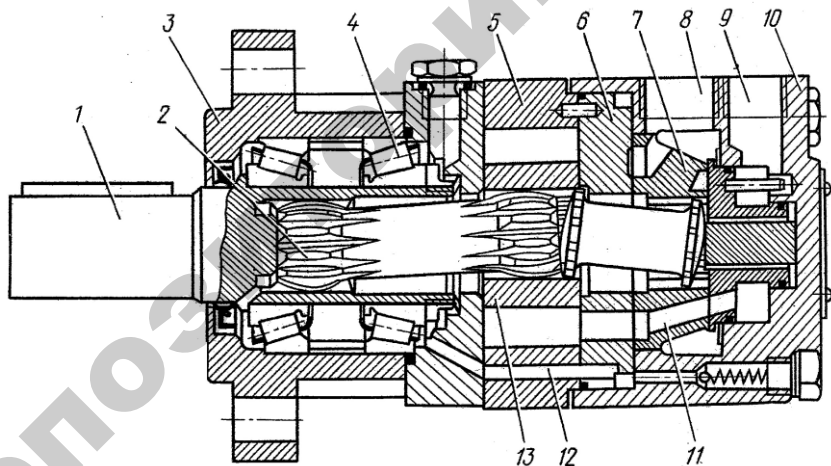


Рисунок 2.6 – Планетарный гидромотор МГП-90:

- 1 — выходной вал; 2 — карданно-шлицевой вал; 3 — передняя крышка;
 4 — подшипник; 5 — статор; 6 — пластина; 7 — распределитель;
 8, 9 — штуцера; 10 — крышка; 11 — канал;
 12 — дренажный канал; 13 — ротор

Гидромоторы серии МГП состоят из неподвижного статора 5 (рисунок 2.6.) с внутренним зацеплением, подвижного ротора 13, у которого число зубьев на один меньше, чем у статора. Крутящий момент передается через выходной вал 1, который имеет дополнительный карданно-шлицевой вал 2, связанный с ротором, и карданный вал привода синхронного по скорости и фазе привода распределителя 7. Вал вращается в двух радиально-упорных подшипниках 4, установленных в передней крышке 3. В пластине 6 выполнен ряд сверлений, через которые поступает жидкость из соответствующих каналов 11 распределителя 7. Гидромотор реверсируют изменением направления потока, жидкости к штуцерам 8, 9 в его передней крышке. Утечки жидкости через дренажный канал 12 (допускается превышение давления по 1 МПа) отводятся в гидролинию слива. Если сравнить по металлоемкости различные гидромашины, то можно заметить, что существенно меньшую металлоемкость имеют героторные гидромашины типа МГП, что особенно важно для мобильных сельскохозяйственных машин.

Роторно-пластинчатые насосы и гидромоторы

В пластинчатых гидромашинах рабочие камеры образуются поверхностями ротора, статора, двух смежных пластин и боковых крышек. Пластинчатый насос состоит из вала, статора 5 (рисунок 2.7) и ротора 4, в пазах которого расположены пластины 2. Ротор расположен эксцентрично по отношению к статору. На боковых крышках имеются два окна: всасывающее и нагнетательное 3.

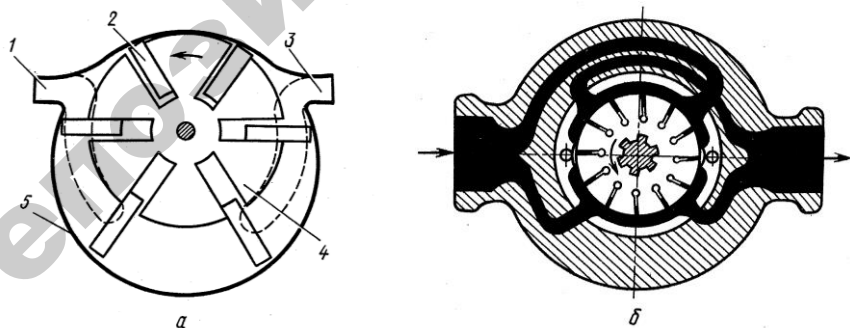


Рисунок 2.7 – Пластинчатые насосы однократного (а) и двукратного (б) действия:
 1 — всасывающее окно; 2 — пластина; 3 — нагнетательное окно;
 4 — ротор; 5 — статор

При вращении ротора под действием центробежной силы или пружины пластины прижимаются к стенке корпуса и совершают сложное движение: вращаются вместе с ротором и совершают возвратно-поступательное движение в пазах. Правые рабочие камеры сообщены с нагнетательными, а левые рабочие камеры — с всасывающими окнами. Вследствие вращения за счет вакуума, создавшегося в левой камере, жидкость всасывается, перемещается в замкнутом объеме и под давлением нагнетается в правое окно.

У пластинчатого насоса двукратного действия (рисунок 2.7, б) внутреннее пространство выполнено в виде эллипса и разделено на две всасывающие и две нагнетательные камеры, лопастные гидромашинки могут быть одностороннего действия или реверсивные. Рабочая жидкость поступает в рабочие камеры и отводится из них через распределительные окна, которые совпадают с переходными участками профиля статора. Зона нагнетания от зоны всасывания (слива) перекрывается самими лопатками. При номинальной работе гидромашинки ее лопатки должны быть постоянно прижаты к профилю статора.

Пластинчатые насосы и гидромоторы могут обеспечивать высокую мощность (до 85 кВт) и работать при давлении до 18 МПа с частотой вращения вала ротора до 30 с^{-1} , поэтому в будущем они найдут широкое применение и в сельскохозяйственных машинах.

Подача пластинчатого насоса зависит от расстояния, на которое перемещаются лопатки в пазах, толщины и числа этих лопаток, ширины ротора и частоты его вращения.

Объем рабочей жидкости, подаваемый лопаткой за один оборот ротора, для насоса составит:

$$q_o = \eta_o b (R^2 - r^2 \pi - zh(R - r)), \quad (2.7)$$

где η_o — объемный КПД;

b — ширина ротора;

r — радиус ротора;

z — число лопаток;

h — толщина пластины.

На рисунке 2.8. показана конструкция пластинчатого гидромотора, выпускаемого промышленностью. На валу 4 установлен вращающийся в шарикоподшипниках 6 на шлицах ротор 21 с пластинами 2. Статор 3, скрепленный в корпусе 25 между передним диском 22 и задним распределительным диском 16, уплотнен при помощи резинового кольца 9.

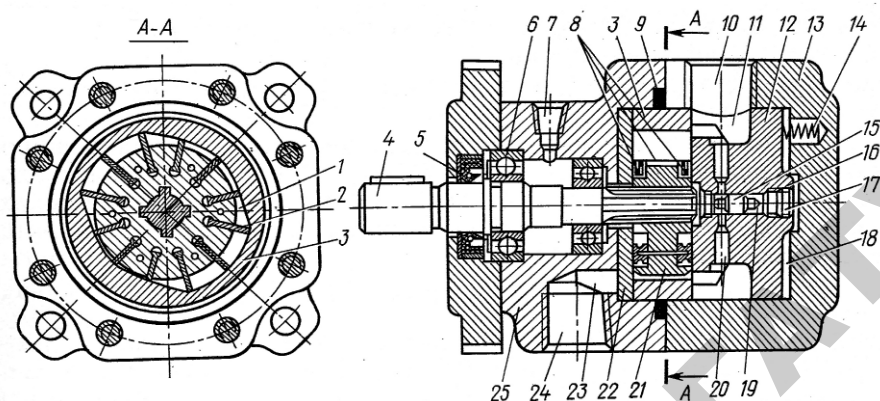


Рисунок 2.8 – Пластинчатый гидромотор:

1 — окно; 2 — пластина; 3 — статор; 4 — вал; 5 — манжета; 6 — шарикоподшипник; 7 — дренажное отверстие; 8 — полости высокого давления; 9, 12 — кольца; 10 — окно; 11 — полость всасывания; 13 — крышка; 14 — пружина; 15 — золотник; 16 — распределительный диск; 17 — пробка; 18, 19 — полости; 20 — соединительный канал; 21 — ротор; 22 — диск; 23 — кольцевой канал; 24 — выходное отверстие; 25 — корпус

В крышке 13 установлен неподвижный распределительный диск 16 с золотником 15. Полость золотника 19 отделена пробкой 17 от полости 18. Распределительный диск постоянно поджат к ротору пружинами 14 и давлением жидкости со стороны полости 18. Рабочая жидкость через окно 10 и канал 20, полости 11 и окна 1 проходит в межлопаточные камеры, часть ее поступает под лопатки в полости 8 и прижимает их к профилю статора. Герметичность достигается установкой манжет 5, а вытекающая жидкость через дренажное отверстие 7 возвращается в резервуар. После теснения рабочая жидкость через кольцевой канал 23 и выходное отверстие 24 поступает в гидролинию слива.

Испытание насоса

Для испытания насоса переменной производительности предназначен стенд (рисунок 2.9), который состоит из электродвигателя 1 с переменной частотой вращения, соединенный с испытываемым гидронасосом 2, реостата 3 для изменения частоты вращения электродвигателя, а следовательно, и насоса, вольтметра 4 для измерения напряжения на электродвигателе, автомата 5 для включения стенда, маслобака 7 для питания насоса и манометра 6 для измере-

ния давления нагнетания насосом.

Порядок испытания насоса переменной производительности:

- вывести рукоятку реостата до упора;
- включить рубильник;
- включить пускатель;
- рукояткой реостата установить номинальные, средние и максимальные обороты двигателя;
- измерить тахометром и записать в таблицу 2.1 частоту вращения вала насоса и давление нагнетания при данных оборотах двигателя;
- определить расходы жидкости Q при соответствующей частоте $q_0 = 32\text{см}^3/\text{об}$.
- построить зависимости:

$$Q = f(n), \quad M_{\text{кр}} = f(n), \quad \Delta p = f(Q);$$

- определить крутящий момент для данных диапазонов. Данные занести в таблицу 2.1;
- оформить отчет.

Таблица 2.1 — Результаты испытания насоса

№ опыта	n	p	Q	$M_{\text{кр}}$	N
1					
2					
3					
4					

$$p_{\text{ст}} = 0,1\text{МПа} = \text{const},$$

где n — частота вращения вала электродвигателя, измеряется тахометром;

p — давление насоса, по манометру;

Q — расход жидкости, определяется теоретически ($Q = q_0 n$);

$M_{\text{кр}}$ — крутящий момент на валу насоса, определяется теоретически:

$$(M_{\text{кр}} = 0,159 q_0 \Delta p \eta); \quad \eta \approx 0,85.$$

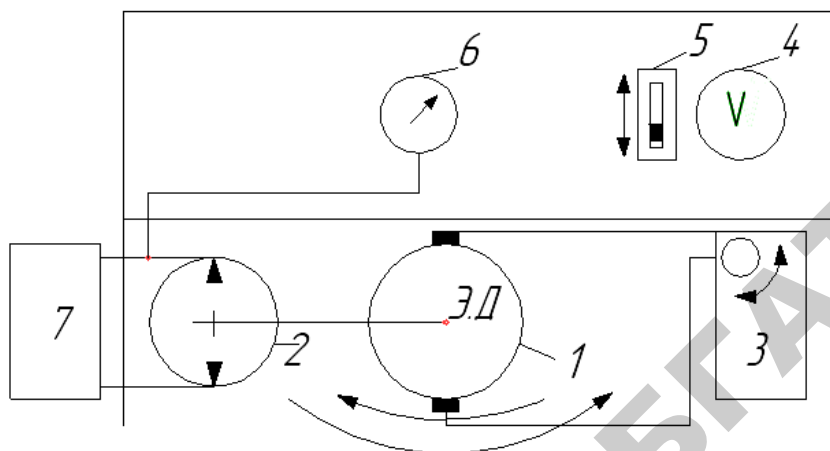


Рисунок 2.9 – Схема стенда:

1 — электродвигатель; 2 — гидронасос; 3 — реостат; 4 — вольтметр; 5 — автомат выключения; 6 — манометр; 7 — маслобак

Лабораторная работа № 3

«Изучение конструкций и исследование характеристик гидроцилиндров, гидродвигателей возвратно-поступательного действия»

Цель: приобрести знания по устройству и навыки по исследованию, снятию характеристик гидроцилиндров и гидродвигателей.

Задачи:

- 1) самостоятельно изучить теоретические разделы по данной теме;
- 2) ознакомиться с конструкцией и принципом работы гидроцилиндров и гидродвигателей возвратно-поступательного действия;
- 3) изучить основные элементы их расчета;
- 4) произвести испытание гидроцилиндра;
- 5) рассчитать основные параметры и построить зависимость $F = f(v)$.

Гидравлические цилиндры

Гидравлический цилиндр — это гидравлический двигатель возвратно-поступательного движения. В конструкциях сельскохозяйственных машин применяются поршневые, плунжерные, телескопические и мембранные гидравлические цилиндры одностороннего и двустороннего действия.

Поршневые и плунжерные гидроцилиндры одностороннего действия состоят из корпуса 2, внутри которого находится поршень 4 (рисунок 3.1, а), соединенный со штоком 1, или плунжер 1 (рисунок 3.1, б). Герметизация поршня осуществляется двумя манжетами, а плунжера — резиновыми и защитными уплотнительными кольцами 3 и манжетой. Цилиндр имеет поршневую, или рабочую А и штоковую В полости. При работе гидравлического цилиндра одностороннего действия поршневая полость А соединяется с напорной линией гидравлического насоса и под действием давления рабочей жидкости поршень (плунжер) перемещается, поднимая какой-либо рабочий орган. Штоковая полость В поршневого гидравлического цилиндра одностороннего действия через сапун 5 сообщается с атмосферой. В обратном направлении поршень (плунжер) перемещается под действием веса машины, рабочего органа или пружины.

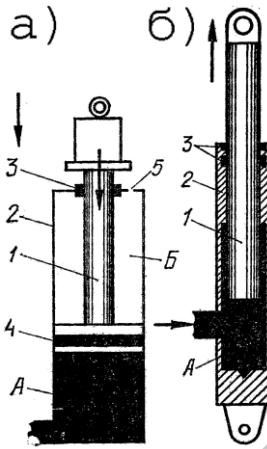


Рисунок 3.1 – Гидравлические цилиндры одностороннего действия:
а — поршневой: 1 — шток; 2 — корпус; 3 — уплотнительное кольцо;
 4 — поршень; 5 — сапун;
б — плунжерный: 1 — плунжер; 2 — корпус; 3 — уплотнительное кольцо

В гидравлических цилиндрах двустороннего действия (рисунок 3.2) имеются две рабочие полости: поршневая и штоковая. Перемещение поршня со штоком под давлением рабочей жидкости возможно в двух направлениях. Такие гидроцилиндры могут иметь два или один шток 1, герметизированный уплотнительными манжетами и кольцами 3, установленными в крышках гидроцилиндра. В проушинах *б* штока и нижней крышки могут быть установлены подшипники скольжения или качения. Рабочая жидкость подводится и отводится по каналам *А* и *Б*. В некоторых гидравлических цилиндрах для ограничения хода поршня (штока) в сливном канале *А* установлен запорный клапан 4, связанный с упором 5, который закреплен на штоке.

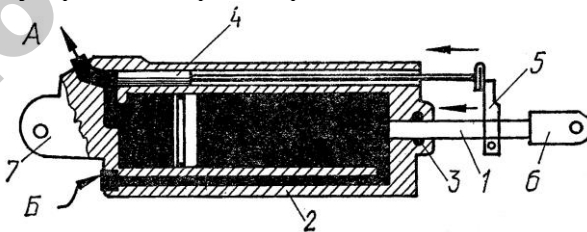


Рисунок 3.2 – Гидравлические цилиндры двустороннего действия:
 1 — шток; 2 — корпус; 3 — кольцо; 4 — запорный клапан;
 5 — упор; 6, 7 — проушина

Принцип работы гидравлического цилиндра двустороннего действия заключается в следующем. При подводе рабочей жидкости под давлением в полость *Б* поршень со штоком *1* переместится влево. Одновременно рабочая жидкость вытесняется из полости. В тот момент, когда упор *5* достигает штока клапана и клапан *4* перекроет сливную магистраль *А*, за счет повышения давления в линии нагнетания золотник автоматически выключает управление (распределитель) и гидроцилиндр остановится. Шток может перемещаться под действием давления рабочей жидкости в двух направлениях.

Телескопический гидроцилиндр состоит из корпуса *3* (рисунок 3.3), нижней крышки *2* с проушиной *6* или опорной пятой, концентрично расположенных поршней *4* разного диаметра, перемещающихся относительно друг друга и штока *5*. При подводе рабочей жидкости в подпоршневую магистраль, происходит последовательное выдвигание поршней *4* и штока *5*. В этом случае максимальное перемещение (подъем) осуществляется на длину, равную сумме ходов всех поршней и штока.

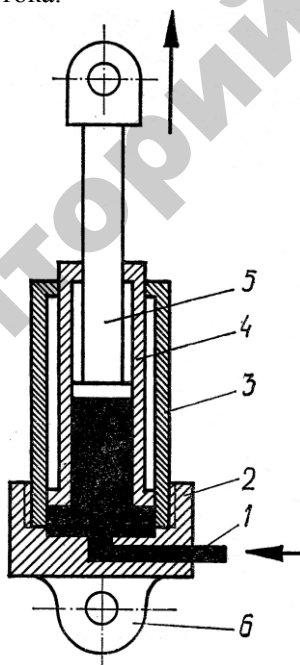


Рисунок 3.3 – Телескопический гидроцилиндр:
1 — напорная магистраль; *2* — нижняя крышка; *3* — корпус;
4 — поршень; *5* — шток; *6* — проушина

При расчете гидроцилиндров необходимо учитывать номинальное давление рабочей жидкости p_n , диаметры цилиндра D и штока d , ход штока L .

Усилие, которое может развить гидроцилиндр:

$$R = p_n S_n \eta_{\text{ц}}, \quad (3.1)$$

где S_n — площадь поршня со стороны нагнетания;

$\eta_{\text{ц}}$ — коэффициент, учитывающий сухое, жидкостное трение и потери, $\eta_{\text{ц}} = 0,85 \dots 0,95$.

Площадь поршня со стороны безштоковой полости $S_n = \pi D^2 / 4$, а площадь со стороны штока $S_n = \pi(D^2 - d^2) / 4$.

При работе гидроцилиндра двустороннего действия усилие, развиваемое гидроцилиндром:

$$R = (p_n S_n - p_c S_c) \eta_{\text{ц}}, \quad (3.2)$$

где p_c — давление слива рабочей жидкости;

S_c — площадь поршня в полости слива.

Усилие, развиваемое гидроцилиндром, идет на преодоление веса орудия $G = mg$, силы трения $R_{\text{тр}}$ в конструктивных элементах и шарнирах, и силы инерции $R_{\text{и}}$, т. е.:

$$R = K_{\text{п}} G + R_{\text{тр}} + R_{\text{и}}, \quad (3.3)$$

где $K_{\text{п}}$ — коэффициент, учитывающий плечи шарниров рычагов, которые передают движение.

Расчетная скорость движения штока:

$$v_p = \frac{Q}{S_n}, \quad (3.4)$$

где Q — расход рабочей жидкости.

Теоретическая мощность гидравлического цилиндра:

$$N = (p_n S_n - p_c S_c) v_p. \quad (3.5)$$

Гидродвигатели. Быстроходные двигатели возвратно-поступательного действия

Для привода ножей режущих аппаратов, активных лемехов и других рабочих органов сельскохозяйственных машин используют гидродвигатели возвратно-поступательного движения. Гидродвигатель является преобразователем энергии гидравлического потока рабочей жидкости непосредственно в возвратно-поступательное движение рабочего органа.

Такой двигатель представляет собой гидравлический цилиндр, в котором находится поршень 3 (рисунок 3.4) с двусторонним штоком 8, служащим для выравнивания скоростей движения поршня в обоих направлениях. В корпус 5 двигателя встроен реверсивный золотник 16, который изменяет направление потока рабочей жидкости и соответственно направление движения поршня. Поршень 3 с каждой стороны имеет мультипликаторные выступы. В плунжере 11 реверсивного золотника в центральном пояске проделаны глухой осевой канал 18 и сообщающиеся с ним радиальные каналы 19 золотника 16, постоянно соединенные с напорной магистралью 20. Радиальные каналы 13 и 24 на концевых участках плунжера служат для подпитки камер 2 и 6, в которые входят мультипликаторные выступы поршня, что увеличивают полезную площадь поршня при его разгоне. В открытый конец осевого канала 18 входит дополнительный плунжер 11, размещенный в крайней управляющей полости золотника, постоянно соединенной со сливной магистралью 17. Это обеспечивает надежный запуск гидродвигателя при произвольном положении золотника и поршня.

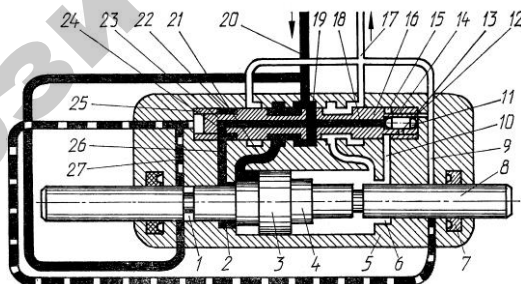


Рисунок 3.4 – Гидродвигатель возвратно-поступательного движения:

1 — управляющие окна; 2, 6 — камеры; 3 — поршень; 4 — мультипликаторный выступ; 5 — корпус; 7 — уплотнение; 8 — шток; 9, 27 — управляющие каналы; 10 — канал; 11 — плунжер; 12, 25 — втулки; 13, 19, 24 — радиальные каналы; 14, 23 — концевые участки плунжера; 15, 22 — канавки; 16 — золотник; 17 — сливная магистраль; 18 — осевой канал; 20 — напорная магистраль; 21 — рабочий канал; 26 — подпиточный канал

В корпусе 5 с двумя крышками размещены уплотнения 7 штоков. Поршень, кроме выступов, имеет два управляющих окна 1. Концевые участки 14 и 23 плунжера имеют меньший диаметр, чем рабочие пояски. Эти участки входят во втулки 12 и 25, в которых выполнены окна, сообщающиеся с управляющими каналами 9 и 27. Кольцевые канавки 15 и 22, в которых размещены управляющие выступы между концевыми участками 14 и 23 и рабочими поясками плунжера, соединены каналами 10 и 26 с камерами 2 и 6. Концевая управляющая полость во втулке 12 постоянно соединена со сливной магистралью 17.

Гидравлический вибратор

Гидравлический вибратор состоит из корпуса 1 (рисунок 3.5), поршня 2, золотника 18 и крышек 11 и 19. На корпусе имеется нагнетательный и сливной штуцера.

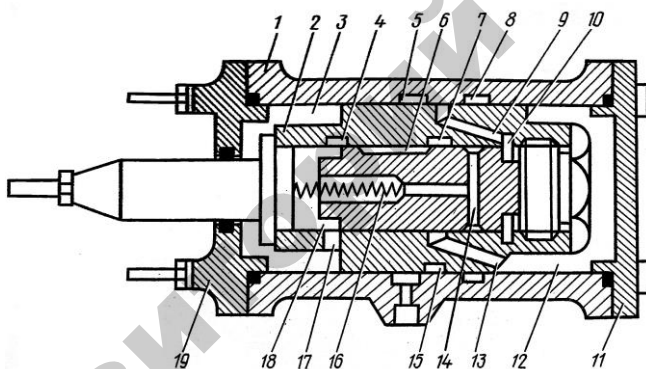


Рисунок 3.5 — Гидравлический вибратор:

1 — корпус; 2 — поршень; 3 — полость; 4, 5, 6, 8, 10, 12, 15 — кольцевые полости; 7, 13 — кольцевые каналы; 9 — канал; 11, 19 — крышки; 14 — радиальное сверление; 16 — пружина; 17 — отверстие; 18 — золотник

Жидкость поступает в нагнетательный штуцер, а затем в кольцевую полость 5, расположенную в корпусе 1 вибратора. В корпусе поршня имеются два сквозных канала — нагнетательный и сливной. Из кольцевой полости 5 жидкость по нагнетательному каналу поршня поступает в кольцевую полость 6 золотника, отсюда направляется в кольцевые каналы 7 и 13, а затем в полость 12. Под давлением жидкости, поршень перемещается влево, а вытесненная на полости 3 жидкость через отверстие 17 проходит по центральному и радиаль-

ному 14 сверлениям золотника на слив. При движении поршня вместе с золотником в левую сторону полость 15 соединяется с нагнетательным штуцером и жидкость по каналу 9 попадает в полость 10.

Под давлением жидкости золотник перемещается в крайнее левое положение, при этом канал 13 отключается от нагнетательной магистрали и перекрывается путь жидкости в полость 12. В этот момент поршень 2 останавливается, а жидкость через полость 6 и отверстие 17 нагнетается в полость 3, расположенную с левой стороны поршня. Последний, под давлением жидкости, вместе с золотником перемещается вправо. При движении поршня полости 10 и 15 отключаются от нагнетательной линии, и золотник под действием пружины вытесняет жидкость на слив. В дальнейшем цикл повторяется.

Поворотные гидродвигатели

Гидродвигатель с ограниченным углом поворота выходного вала называется поворотным.

Такие гидродвигатели применяют в рулевых управлениях тракторов и сельхозмашин, в конструкциях сельхозмашин для управления рабочими органами при повороте в пределах $0...360^\circ$.

По конструкции поворотные гидравлические двигатели могут быть пластинчатыми и поршневыми.

Четырехпоршневой поворотный гидравлический двигатель состоит из корпуса цилиндров 1 (рисунок 3.6), поршней 2, 4, 5 и 10, жестко соединенных с зубовыми рейками 3 и 6. Рейка входит в зацепление с шестерней 7, закрепленной на выходном валу 9.

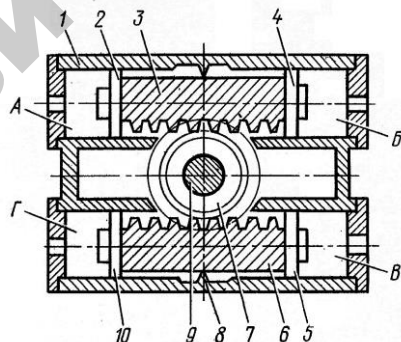


Рисунок 3.6 — Поршневой поворотный гидродвигатель:

1 — цилиндр; 2, 4, 5, 10 — поршни; 3, 6 — рейки; 7 — шестерни; 8 — упор; 9 — выходной вал

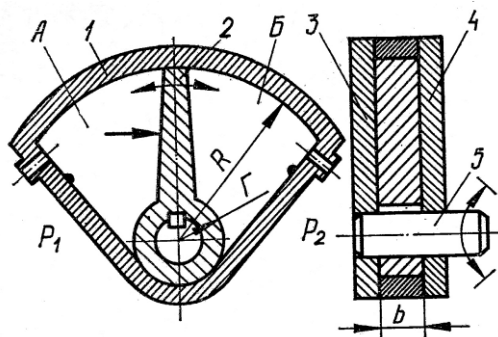


Рисунок 3.7 – Пластинчатый поворотный гидродвигатель:
1 — корпус; 2 — пластина; 3, 4 — крышки; 5 — вал

Упорами 8 устанавливают зазор в зацеплении и определенное положение реек во избежание поворота. Работа осуществляется следующим образом: при подаче жидкости под определенным давлением в рабочие камеры A и B поршни 2 и 5, а также рейки 3 и 6 перемещаются в противоположные стороны, поворачивая шестерни 7 с валом 9 по часовой стрелке. Из камер Б и Г жидкость поршнями 4 и 10 вытесняется в сливную магистраль. Управление потоком рабочей жидкости и реверсирование механизма выполняет распределительное устройство.

Крутящий момент на валу поршневого поворотного гидравлического двигателя рассчитывает по формуле:

$$M = \Delta p S_{\text{п}} D_{\text{к}} z / 2, \quad (3.6)$$

где Δp — перепад давления;

$S_{\text{п}}$ — площадь поршня;

$D_{\text{к}}$ — диаметр делительной окружности шестерни;

z — число одновременно работающих поршней.

Порядок выполнения работы

Вариант А

1. Самостоятельно изучить теоретические разделы по данной тематике.

2. Ознакомиться с конструкцией и принципом действия гидроцилиндров и гидродвигателей.

3. Определить усилие, развиваемое гидроцилиндром при $p_n=16$ МПа. Диаметр цилиндра измерить.

4. Зарисовать схемы гидроцилиндра и гидродвигателя, записать, их основные расчетные формулы.

5. Произвести испытание гидроцилиндра, для этого:

- включить рубильник;
- запустить электродвигатель (насосную станцию);
- рукояткой распределителя запустить установку.

6. Замерить и записать в таблицу 3.1 давление нагнетания p_n , ход штока гидроцилиндра L и время перемещения t , при равных положениях крана.

7. Построить зависимость $F = f(v)$.

Таблица 3.1 — Результаты испытания гидроцилиндров

№ опыта	p_n	L	t	F	v	Q
1						
2						
3						

где p_n — давление нагнетания по манометру;

L — ход штока гидроцилиндра, замеряется по линейке;

t — время передвижения штока;

F — усилие, развиваемое гидроцилиндром (определяется теоретически);

v — скорость передвижения штока (определяется теоретически);

Q — расход рабочей жидкости (определяется из уравнения неразрывности).

Вариант Б

1. Ознакомиться с установкой. Замерить и записать в таблицу 3.2 параметры:

D — диаметр гидроцилиндра, мм;

d — диаметр штока, мм;

L — длину штока, мм.

2. Установить в нижнее положение тумблера «Код» на панели управления.

3. Установить в положение 0 золотник включения манометра.

4. Проверить правильность сбора схемы и надежность присоединения гидроаппаратов. Если схема собрана неверно, устраните ошибку.

5. Получить разрешение преподавателя на включение установки.

6. Включить автоматический выключатель блока питания. Нажатием кнопки «Пуск» включить насосную установку.

7. С помощью напорного клапана установить заданное давление рабочей жидкости в гидросистеме, таблица 3.2.

8. Включить установку в работу перемещением рычага распределителя P_1 и P_2 .

9. Замерить время t прохождения штока гидроцилиндра из одного крайнего положения в другое, записал в таблицу 3.2.

10. Повторите опыт, установив очередное значение давления при помощи напорного клапана.

11. Рассчитать основные параметры и построить зависимость $F = f(v)$.

Таблица 3.2 — Результаты испытания гидроцилиндров

Полость нагнетания	p	Параметры цилиндра			Расчетные значения			
		D	d	L	t	v	F	Q
поршневая								
штоковая								

Описание работы гидравлической схемы

Гидравлическая схема представлена на рисунке 3.8.

При включении установки в работу насос H (рисунок 3.8) подает рабочую жидкость через фильтр Φ к напорному клапану $KП$, а также к распределителю P_1 и P_2 . Если распределитель не включен, то перелив рабочей жидкости осуществляется через клапан. При помощи клапана можно регулировать давление рабочей жидкости в системе. По манометру M можно замерить это давление, включив золотник $ЗМ$.

При включении распределителя P1 рабочая жидкость поступает к гидроцилиндру Ц1, шток перемещается вперед, при перемещении рукоятки P1 в противоположную сторону — шток гидроцилиндра движется назад. Аналогично работает и гидроцилиндр Ц2.

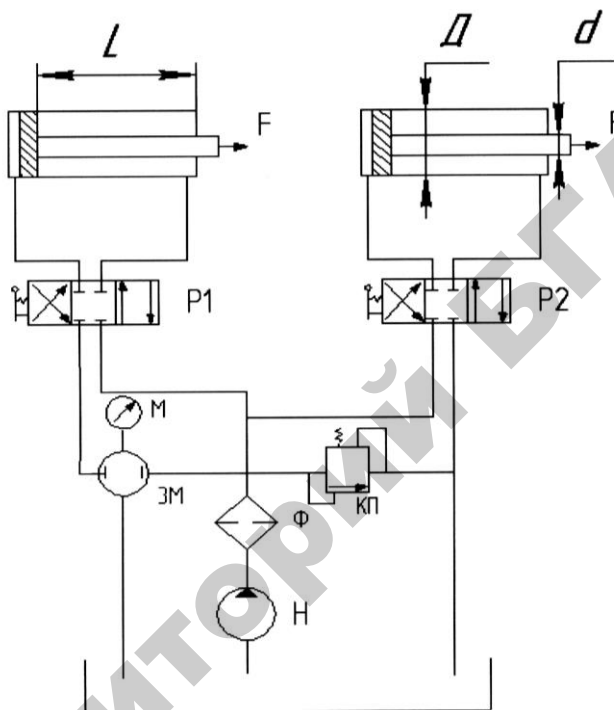


Рисунок 3.8 – Гидравлическая схема стенда

2 КОНТРОЛЬНО-РЕГУЛИРУЮЩИЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ АППАРАТЫ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

Лабораторная работа № 4 «Конструкции и подготовка к работе гидробаков, аккумуляторов, фильтров, трубопроводов и уплотнений»

Цель: ознакомиться с марками и основными характеристиками рабочих жидкостей применяемых в гидросистемах и гидроприводах сельскохозяйственной техники. Изучить устройство и конструкцию гидробаков, гидроаккумуляторов, фильтров, трубопроводов, рукавов высокого давления, уплотнений.

Задание:

- 1) ознакомиться с основными видами жидкостей, применяемых в гидросистемах и гидроприводах сельскохозяйственных машин;
- 2) изучить конструкцию гидробаков, гидроаккумуляторов, фильтров, трубопроводов, рукавов высокого давления, уплотнений;
- 3) исследовать характеристики фильтра.

Рабочая жидкость

В гидроприводе рабочая жидкость выполняет важную роль, являясь одновременно носителем энергии и смазкой. При этом она подвергается воздействию переменных давлений, скоростей и температур. Так, в гидроприводе сельскохозяйственных машин перепад давлений бывает до 25 МПа, скорость движения жидкости в отдельных элементах гидропривода достигается 80 м/с, обычный интервал температур составляет до 80 °С.

В процессе эксплуатации рабочая жидкость изменяет свои физико-химические свойства, что ухудшает работу гидропривода и поэтому жидкость приходится периодически заменять. Продлить срок ее службы можно применением специальных присадок, ограничением температуры до 60...70 °С, защитной системой от попадания извне воды, воздуха, загрязнений и надлежащей фильтрацией.

При выборе рабочей жидкости следует руководствоваться: диапазоном температур окружающей среды и максимально возможной температурой в установившемся режиме работы; давлением рабочей жидкости, в гидроприводе; допустимой степенью загрязненности жидкости в условиях эксплуатации; допустимой длительностью эксплуатации; стоимостью рабочей жидкости.

Для обеспечения нормальной работы гидропривода рабочая жидкость должна удовлетворять следующим требованиям: быть чистой, то есть не содержать механических примесей и влаги; возможно меньше выделять паров и газов; обладать антикоррозионностью, химической стойкостью, хорошей смазывающей способностью и не вызывать смолообразования; не быть склонной к пенообразованию и в ряде случаев быть негорючей; иметь минимальное изменение вязкости в пределах рабочих температур и не оказывать вредного воздействия на здоровье обслуживающего персонала.

В значительной мере этим требованиям отвечают минеральные масла, основные характеристики которых приведены в приложении 1.

Для объемного гидропривода трансмиссий сельскохозяйственных машин обычно применяют ЭШ, И-20А, И-30А индустриальные масла или масло М-10Г.

В гидродинамических передачах, где скорости циркуляции жидкости большие, стремятся применять маловязкие жидкости. В частности, в гидромурфтах применяют индустриальное масло И-12А или негорючие водные эмульсии, представляющие собой смесь воды со специальными присадками (1,5...7 % присадок, остальное — вода).

Параметры рабочих жидкостей изменяются в широких пределах в зависимости от температуры, давления, газовой составляющей и тому подобное, что отрицательно влияет на работу гидропривода.

Гидробаки

Для накопления рабочей жидкости и питания гидропривода в гидравлических системах используются емкости-резервуары. В резервуарах также происходит охлаждение и фильтрация рабочей жидкости, отстой и выделение пузырьков нерастворенного воздуха. В сельскохозяйственных гидроприводах рабочая жидкость в резервуарах может находиться под атмосферным или избыточным давлением. Материал, из которого изготавливают резервуары, не должен влиять на химические и физические свойства рабочих жидкостей.

Резервуар, работающий под атмосферным давлением, состоит из сварного или литого корпуса 1 (рисунок 1, а). В крышке смонтированы заливная горловина 4 с фильтром 3 и сапун 6, через которые внутренняя полость резервуара сообщается с атмосферой. Внутри резервуара подведены сливная 5 и всасывающая 7 магистрали. Всасывающий трубопровод располагается на расстоянии не менее 50 мм от дна резервуара (во избежание попадания в гидросистему

примесей). Нижний конец сливного трубопровода должен находиться от дна на расстоянии $1/2...1/3$ высоты резервуара, это предотвращает контакт сливаемой жидкости с воздухом и ее вспенивание. В нижней части резервуара для слива рабочей жидкости и улавливания механических примесей устанавливается сливная пробка 8 с магнитом. Резервуар может иметь перегородку 2, которая улучшает условия отстоя жидкости. Для контроля уровня рабочей жидкости в резервуаре предназначен указатель уровня 9 или шуп. Резервуар гидропривода, работающего в тяжелых условиях, имеет ограниченную вместимость и снабжается охладителем 10.

Резервуар, работающий под избыточным давлением, состоит из корпуса 5 (рисунок 4.1, б) крышки 2. Между крышкой и корпусом установлена мембрана 3, которая разделяет полости с рабочей жидкостью А и полость со сжатым воздухом Б. В резервуаре имеются клапан 1, трубопроводы: всасывающий 6 и сливной 4. Сжатый воздух необходим для создания определенного давления на поверхности рабочей жидкости в резервуаре и во всасывающей магистрали.

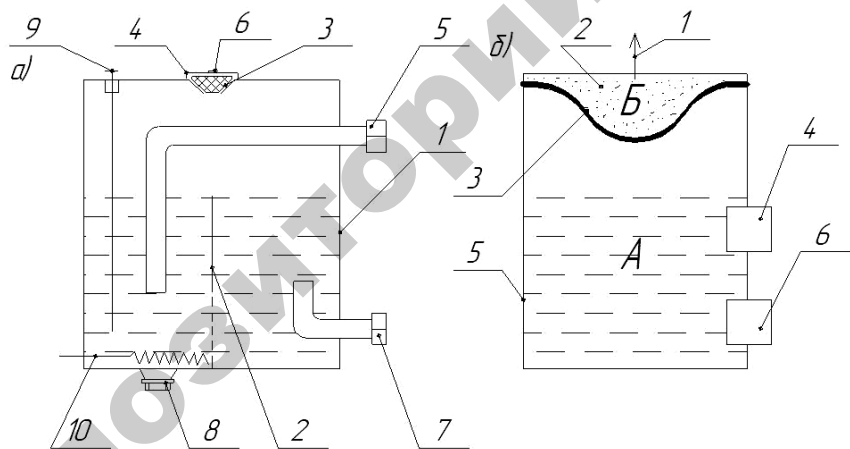


Рисунок 4.1 — Схемы резервуаров:

a — с атмосферным давлением: 1 — корпус; 2 — фильтр; 3 — фильтр; 4 — заливная горловина; 5, 7 — сливной и всасывающий трубопроводы; 6 — сапун; 8 — сливная пробка с магнитом; 9 — указатель уровня; 10 — охладитель; *б* — с избыточным давлением: 1 — клапан; 2 — крышка; 3 — мембрана; 4, 6 — сливной и всасывающий трубопроводы; 5 — корпус

Основным параметром резервуара, работающего под атмосфер-

ным давлением, является объем V , м³. Его размеры принимает из расчета, чтобы жидкость, циркулирующая в гидроприводе, успевала отстояться и отдать избыток

При подборе или изготовлении гидробака необходимо провести тепловой расчет, а также обосновать объем, параметры трубопроводов, фильтра.

При ориентировочных расчетах гидропривода можно принять объем бака, равным:

$$V = (0,5...2)q_n, \quad (4.1)$$

где q_n — объемная постоянная насоса, л/мин.

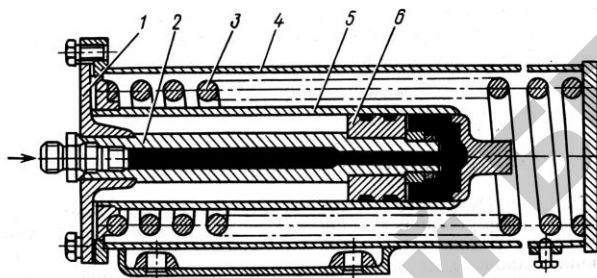
Гидроаккумуляторы

Гидроаккумулятор предназначен для накопления и возврата в гидравлическую систему энергии рабочей жидкости. Накопление энергии рабочей жидкости под давлением происходит во время зарядки аккумулятора, а возврата энергии — в процессе разрядки. Гидравлические аккумуляторы применяются как основные или дополнительные источники энергии жидкости в гидросистемах тракторов и сельхозмашин, в линиях нагнетания для преодоления перегрузок вращательного и возвратно-поступательного гидравлического привода рабочих органов, в индивидуальных и групповых предохранительных устройствах плугов, автоматах вождения машин для уборки сахарной свеклы.

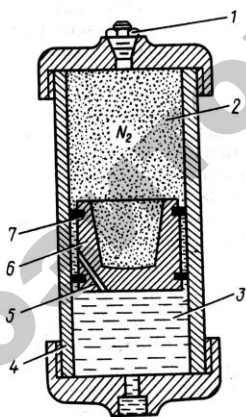
Используются также для поддержания постоянного расхода рабочей жидкости в напорных магистралях и защиты гидросистем от гидравлических ударов. В зависимости от способа накопления энергии они бывают пружинные и пневматические. В пружинных аккумуляторах возврат энергии рабочей жидкости происходит сжатой пружиной, а в пневматических — в результате расширения сжатого газа.

Гидравлический аккумулятор пружинного типа (рисунок 4.2, а) состоит из неподвижного наружного 4 и подвижного внутреннего 5 цилиндров, между которыми установлена работающая на сжатие пружина 3. В полость подвижного цилиндра установлен неподвижный поршень 6 с полым штоком 2, который жестко связан с передней крышкой 1 наружного цилиндра 4. Гидравлическая полость аккумулятора при монтаже соединяется с напорной линией гидросистемы. Принцип работы пружинного гидравлического аккумулятора

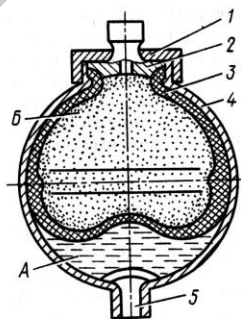
заключается в следующем. При увеличении давления рабочей жидкости в линии нагнетания подвижный цилиндр 5 перемещается относительно поршня вправо и сжимает пружину, то есть происходит зарядка аккумулятора. А если давление рабочей жидкости в линии нагнетания уменьшится, то под действием силы пружины цилиндр 5 переместится влево, вытеснит часть жидкости под давлением из полости гидроаккумулятора в напорную магистраль и произойдет разрядка аккумулятора.



a



б



в

Рисунок 4.2 — Гидроаккумуляторы:

a — пружинный: 1 — крышка; 2 — шток; 3 — пружина; 4 — корпус; 5 — цилиндр;
б — поршневой: 1 — клапан; 2, 3 — пневматическая и гидравлическая полости; 4 — корпус; 5 — канал; 6 — поршень; 7 — кольцо; *в* — мембранный гидроаккумулятор: 1 — гайка; 2 — крышка; 3 — мембрана; 4 — корпус; 5 — штуцер

Пневматические гидроаккумуляторы подразделяют по форме корпусов на цилиндрические и сферические, а по форме разделителя на поршневые, мембранные и баллонные. Поршневой пневматический гидроаккумулятор (рисунок 4.2, б) состоит из цилиндрического корпуса 4, нижней и верхней крышек 5. Внутри корпуса установлен разделительный поршень 6 с уплотнительными кольцами 7. Верхняя пневматическая полость 2 аккумулятора заполняется через клапан 1 сжатым газом (азотом) с некоторым первоначальным давлением. Нижняя полость 3 аккумулятора соединяется с гидравлической магистралью. Принцип его работы следующий. Предварительно полость 2 заряжается газом под определенным давлением. При увеличении давления рабочей жидкости в гидросистеме поршень поднимается, происходит сжатие инертного газа, то есть зарядка аккумулятора. А при снижении давления жидкости в гидросистеме поршень под действием давления газа перемещается вниз, вытесняет часть рабочей жидкости в магистраль и аккумулятор разряжается.

Мембранные аккумуляторы (рисунок 4.2, в) состоят из корпуса, двух полусфер 1 и эластичной мембраны 3. В верхней крышке имеется штуцер 4, для заправки полости В газом, а в нижней части сферического корпуса штуцер 5 для соединения полости А аккумулятора с нагнетательной магистралью гидросистемы. Рабочий процесс мембранных сферических аккумуляторов протекает аналогично рассмотренным выше гидравлическим аккумуляторам.

При расчетах гидравлических систем с пневмогидроаккумуляторами давление жидкости в системе находится исходя из условия, что сжатие газа в пневмогидроаккумуляторе изменяется по политропному процессу, который может быть описан уравнением:

$$p_1 V_1^n = p (V_1 - V)^n, \quad (4.2)$$

где V_1 — объем газа в пневмогидроаккумуляторе при давлении газа p_1 ;
 p_1 — давление зарядки;
 p — текущее значение давления в нагнетательной линии;
 V — текущее изменение объема газа;
 n — показатель политропы сжатия, $n = 1, 0 \dots 1, 4$.

Давление жидкости p в пружинных гидравлических аккумуляторах:

$$p = \frac{c(h_1 + h) - R_r - R_n}{S}, \quad (4.3)$$

где c — жесткость пружины;

h_1 — предварительная деформация пружины;
 h — высота деформации пружины;
 R_r — сила сухого трения пружины;
 R_n — сила трения поршня.

Фильтры

Срок службы гидромашин и гидроагрегатов может быть увеличен или понижен в зависимости от качества очистки жидкостей в несколько раз.

Все способы очистки от нерастворимых частиц делятся на две группы:

- отделение загрязнений при прокачке жидкости через пористый фильтровальный материал (фильтрация);
- очистка жидкости в силовых полях — гравитационных, центробежных, магнитных, электрических и др.

При выборе очистителя помимо размера удерживаемых частиц, прочности, пропускной способности, гидравлического сопротивления следует учесть также срок службы фильтра и удобства обслуживания. Фильтровальный материал не должен влиять на жидкость, и наоборот. В соответствии с требованиями к тонкости и особо тонкой очистки, задерживающие частицы загрязнений с условным диаметром соответственно 0,1; 0,5 и 1 мкм.

По способу задерживания частиц загрязнений фильтроэлементы делятся на поверхностные, объемные и комбинированные. Примером поверхностного фильтроэлемента (рисунок 4.3) является плетеная металлическая сетка. Частицы загрязнений, размеры которых больше отверстий сетки, при прокачке жидкости задерживаются. Сетки имеют сравнительно малое гидравлическое сопротивление, хорошо противостоят пульсациям давлений, вибрациям, перегрузкам и изменениям температур; они удобны в эксплуатации, так как не требуют замены и легко промываются.

Объемные фильтрующие элементы выполняются из проницаемого материала значительной толщины: бумаги, картона, целлюлозы, стекловолокна, войлока, замши, сукна, минеральной ваты, пористой керамики, металлокерамики и пр.

Они имеют более высокое гидравлическое сопротивление и часто не могут быть восстановлены, но обеспечивают более качественную фильтрацию и обладают большей грязеемкостью.

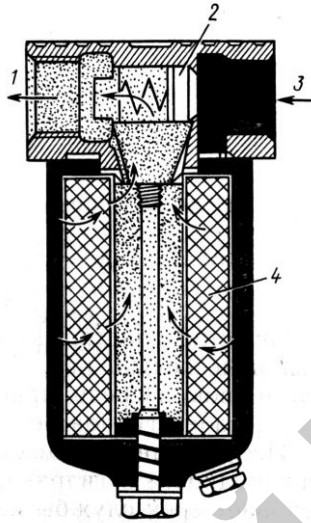


Рисунок 4.3 — Поверхностный фильтр:

1 — корпус; 2 — предохранительный клапан; 3 — штуцер подвода жидкости;
4 — фильтрующий элемент

В комбинированных фильтроэлементах в начале по ходу течения жидкости устанавливают объемный фильтроэлемент, обеспечивающий высокую грязеемкость, а затем поверхностный, который полностью отделяет механические примеси.

Основными характеристиками фильтров являются тонкость очистки, пропускная способность, гидравлическое сопротивление и срок службы. Пропускная способность характеризуется количеством жидкости Q , которую может пропустить фильтр с перепадом давления Δp :

$$Q = 10k \frac{\Delta p}{\mu} S_{\phi}, \quad (4.4)$$

где k — удельная пропускная способность единицы площади фильтровального материала, (таблица 11.1);

$\Delta p = p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}$ — перепад давления на фильтре, (приложение 14);

S_{ϕ} — площадь поверхности фильтра, через которую проходит рабочая жидкость;

μ — динамический коэффициент вязкости жидкости.

$$\mu = \nu\rho, \quad (4.5)$$

где ρ — плотность жидкости.

Перепад давления на преодоление сопротивления при течении жидкости через фильтр можно определить по формуле:

$$\Delta p = \xi \frac{v^2 \rho}{2}, \quad (4.6)$$

где ξ — коэффициент местного сопротивления, (приложение 8);
 v — скорость движения жидкости.

Тонкость очистки определяется наименьшими размерами частиц загрязнений, удерживаемых фильтроэлементами, и зависит от величины пор фильтрующего материала. Оценку тонкости очистки различных материалов определяют по коэффициенту фильтрования:

$$K_{\text{cp}} = \frac{(n_1 - n_2)}{n_1}, \quad (4.7)$$

где n_1, n_2 — число загрязнений данного размера в пробах нефильтрованной и профильтрованной жидкости соответственно.

В гидродинамических системах сельскохозяйственных машин широкое применение находят также центробежные фильтры (центрифуги) (рисунок 4.5). Если удельный вес частиц больше удельного веса жидкости, то под действием центробежной силы частицы движутся к периферии и осаждаются на внутренней поверхности ротора 2. Жидкость подается через полую ось 3 и форсунки 5 под действием 0,3...0,6 МПа в подвижный ротор, где она достигает скорости вращения, равной скорости ротора. При этом частицы загрязнителя отбрасываются действием центробежной силы к стенкам ротора и осаждаются на них.

Центрифуги можно разделить на фильтры с гидрореактивными и механическими приводами. Большое распространение получили центрифуги с гидрореактивным приводом ротора, развивающим частоту вращения до 600 мин⁻¹.

Центробежные очистители конструктивно сложнее фильтров, больше их по габаритам и массе, имеет более высокую трудоемкость при изготовлении, наконец, они требуют дополнительной энергии на вращение, которая увеличивается по мере повышения тонкости фильтрации и вязкости жидкости.

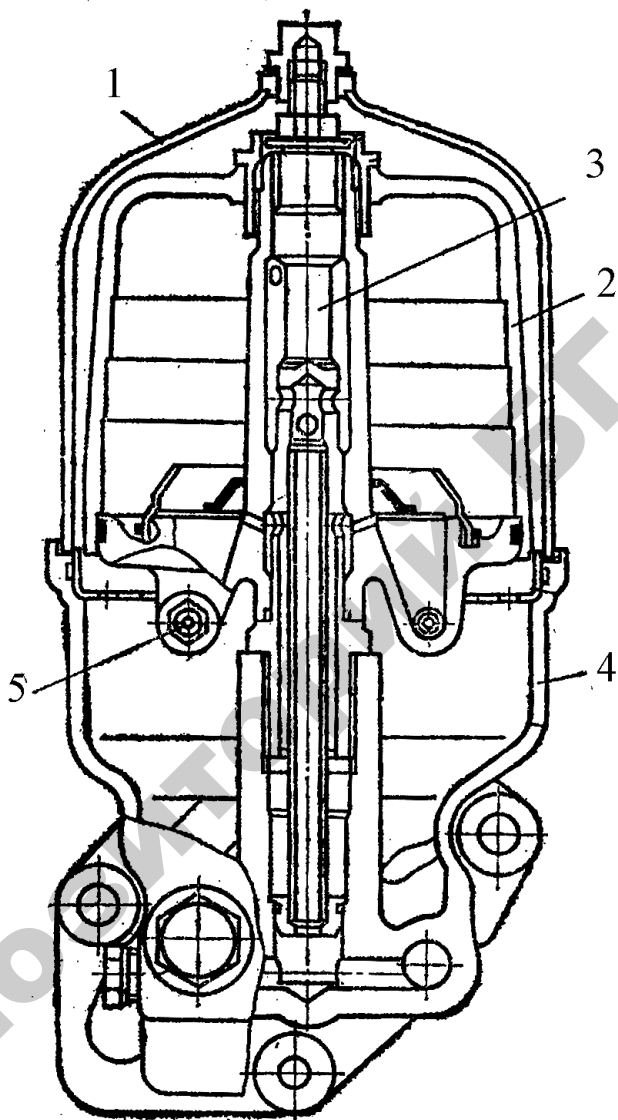


Рисунок 4.4 — Центробежный фильтр:
1 – колпак; 2 – ротор; 3 – ось; 4 – корпус; 5 – форсунка

Трубопроводы, рукава высокого давления

Устройства, предназначенные для подвода рабочей жидкости от одного элемента к другому в процессе работы гидропривода, называют гидравлической линией. По назначению гидравлические линии подразделяют на всасывающие, напорные, сливные, дренажные и линии управления. Всасывающие линии служат для подвода рабочей жидкости к насосам, напорные — для подачи жидкости под давлением к распределительным и исполнительным рабочим органам; сливные — для подачи жидкости в резервуары; дренажные — для отвода утечек от гидродвигателей и распределительных устройств; линии управления служат для подвода рабочей жидкости к элементам гидропривода. Гидравлические линии представляют собой трубопроводы, рукава, каналы.

Трубопроводы изготавливают из стальных бесшовных горячекатаных, холоднотянутых или холоднокатаных труб.

Рукава применяются для соединения гидролиний в различных плоскостях. Гибкий рукав высокого давления состоит из внутреннего резинового слоя, хлопчатобумажной оплетки, двух металлических оплеток, промежуточного и наружного резинового слоев.

Трубопроводы и рукава проходят испытания под давлением 1,5 МПа.

При монтаже они должны быть тщательно очищены и промыты, радиусы изгиба должны быть более $2,5d$ для труб с наружным диаметром ($d \leq 20$ мм) и более $3,5d$ для труб с наружным диаметром ($d > 20$ мм). Радиус изгиба рукава должен быть не менее $(12 \dots 18) d$.

Соединения трубопроводов и рукавов должны быть надежными и обеспечивать заданную герметичность. В гидроприводах широкое применение получили следующие виды соединений (рисунок 4.5): по наружному или внутреннему конусам, фланцевые, соединения с уплотнительными кольцами, быстроразъемные, ниппельные.

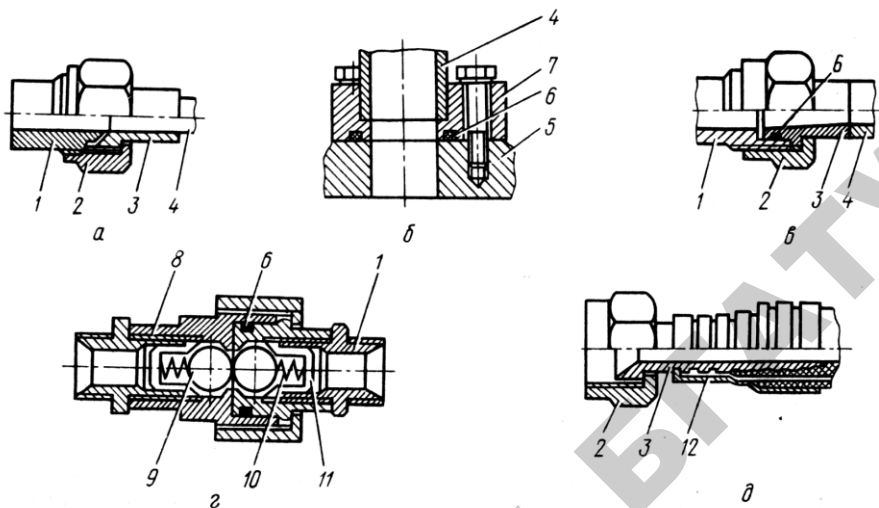


Рисунок 4.5— Соединение трубопроводов и рукавов:

а — по наружному или внутреннему конусам; *б* — фланцевое; *в* — с уплотнительными кольцами; *г* — быстроразъемное; *д* — ниппельное: 1 — штуцер; 2 — гайка; 3 — ниппель; 4 — трубопровод; 5 — корпус; 6 — кольцо; 7 — фланец; 8 — гнездовой разъем; 9 — шарик; 10 — пружина; 11 — крестовина; 12 — обжимная муфта

Уплотнения

Элементы гидропривода могут выполнять свои функции только при наличии достаточной герметичности в подвижных или неподвижных соединениях. Герметичность зависит от свойств жидкости и материала конструкции, условий работы, нагруженности сборочных единиц, продолжительности эксплуатации, а также других факторов и обеспечивается установкой уплотнений.

В гидравлических системах сельскохозяйственных машин уплотнения должны обеспечивать работу в диапазоне температур 60...120 °С, под давлением до 50 МПа, не допускать утечек жидкости и не создавать больших потерь на трение.

Уплотнение можно классифицировать по следующим признакам: по виду относительного движения (вращательного, возвратно-поступательного и комбинированного) — уплотнения неподвижных и подвижных соединений; по направлению упругой деформации — радиальные и аксиальные (торцевые); по конструкции — эластичные (кольца, манжеты, прокладки), механические бесконтактные,

диафрагмовые, жидкостные и лабиринтные уплотнения; по материалу — металлические и неметаллические

Применяются также защитные уплотнения (пыльники, грязесъемники), которые предназначены для предохранения рабочих полостей гидравлических устройств от проникновения загрязняющих частиц из внешней среды. Классификация уплотнений приведена на рисунке 4.6.

Эластичные уплотнения (рисунок 4.6, *а*) используют для герметизации подвижных и неподвижных соединений. Кольца круглого сечения размещают в прямоугольных канавках в обжатом состоянии. Они надежно и длительно работают при давлениях до 35 МПа. Кольца прямоугольного сечения служат для уплотнения поршней или штоков с рабочим давлением до 30 МПа. Х-образные и п-образные уплотнения рекомендуются для герметизации деталей с возвратно-поступательным движением. Иногда их собирают в пакеты по несколько штук. Такие уплотнения способны работать при давлении. 34...50 МПа. Манжеты применяются для уплотнения вращающихся валов при давлениях не выше 0,1...0,2 МПа.

В механических уплотнениях (рисунок 4.6, *б*) уплотняющий элемент (кольцо) выполнен из металлического углеграфитового или другого материала; они предназначены для деталей возвратно-поступательного действия.

В бесконтактных уплотнениях (рисунок 4.6, *в*) герметизация создается минимальным зазором между сопряженными деталями.

Такого типа уплотнения применяются в элементах золотник-корпус распределителя, качающих сборочных единиц насосов, гидромоторах, гидроклапанах, гидродвигателях и других подвижных соединениях. Диаметральный зазор сопрягаемых деталей должен составлять 3...5 мкм. Сопрягаемые детали, изготовленные из различных материалов и имеющие неодинаковые коэффициенты расширения, должны устанавливаться с учетом возможного заклинивания при нагреве.

Набивочные уплотнения (рисунок 4.6, *г*) применяют для герметизации тех сред, в которых быстро разрушаются эластичные уплотнения (в растворах, горячей воде).

Диафрагменные уплотнения (рисунок 4.6, *д*) выполнены из эластичного материала и обеспечивают большую деформацию под действием перепада давления герметических сред.

Лабиринтное уплотнение (рисунок 4.6, *е*), используемое на плунжерах и клапанах, способствует их разгрузке и снижает утечки.

Герметизация неподвижных соединений и стыков достигается

установкой прокладок, в этом случае необходимо, чтобы контактное давление, т. е. сжимающее усилие, приходящееся на единицу площади поверхности прокладок, превышало давление уплотняемой среды.

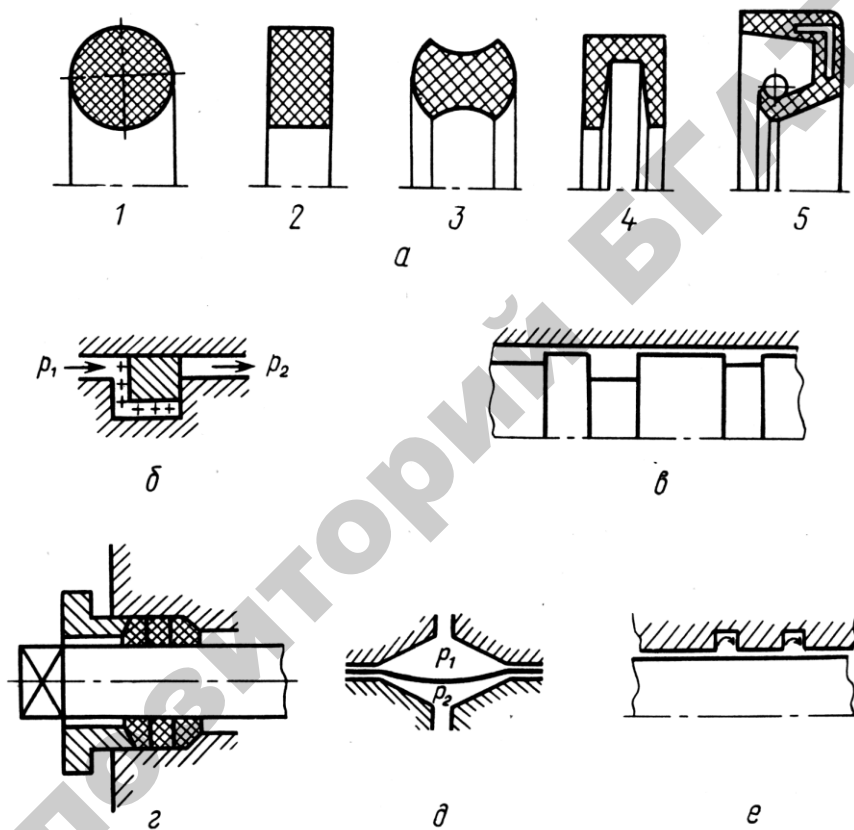


Рисунок 4.6 — Уплотнения:

- a* — эластичные: 1 — кольцо круглое; 2 — кольцо прямоугольное; 3 — кольцо х-образное; 4 — кольцо п-образное; 5 — манжета;
б — механическое; *в* — бесконтактное;
г — набивочное; *д* — диафрагменное; *е* — лабиринтное

Исследование характеристик и параметров фильтров

Стенд является контрольно-испытательной установкой для испытания насосов, фильтров и клапанов тракторных и комбайновых двигателей на производительность и развиваемое давление. Позволяет производить обкатку насосов на различных заданных режимах при частоте вращения от 600 до 3000 мин⁻¹ и противодавлении от 0,8 до 10 кгс/см², а испытание производительности до 80 л/мин.

На рисунке 4.7 представлена гидравлическая схема стенда, которая с помощью кранов распределителей может быть настроена на испытание насоса, фильтра или клапана.

Испытание фильтра проводим в последовательности:

- установить испытываемый фильтр на плиту стенда включить электродвигатель стенда;
- проверить производительность насоса;
- установить частоту вращения вала шпинделя 1000 мин⁻¹;
- увеличить частоту вращения насоса до номинальных оборотов;
- убедиться в нормальной работе фильтра;
- убедившись, что режим установился (показания приборов не изменяются), произвести измерения давления до и после фильтрующего элемента.

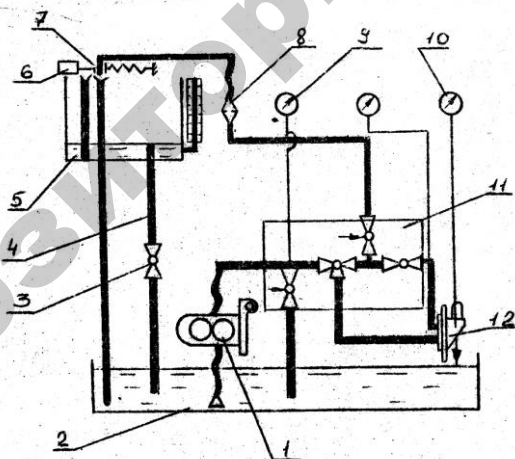


Рисунок 4.6 — Гидравлическая схема стенда:

- 1 — испытательный насос; 2 — бак заборный; 3 — кран сливной; 4 — труба сливная; 5 — бак мерный; 6 — электромагнит; 7 — золотниковое устройство; 8 — фильтр технологический; 9, 10 — манометры; 11 — плита установки фильтров; 12 — испытательный фильтр

Показания приборов записать в таблицу 4.1.

Таблица 4.1 — Результаты испытания фильтра

	p_1	p_2	Q	v
1-ый фильтр				
2-ой фильтр				

- произвести расчет, определить пропускную способность фильтра;
- по формуле $Q = vS$ определить скорость потока через очиститель и сравнить ее с $v = 5$ м/с (скорость, при превышении которой частицы будут выноситься из очистителя);
- сделать вывод о пригодности фильтра к работе.

Лабораторная работа № 5 «Гидравлические распределители»

Цель: изучить устройство и конструкцию гидравлических распределителей.

Задачи:

- 1) изучить конструкцию гидравлических распределителей;
- 2) исследовать характеристики гидравлических распределителей.

Гидравлические распределители

Гидравлические распределители предназначены для изменения направления потока рабочей жидкости в гидравлических магистралях. Распределители, применяемые в сельскохозяйственных машинах, бывают золотникового, кранового и клапанного типа. В зависимости от числа внешних гидролиний распределители применяются одно-, двух-, трех- и многосекционного исполнения. По числу фиксированных позиций бывают двухпозиционные, трехпозиционные и четырехпозиционные распределители. По виду управления распределители можно классифицировать: с ручным, механическим, электрическим, гидравлическим, пневматическим и комбинированным управлением.

Золотниковые распределители по конструкции золотника могут быть с цилиндрическим (преимущественно в сельскохозяйственном гидроприводе) и плоскими золотниками. Основными элементами этих распределителей являются золотник с поясками и цилиндр (гильза) с окнами.

На рисунке 5.1 приведена принципиальная схема четырехлинейного трехпозиционного золотникового распределителя. Золотниковые распределители могут выполняться разгруженными и неразгруженными. На рисунке 5.1 показан разгруженный золотниковый распределитель. Его золотник разгружен от осевых усилий из-за равенства площадей, на которые действует давление жидкости на выходе из распределителя. При отсутствии крайних поясков на золотнике появляется осевое усилие, направленное справа налево.

Недостатком золотниковых распределителей является возможность появления облитерации (зарастание отверстия молекулами жидкости).

Для борьбы с облитерацией в гидравлических системах с небольшим давлением выполняют пояски золотников с нулевым или даже неполным перекрытием окон. Разумеется, что в последнем случае утечки через золотник увеличиваются.

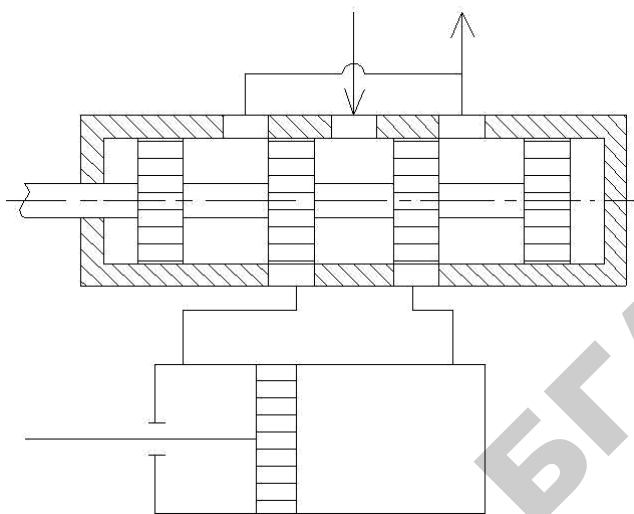


Рисунок 5.1 — Золотниковый распределитель

Крановые распределители (рисунок 5.2) характерны тем, что для изменения распределения жидкости в гидросистеме необходимо повернуть запорный элемент распределителя вокруг своей оси. Конструктивно запорный элемент может быть выполнен в виде цилиндрической конической, шаровой пробки или в виде плоского поворотного крана — золотника. В запорном элементе имеются проходные каналы для жидкости.

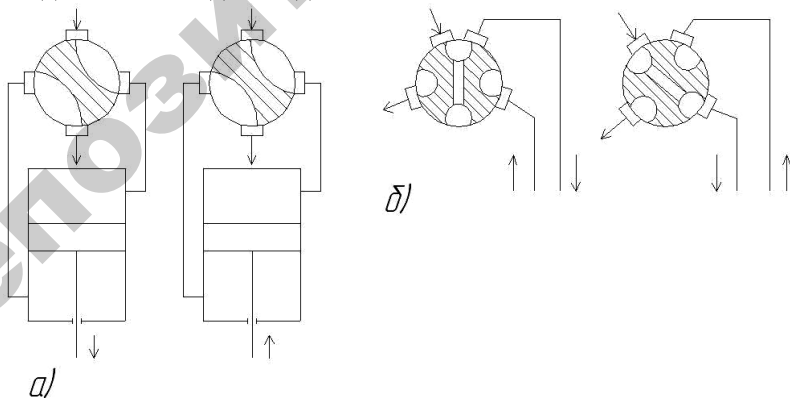


Рисунок 5.2 — Крановый распределитель:
a — простой; *б* — разгруженный

На рисунке 5.2, *a* приведен простейший крановый распределитель. При повороте пробки осуществляется изменение направления движения жидкости в системе после распределителя.

Крановые распределители могут выполняться неразгруженными и разгруженными. В неразгруженных кранах (рисунок 5.2, *a*) давление в камере, связанной с линией нагнетания, не уравнивается с другой стороны, что приводит к одностороннему прижатию пробки, увеличение момента для ее поворота и увеличению утечек. Поэтому при больших давлениях применяют только разгруженные краны (рисунок 5.2, *б*), у которых диаметрально противоположные полости соединены каналами.

При построении условных обозначений распределителей число позиций запорного элемента изображают числом квадратов, а проходы (каналы) в распределителе — линиями со стрелками, показывающими направление потоков рабочей жидкости в каждой позиции. Запорный элемент изображают в исходной позиции, необходимо мысленно передвинуть соответствующий квадрат на место исходной позиции, оставляя внешние гидролинии в прежнем положении. Управление распределителем показывается на малых сторонах общего прямоугольника, составленного из квадратов.

Клапанные распределители применяются в основном в тех гидросистемах, где требуется высокая герметичность. По этой причине запорный элемент выполняют, как правило, в виде конического или шарового клапана.

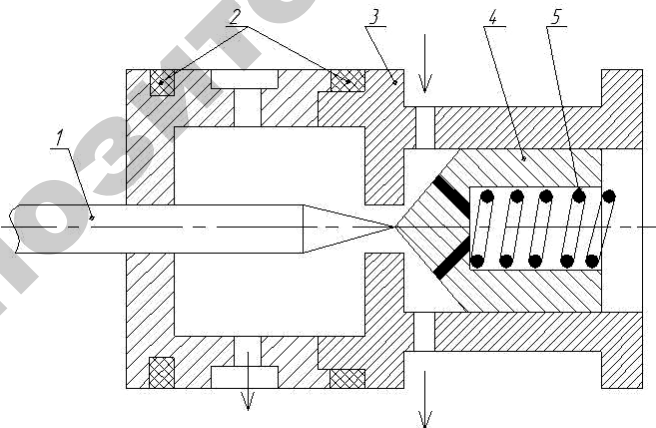


Рисунок 5.3 — Клапанный распределитель:

1 — толкатель; 2 — уплотнения; 3 — седло клапана; 4 — клапан; 5 — пружина

На рисунке 5.3 приведен клапанный распределитель с коническим запорным элементом. Основными деталями распределителя являются клапан 4 с центрирующим плунжером, прижимаемый к седлу 3 пружиной 5, и толкатель 1, действующий на клапан для его открывания. Чаще всего толкатель приводится в действие от электромагнита. В клапане 4 имеются отверстия для его уравнивания от давления. С целью герметизации рабочей камеры в проточке корпуса для толкателя установлены манжетные уплотнения 2.

Распределители этого типа могут работать при весьма высоких давлениях (до 32 МПа). Достоинством их также является большой срок службы. К недостаткам следует отнести малые расходы (до 5 л/мин) и значительные усилия, необходимые для управления.

На сельскохозяйственных уборочных машинах устанавливают многосекционные гидравлические распределители. Их технические характеристики приведены в приложении 12.

Рабочая секция такого распределителя показана на рисунке 5.4.

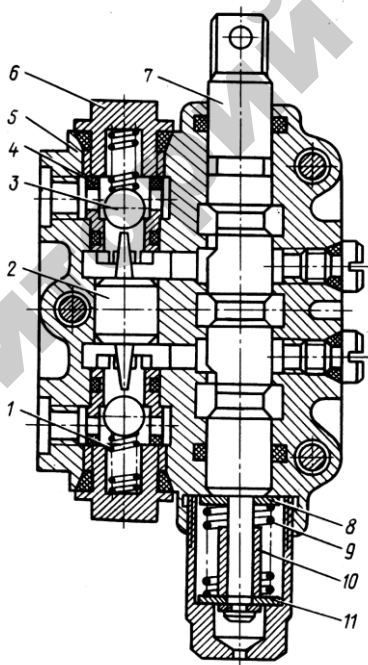


Рисунок 5.4 — Секция распределителя:

1, 9 — пружины; 2 — поршень; 3 — обратный клапан; 4 — втулка; 5 — корпус;
6 — пробка; 7 — золотник; 8, 11 — шайбы; 10 — дистанционная втулка

В корпусе 5 находятся золотник 7, поршень 2 с двумя толкателями, шариковые обратные клапана 3 с втулками 4 и пружинами 1, которые пробками 6 крепятся к корпусу. Золотник 7 в нейтральное положение устанавливается под действием пружины 9, опирающейся торцами на шайбы 8 и 11. Шайбы при нейтральном положении золотника усилием пружины прижимаются к торцевым поверхностям расточек корпуса и стакана. При перемещении золотника вверх или вниз одна из шайб касается торца расточки стакана, а вторая шайба, перемещаясь совместно с золотником, сжимает пружину. Ход золотника ограничен дистанционной втулкой 10. В корпусе под золотником имеется пять кольцевых расточек, через крайние расточки проходят сквозные сливные отверстия, а через центральную расточку — нагнетательный канал. Две средние расточки соединены с полостями над и под поршнем 2.

Распределение потока рабочей жидкости происходит следующим образом. При перемещении золотника распределителя, например, вверх, нагнетательный канал соединяется с полостью, расположенной под поршнем. Под действием силы давления рабочая жидкость открывает верхний запорный клапан и поступает в нагнетательную магистраль гидравлического устройства. Одновременно с открытием верхнего клапана поршень 2 под действием силы давления рабочей жидкости перемещается вниз и своим толкателем смещает нижний запорный клапан, открывая путь жидкости со сливной магистрали.

На рисунке 5.5 показан гидравлический распределитель типа Р75-43. В корпусе 3 размещены три золотника 1, предохранительный 22 и перепускной 6 клапаны. Сверху и снизу корпус закрыт крышками 2 и 9. Управление золотником осуществляется рычагами 21. Для подвода рабочей жидкости в корпусе золотника имеются полость Н, каналы управления 20 и слива 19.

При нейтральном или "плавающем" положении золотника рабочая жидкость заполняет полость Н, управляющий и сливной каналы. Перепускной клапан 6 вследствие разности площадей и перепада давления в дроссельном отверстии 5, преодолевая силу пружины 4, открывается и рабочая жидкость делится на два потока: часть по каналам 20 и 19 поступает в сливную полость, а другая непосредственно через рабочее окно 7 в сливное окно 8.

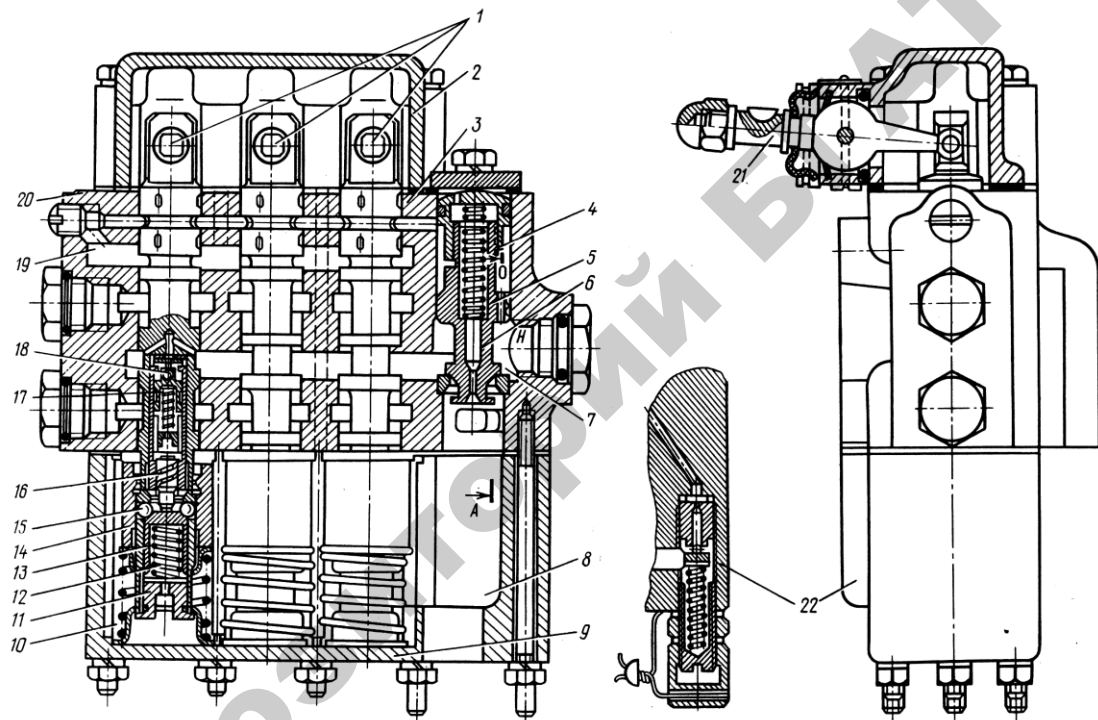


Рисунок 5.5 — Схема распределителя:

1 — золотники; 2, 9 — крышки; 3 — корпус; 4, 10, 12 — пружины; 5 — дроссельное отверстие; 6, 22 — перепускной и предохранительный клапана; 7, 8 — рабочее и сливное окна; 11 — толкатель; 13 — втулка; 14 — обойма; 15 — фиксатор; 16 — направляющая; 17 — гильза; 18 — клапан; 19, 20 — каналы слива и управления; 21 — рычаг

В рабочих положениях золотник *1* перекрывает кромкой канал управления *20*, давление жидкости по обе стороны дроссельного отверстия *5* выравнивается и перепускной клапан *6* закрывается. Жидкость поступает в полость высокого давления и в зависимости от положения рычага управления проходит в одну из полостей А (Б) и к гидродвигателю, а затем со сливной магистрали через полость Б (А) и рабочие окна распределителя она поступает на слив.

При плавающем положении золотника обе магистрали, идущие к исполнительному гидродвигателю, сообщаются со сливной полостью распределителя, а насос разгружается и через перепускной клапан перекачивает жидкость в резервуар. Золотник фиксируется в определенных положениях при помощи шариковых фиксаторов *15*, которые удерживаются в гнездах втулкой *13* и пружиной *12*. Автоматическое устройство возврата золотника в нейтральное положение находится в нижней части самого золотника. Оно состоит из гильзы *17* с клапаном *18*, который прижат к гнезду единой и направляющей *16*.

Регулировку клапана на давление осуществляют винтом пружины клапана. В нижней части гильзы расположен толкатель *11*. На наружную цилиндрическую поверхность золотника надета обойма *14* с тремя внутренними расточками, куда входят шариковые фиксаторы *15*. Когда золотник находится в "плавающем" положении, фиксаторы располагаются в верхней расточке, при положении "опускание" — в средней а при положении "подъем" — в нижней. На золотник через обойму *14* действует пружина *10*, помещенная между нижними и верхними стаканами. При верхнем положении обоймы, когда она касается выступа корпуса распределителя, пружина через стакан, который резьбой соединен с золотником, отжимает последний вниз. При нижнем положений, когда стакан касается нижней крышки, пружина через стакан отжимает золотник вверх.

Работа автомата возврата золотника в нейтральном положении протекает так. При повышении давления в одной из магистралей до допустимого максимального значения открывается шариковый клапан *18* и жидкость, по осевому каналу поступает внутрь золотника, действует на толкатель, который, в свою очередь, сдвигает вниз втулку *13* фиксаторов. При этом фиксаторы выходят из расточки обоймы, и пружина *10* возвращает золотник в нейтральное положение. При понижении в системе давления шариковый клапан под воздействием пружины закрывает осевой канал, и пружина *12* возвращает толкатель в исходное положение.

Гидрораспределители с электрогидравлическим управлением ти-

па РЭГ 50–3 устанавливают на самоходных сельскохозяйственных машинах и комбайнах.

В корпусе 1 (рисунка 5.6) имеются запорные клапаны 2, электромагниты 3, клапаны и цилиндрический золотник 4. Золотник имеет кольцевые проточки, цилиндрические пояски, радиальные и осевые сверления, в которых размещены седла клапана 7, центральная втулка 5, кольца. В нейтральное положение золотник устанавливается пружинами 6.

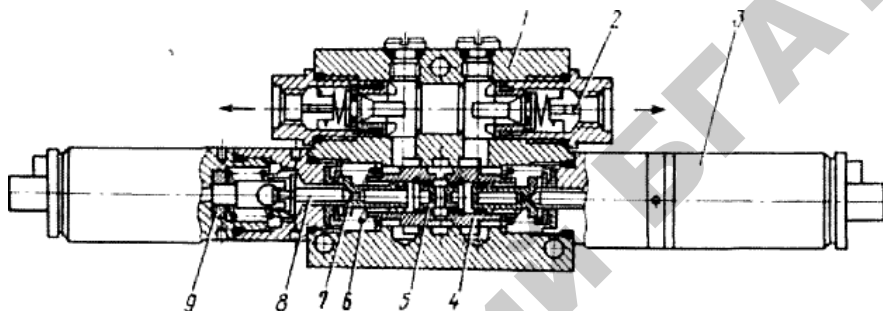


Рисунок 5.6 — Электрогидравлический распределитель:

1 — корпус; 2 — запорный клапан; 3 — электромагнит; 4 — цилиндрический золотник; 5 — центральная втулка; 6 — пружина; 7 — седло клапана; 8 — игла; 9 — якорь электромагнита

Управление золотником осуществляется кнопкой управления, электрический сигнал от которой поступает на якорь 9 электромагнита, посредством которого смещается игла 8. Золотник открывает канал управления и жидкость поступает в правую или левую секцию запорных клапанов и далее к гидроцилиндрам.

Электрогидравлический распределитель ЭГР–4 предназначен для распределения потока рабочей жидкости от насоса с управлением разгрузкой к гидродвигателю исполнительного механизма. Распределитель состоит из датчиков сервоуправления 1 и 4 (рисунка 5.7), электромагнитов 2 и 3, плунжера 8, рабочих каналов 11 и 12, канала управления 6, подводящего канала 7, обратного клапана 9, подпружиненного реверсивного золотника 5 и выпускного клапана 10.

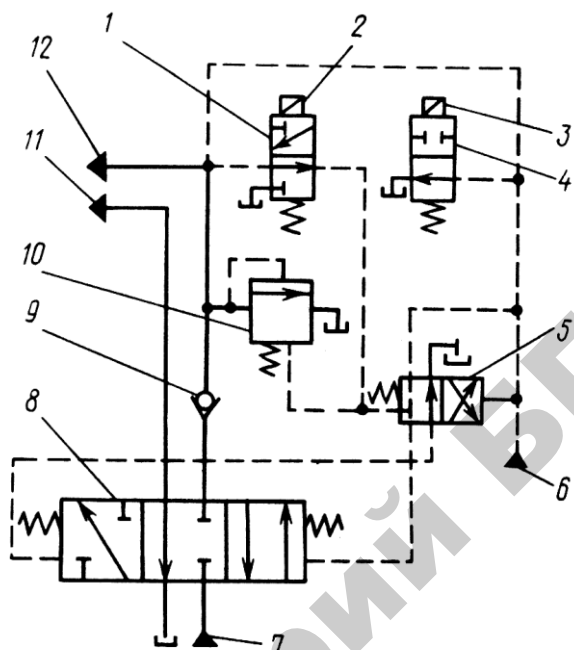


Рисунок 5.7 — Схема электрогидравлического распределителя:
 1, 4 — датчики сервоуправления; 2, 3 — электромагниты; 5 — канал управления;
 7 — подводящий канал; 8 — плунжер; 9 — обратный клапан; 10 — выпускной
 клапан; 11, 12 — рабочие каналы

Работает электрогидравлический распределитель в таком порядке. При фиксировании навесного устройства канал управления сообщается через датчик 4 при обесточенном электромагните 3 со сливом, что обеспечивает разгрузку подводящего канала. Под действием давления в рабочем канале 12, создаваемого весом орудия, обратный и выпускной клапаны разобщают этот канал со сливом.

При подъеме орудия включают электромагнит 3, который перемещает датчик 4 и разобщает канал управления со сливом. При этом под действием давления в канале управления посредством реверсивного золотника плунжер смещается влево от исходного положения, сообщая подводящий канал с рабочим каналом 12, а рабочий канал 11 — со сливом.

Опускание навесного устройства происходит под собственным весом при включении электромагнита 2, который, перемещая дат-

чик 1, сообщает пружинную полость выпускного клапана со сливом. Под действием давления, создаваемого весом навесного орудия, выпускной клапан открывается, что обеспечивает перетекание рабочей жидкости из рабочего канала 12 на слив.

При одновременном включении электромагнитов происходит принудительное опускание навесного орудия.

Распределители с плоскими золотниками и крановые распределители применяют при небольших расходах и давлениях жидкости в промышленных машинах и установках.

Клапанные распределители применяются в быстроразъемных соединениях трубопроводов и в гидрозамках.

Расход жидкости через золотник распределителя:

$$Q_p = S_p \mu_p \sqrt{\frac{2g\Delta p}{\rho}}, \quad (5.1)$$

где S_p — площадь проходного сечения рабочего окна;

μ_p — коэффициент расхода;

Δp — перепад давления;

ρ — плотность рабочей жидкости.

Если золотник цилиндрический, а проточка в гильзе кольцевая, то площадь проходного сечения:

$$S_{ц} = \pi d_3 x, \quad (5.2)$$

где d_3 — диаметр золотника;

x — перемещение золотника (открытие окна).

Когда золотник имеет коническую часть с углом α , а проточка в гильзе кольцевая, то площадь проходного сечения:

$$S_k = \pi d_3 x \sin \alpha, \quad (5.3)$$

Если золотник имеет нарезанные под углом α шлицы шириной b , то площадь проходного сечения:

$$S = zbx \sin \alpha, \quad (5.3)$$

где z — число золотников.

Испытания распределителя

На испытательном стенде провести испытания распределителя;
– ознакомиться с лабораторной установкой, с применяемыми при-

- борами, изучить принципы регулирования площади проходного сечения золотника распределителя;
- запустить установку. Убедившись, что режим установился (показания приборов не изменяются), произвести измерения давления p_n и $p_{сл}$, расхода Q масла при положении рычага управления золотником распределителя 1, 2, 3, 4. Данные измерений записать в таблицу 5.1;
 - построить опытную характеристику зависимости расхода масла через распределитель от величины перемещения золотника.

Таблица 5.1 — Результаты испытания распределителя

№ положения	x	S	$p_{сл}$	p_n	Q
1					
2					
3					
4					

Лабораторная работа № 6 «Конструкции клапанов, дросселей расхода, регуляторов, делителей и сумматоров потока»

Цель: изучить устройство, принцип работы, регулировки и основные характеристики клапанов, дросселей, регуляторов потока, делителей и сумматоров потока.

Задание:

- 1) изучить устройство, принцип работы и классификацию клапанов, дросселей и регуляторов потока;
- 2) исследовать характеристики гидравлических клапанов.

Гидравлические клапана

Клапан — это автоматический гидроаппарат, который при действии переменного расхода и давления рабочей жидкости изменяет проходное сечение гидролинии. Их классифицируют — по назначению: на напорные (предохранительные и переливные), редуционные и разности давлений; по действию — на прямого и непрямого действия. Предохранительные клапана служат для защиты гидроприводов от давлений рабочих жидкостей, превышающих допустимые. Все они периодического действия, так как при нормальном режиме работы гидропривода находятся в закрытом состоянии, а включаются в действие только при превышении давления в гидросистеме.

Предохранительные клапана

Предохранительные клапана прямого действия — шариковые, конусные, плунжерные, золотниковые, мембранные (рисунки б.1, а, б, в) — состоят из корпуса 1, запорного устройства 2, пружины 3, регулировочного винта 4, изменяющего силу сжатия пружины ($F_{пр}$). В процессе работы при превышении значения давления p жидкости в гидроприводе выше расчетного пружина сжимается на величину Δh и запорное устройство открывает путь жидкости в сливную магистраль. Закрытие клапана происходит при уменьшении давления до расчетного значения.

Предохранительные клапана устанавливаются на насосе или сразу за ним. Это уменьшает повышение давления в гидроприводе при срабатывании клапана.

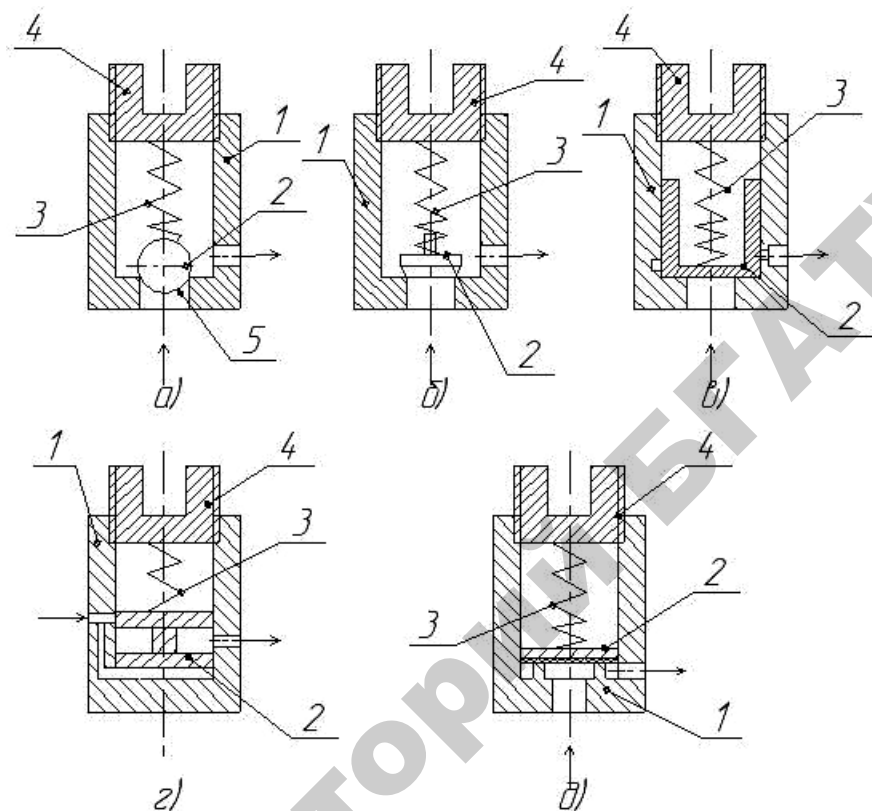


Рисунок 6.1 — Схемы предохранительных клапанов:
а — шариковый; *б* — конусный; *в* — плунжерный; *г* — золотниковый; *д* — мембранный; 1 — корпус; 2 — запорное устройство; 3 — пружина; 4 — регулировочный винт

Обратные клапана

Обратные клапана предназначены для пропускания жидкости только в одном направлении. В зависимости от конструкции запорного элемента, чаще всего они бывают шариковыми или коническими, реже тарельчатыми.

Принципиальная схема первых двух не отличается от приведенных на рисунке (рисунки 6.1, *а*, *б*) предохранительных клапанов. У предохранительных клапанов будут меньшими сечения проходных каналов. Схема тарельчатого обратного клапана приведена на рисунке 6.2.

Обратные клапана применяются в сложных схемах гидропривода, состоящих из нескольких насосов, а также подпитки систем и реверсивных магистралах.

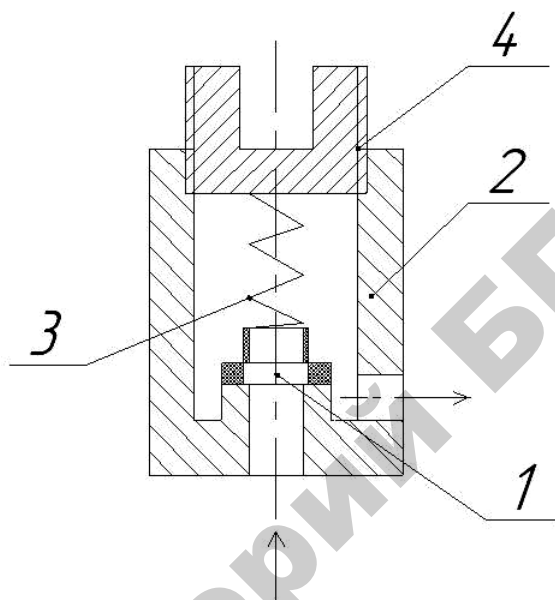


Рисунок 6.2 – Обратный клапан:
1 — корпус; 2 — запорное устройство; 3 — пружина;
4 — регулировочный винт

Клапан с шариковым рабочим органом состоит из корпуса 1 (рисунок 6.1, а) с седлом 2, клапана 3, цилиндрической пружины 4 и крышки 5. Пружина клапана имеет малую жесткость и практически не оказывает сопротивления рабочей жидкости. При работе жидкость из полости А проходит в полость Б и далее в магистраль, поднимая клапан 3 от седла 2 за счет усилия, создаваемого давлением. При обратном движении рабочей жидкости клапан 3 силой давления плотно прижимается к седлу, перекрывая проход жидкости из полости Б в полость А (беспружинные обратные клапаны устанавливаются только в вертикальном положении, чтобы сила тяжести прижимала запорный элемент к седлу).

Переливные клапана

Переливной клапан предназначен для поддержания заданного давления в месте его подключения за счет непрерывного слива рабочей жидкости. Принципиально переливной клапан отличается от предохранительного только постоянством своего действия, что предъявляет к его конструкции ряд требований:

- скорость жидкости, протекающей через клапан, должна быть сравнительно небольшой (не более 5–8 м/с);
- запорный элемент не должен подвергаться колебательным явлениям;
- пропускная способность клапана должна быть значительной (в пределе равной подаче насоса).

Для увеличения чувствительности клапана и повышения стабильности давления в гидросистеме золотник делают дифференциальным или к основному клапану пристраивают вспомогательный. На рисунке 6.3 показан переливной клапан.

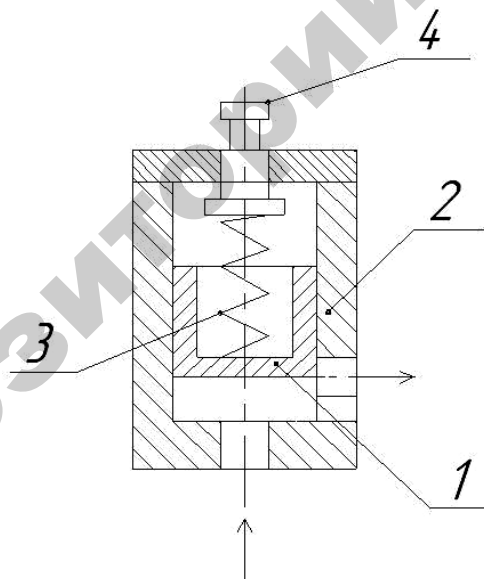


Рисунок 6.3 – Переливной клапан:
1 — корпус; 2 — запорное устройство; 3 — пружина;
4 — регулировочный винт

Редукционный клапан

Редукционный клапан предназначен для поддержания заданного более низкого давления рабочей жидкости в отводимом от него потоке по сравнению с давлением в подводимом к нему потоке. Редукционный клапан, как и переливной, при работе открыт и отличается от него тем, что поддерживает постоянное давление жидкости после себя в потоке, в то время как переливной — до себя. На рисунке 6.4, а приведена схема клапана, предназначенного для больших перепадов давления.

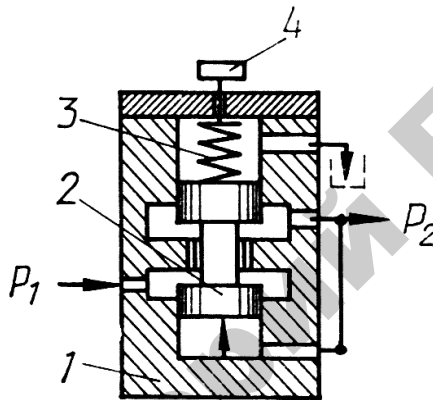


Рисунок 6.4 – Схема редукционного клапана:

1 — корпус; 2 — запорное устройство; 3 — пружина; 4 — регулировочный винт

Гидролинией А к запорному элементу 2, выполненному в виде дифференциального золотника, подводится жидкость высокого давления p_1 , а по гидролинии 4 отводится жидкость с пониженным давлением p_2 . Если давление в полости 3 снизится, то оно снизится и в полости 7, и сила давления жидкости, действующая на запорный элемент 2 снизу, окажется больше суммарного усилия пружины и силы давления, действующей на запорный элемент сверху. Последний приподнимается вверх, уменьшится сопротивление щели между седлом и запорным элементом и давление в полости 3 повысится. При повышении давления в полости 3 произойдет обратное явление. Величина редуцированного давления регулируется с помощью винта 10. Для устранения колебаний запорного элемента в соединительную трубку 6 вставлена втулка 9 с капиллярными отверстиями.

Полость 5 соединена с линией слива. Редукционные клапаны применяются в схемах с несколькими потребителями, питающимися от одного насоса, но требующими разных давлений.

Перепускной клапан

Перепускной клапан служит для слива рабочей жидкости в системе при работающем насосе и выключенном потребителем ее гидравлической энергии.

Перепускной клапан (рисунки 6.5, а, б) состоит из корпуса 1, клапана 2, цилиндрической пружины 3, запорного клапана 4, рабочей полости А, сливного канала В и канала управления С.

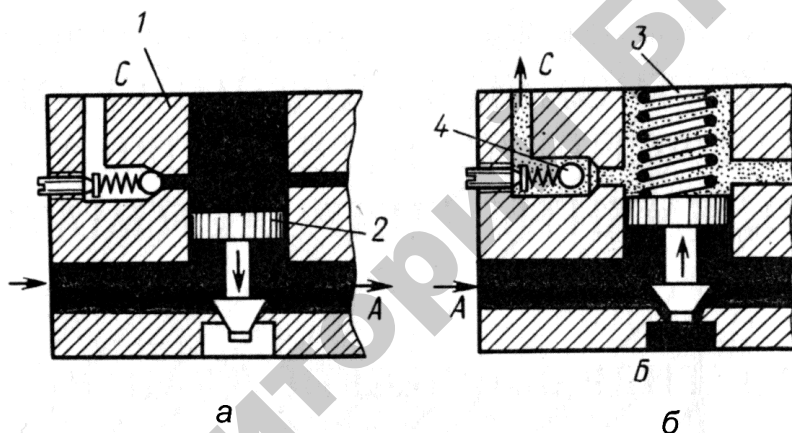


Рисунок 6.5 — Перепускной клапан:
 а — закрытое положение; б — рабочее положение; 1 — корпус; 2 — клапан;
 3 — пружина; 4 — запорный клапан

При функционировании гидропривода золотник управления перекрывает канал управления С, а жидкость через рабочую полость А поступает к исполнительному рабочему органу, давление жидкости p над цилиндрической частью клапана и давление в рабочей полости равны, поэтому за счет разности площадей верхней и нижней S частей клапана и жесткости c пружины возникает сила F_p , прижимающая конус клапана к седлу.

Если золотник управления открывает канал С и соединяет его со

сливом, то за счет разности давлений в надклапанной камере и рабочей полости A происходит подъем клапана, часть рабочей жидкости проходит через сверление в цилиндрической его части и через запорный клапан на слив, а основной поток жидкости в полость B . При этом происходит разгрузка насоса, так как давление нагнетания равняется давлению слива жидкости.

При расчете предохранительных клапанов, необходимо подбирать параметр посадочного гнезда и жесткость пружины, так как давление жидкости p_1 действуя на поверхность клапана, площадью S создает силу F_1 , противодействующую силе сжатой пружины $F_{пр}$. При нормальной работе гидропривода $F_1 < F_{пр}$, т. е. клапан закрыт, а в случае увеличения $F_1 - F_1 > F_{пр}$, клапан закрыт.

Расход через золотник клапана определяется по формуле:

$$Q_{\text{кл}} = \mu_{\text{кл}} S_{\text{кл}} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_{\text{сл}})}{\rho}}, \quad (6.1)$$

где $\mu_{\text{кл}}$ — коэффициент расхода, $\mu_{\text{кл}} = 0,6-0,72$;

$S_{\text{кл}}$ — площадь дроссельной щели;

ρ — плотность рабочей жидкости;

p_1 — давление срабатывания предохранительного клапана;

$p_{\text{сл}}$ — давление слива.

Для шарикового клапана:

$$S_{\text{ш}} = \frac{\pi}{2} \left(d_{\text{сп}} + \frac{d_{\text{сп}} d_{\text{ш}}}{2A} \right) \left(A - \frac{d_{\text{ш}}}{2} \right), \quad (6.2)$$

где $d_{\text{ш}}$ — диаметр шарика;

$d_{\text{сп}}$ — средний диаметр;

A — коэффициент.

$$A = \sqrt{\frac{d_{\text{сп}}^2}{4} \left(\pi + \sqrt{\frac{d_{\text{ш}}^2 - d_{\text{сп}}^2}{4}} \right)^2}, \quad (6.3)$$

$$d_{\text{сп}} = \frac{D - D_y}{2}, \quad (6.4)$$

где D — диаметр проходного сечения нагнетательного отверстия

клапана;

D_y — наружный диаметр уплотнительного пояса клапана.

Для конусного клапана площадь:

$$S_k = \pi D_y h \sin \frac{\alpha}{2}, \quad (6.5)$$

где α — угол конусности седла клапана, $\alpha = (30-60)^\circ$ для конического и шарикового клапанов;

h — высота поднятия клапана от поверхности седла.

$$h = \frac{Q_{\text{кл}}}{\mu_{\text{кл}} \pi d_{\text{ср}} \sin \alpha} \sqrt{\frac{\rho}{2(p_1 - p_{\text{сл}})}}. \quad (6.6)$$

Жесткость пружины предохранительного клапана определяется:

$$c \leq \frac{S_{\text{кл}} \mu_{\text{кл}} \pi d \sin \alpha}{Q_{\text{кл}}} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_{\text{сл}})}{\rho}}. \quad (6.7)$$

Давление срабатывания предохранительного клапана при известной жесткости пружины находится по формуле:

$$p_1 \geq p_{\text{сл}} + \frac{ch}{S_{\text{кл}}}. \quad (6.8)$$

Гидравлические замки

Гидравлические замки и запорные клапаны предназначены для управления потоком рабочей жидкости, т. е. пропускания жидкости в одном направлении и запираения в обратном. Они используются в гидроприводах для автоматического запираения рабочей жидкости в полостях гидроцилиндров и гидродвигателей с целью их стопорения в заданном положении и управляются механическими звеньями, электромагнитами, пневмо- и гидроэлементами.

Гидравлические замки могут быть односторонними и двусторонними, с шариковыми и коническими клапанами.

Односторонний гидрозамок состоит из шарикового клапана 2 (рисунок 6.6, в), установленного в корпусе 1, пружины 3 и толкате-

ля 4. Под действием пружины клапан отводится от гнезда, и рабочая жидкость свободно поступает из полости *A* в полость *B* и обратно. Если оказать воздействие на толкатель 5 при помощи, например, механического звена 4, которое прижимает клапан к седлу, то происходит запираание полости *B*. Такая конструкция запорного клапана применяется на гидроцилиндрах. Механическое звено 4 в этом случае устанавливается в определенном положении на штоке поршня, и перемещается вместе с ним.

Двусторонний гидрозамок состоит из корпуса 1 (рисунок 6.6, *з*), двух запорных клапанов 2 и 9, пружин 3 и 10, клапанов плавающего поршня 6 с толкателями 4, 8 и пружинами 5, 7. В корпусе гидрозамка имеются полости *A* и *Г*, которые соединены с исполнительным рабочим органом гидропривода (гидродвигателем), и полости *B* и *В*, связанные с напорной или сливной магистралью.

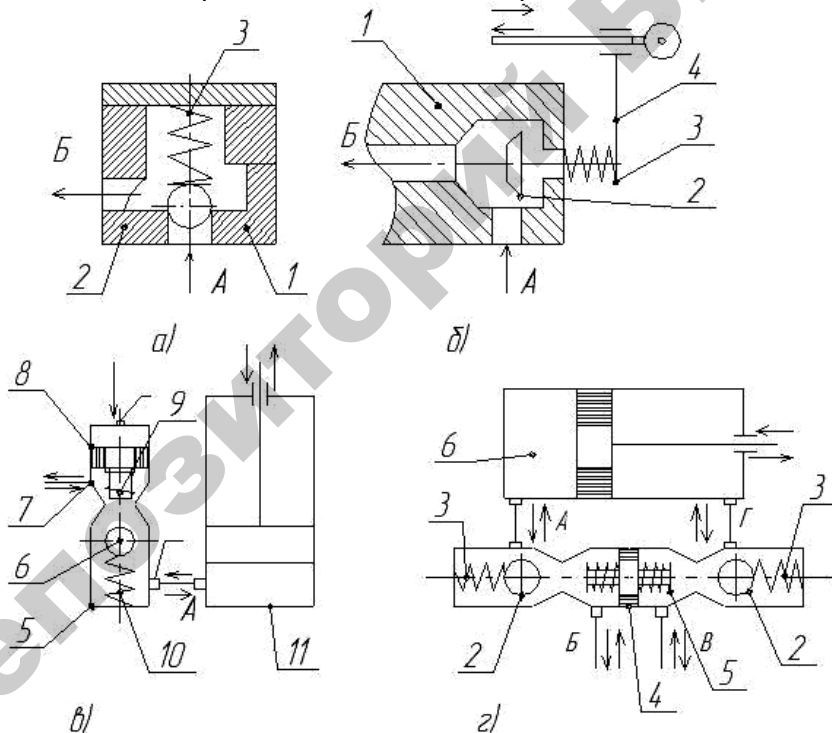


Рисунок 6.6 — Гидравлические замки:

а — шариковый; *б* — конический; *в* — односторонний; *г* — двусторонний; 1 — корпус; 2 — запорное устройство; 3 — пружина; 4 — толкатель; 5 — пружина; 6 — гидроцилиндр

Работа гидрозамка. При нейтральном положении электромагнит обесточен, поршень с толкателями находится в среднем положении, подвод и отвод жидкости к плоскостям *Б* и *В* отсутствует, то есть гидродвигатель застопорен в определенном положении. Если соединить полость *Б* с напорной магистралью, а *В* со сливной, тогда поршень *б* с помощью электромагнита сместится вправо и толкатель откроет клапана 9. При этом клапан 2 будет работать как обратный, клапан 9 — как клапан распределителя. Рабочая жидкость под давлением откроет клапан 2 и поступит из полости *Б* в полость *А*, а слив рабочей жидкости будет происходить из полости *Г* в полость *В* через открытый толкателем клапан 9. Рабочий цикл повторяется аналогично в случае переключения распределителем полостей нагнетания и слива (*Б*, *В*) гидрозамка.

Регуляторы расхода

Регуляторы расхода объединяют устройства, предназначенные для управления расходом рабочей жидкости. К ним относятся: дроссели, регуляторы потока, делители и сумматоры потока.

Дроссели

Дроссели представляют собой регулируемые местные сопротивления, площади проходных отверстий которых можно изменять в процессе работы и тем самым изменять расход жидкости.

В зависимости от формы проходного отверстия и регулирующего элемента дроссели делятся на игольчатые, щелевые, канавочные, пластинчатые (рисунок 6.7). Наиболее характерной особенностью дросселя является форма проходного и отверстия и соотношение между его площадью и периметром смачивания. Чем больше отверстие и чем меньше его периметр смачивания, тем меньше сказывается вязкость жидкости на расходе, тем стабильнее работает дроссель. Поэтому при выборе дросселей следует ориентироваться на те, у которых гидравлический радиус имеет максимальное значение.

Изменение площади проходного отверстия у игольчатых дросселей (рисунок 6.7, *а*) достигается за счет осевого перемещения иглы. Недостаток игольчатых дросселей — склонность к облитерации вследствие значительного параметра кольцевой щели.

Площадь проходного отверстия у щелевых дросселей (рисунок 6.7, *б*) изменяется при повороте полой пробки, в которой сделана щель. Так как толщина стенки пробки мала, то пропускная способ-

ность дросселя практически не зависит от вязкости жидкости. Не возникает в щелевом дросселе и облитерация. Поэтому дроссели этого типа нашли наибольшее применение.

Пластичный дроссель (рисунок 6.7, в) состоит из набора шайб с отверстиями.

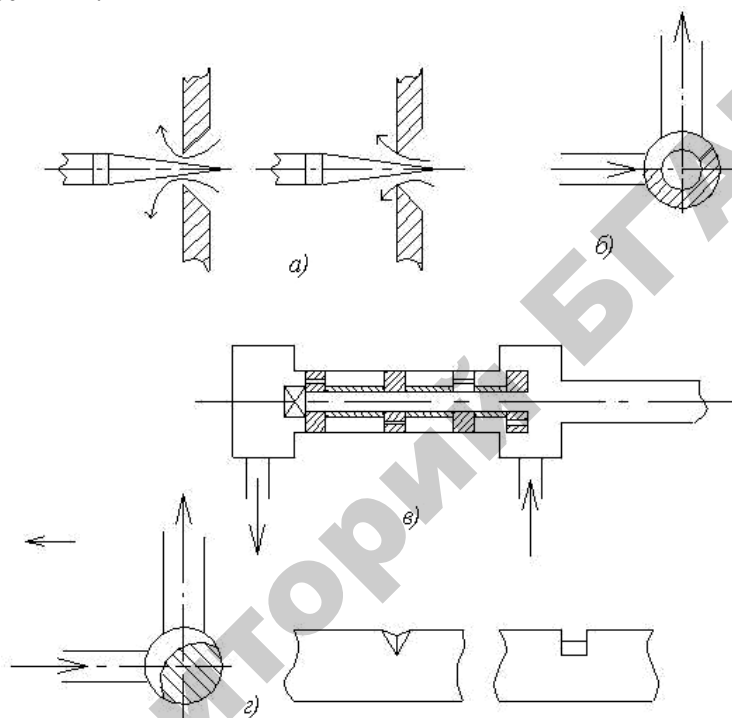


Рисунок 6.7 — Схемы дросселей:

a — игольчатый; *б* — щелевой; *в* — пластинчатый; *з* — канавочный

Расход меняется с изменением числа шайб, находящихся на пути потока жидкости. На характеристику дросселя этого типа мало влияют облитерация и вязкость жидкости, но он хуже работает на загрязненных жидкостях, чем щелевой. У канавочных дросселей (рисунок 6.7, з) изменение площади проходного отверстия достигается поворотом пробки, на боковой поверхности которой сделаны эксцентричные каналы треугольной или прямоугольной формы. Канавочные дроссели склонны к облитерации и при малых расходах на их пропускную способность влияет вязкость жидкости.

Регуляторы потока

Регулятор потока предназначен для обеспечения заданного расхода вне зависимости от величины перепада давления между входным и выходным патрубками аппарата. Он состоит из дросселя и клапана разности давлений, поддерживающего постоянный перепад давления на дросселе.

На рисунке 6.8 приведена схема регулятора потока Г 55–2.

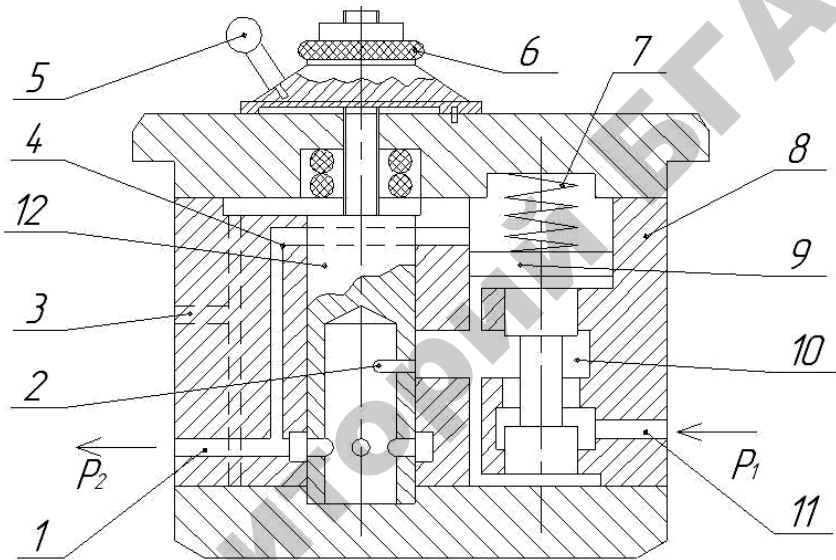


Рисунок 6.8 — Регулятор потока:

- 1 — выходное отверстие; 2 — пробка; 3 — канал; 4 — обводной канал;
5 — рукоятка; 6 — лимб; 7 — пружина; 8 — корпус; 9 — золотник;
10 — полость; 11 — входное отверстие; 12 — шток

Жидкость подводится к отверстию 11, проходит щель, образованную золотником 9 и корпусом 8, в полость 10 и далее. Через дроссельную щель в пробке 2 — к выходному отверстию 1.

При уменьшении давления в отверстии 1 по обводному каналу 4 пониженное давление подается в полость над поршнем золотника 9. По этой причине золотник поднимается вверх и уменьшит площадь проходной щели между золотником и корпусом 8, благодаря чему уменьшится давление и в полости 10. При увеличении давления на

выходе регулятора процесс будет протекать в обратном направлении.

Таким образом, перепад давления на дросселе останется неизменным.

Если в отверстии 1 давление постоянное, а подводимое к отверстию 11 уменьшится, то из-за уменьшения суммарного давления жидкости на золотник 9 снизу он под действием пружины 7 и давления на поршень сверху опустится вниз и увеличит проходное отверстие между корпусом 8 и золотником 9. Давление в полости 10 увеличится. При увеличении давлений в отверстии 11 процесс будет протекать в обратном направлении. Таким образом, и в этом случае клапан разности давлений будет поддерживать постоянный перепад на дросселе.

Плавное регулирование расхода происходит за счет изменения площади проходного отверстия дросселя при вращении лимба 6, грубое — при повороте рукоятки 5. Утечки жидкости из аппарата отводятся через отверстие 3.

Расход через дроссель любой конструкции определяется по формуле истечения через малые отверстия и щели:

$$Q_d = \mu_{др} S_{др} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (6.9)$$

где $\mu_{др}$ — коэффициент расхода дросселя, $\mu_{др} = 0,64 \dots 0,7$ для игольчатых, $\mu_{др} = 0,75 \dots 0,8$ для щелевых;

$S_{др}$ — площадь проходного отверстия дросселя;

Δp — перепад давления в дросселе.

Дроссель может быть установлен последовательно или параллельно с гидродвигателем.

При последовательном включении дросселя он может быть установлен в напорной или сливной гидролинии. Без учета потерь давления и утечек в гидролинии давление гидродвигателя p_d и расход Q_d будут равны:

$$p_d = p_n - \Delta p_{др}, \quad (6.10)$$

$$Q_d = Q_n - \Delta Q. \quad (6.11)$$

Обе схемы не обладают постоянством скорости выходного звена гидродвигателя при переменной нагрузке. Поэтому гидропривод с дроссельным регулированием применяется главным образом в машинах с малоизменяющейся нагрузкой или когда с увеличением

нагрузки необходимо уменьшить скорость исполнительного органа, и наоборот.

В случае необходимости дроссельного регулирования с независимой скоростью выходного звена гидродвигателя от нагрузки применяются регуляторы потока. Тогда:

$$Q_d = Q_n - Q_{\text{рег}}, \quad (6.12)$$

$$p_d = p_n = \Delta p_{\text{рег}}, \quad (6.13)$$

где $\Delta p_{\text{рег}} = \Delta p_{\text{др}} + \Delta p_{\text{к}}$ — перепад давления на регуляторе;

$\Delta p_{\text{др}}$ — перепад давления на дросселе регулятора;

$\Delta p_{\text{к}}$ — перепад давления на клапане разности давлений регулятора.

При постоянном сопротивлении дросселей и переменной нагрузке (переменном давлении p_d — гидродвигатель) будет изменяться и давление на регуляторе потока $\Delta p_{\text{рег}}$, но только за счет изменения давления на клапане разности давлений регулятора $\Delta p_{\text{к}}$. Поэтому расход через регулятор в этих условиях будет определяться только сопротивлением дросселя, что позволит, при переменной нагрузке на гидродвигателе p_d иметь постоянную скорость v_d выходного звена гидродвигателя.

Делители и сумматоры потока

Делители предназначены для поддержания заданного соотношения расходов рабочей жидкости в нескольких параллельных потоках при их разделении. Чаще всего возникает необходимость разделить расход жидкости, поступающий к двум гидродвигателям, на две равные части. Например, от одного насоса осуществляется подвод жидкости к гидромоторам, приводящим в движение роторы активных рабочих органов сельскохозяйственных машин. В этом случае, для того чтобы роторы вращались с одинаковой угловой скоростью, необходимо, чтобы в каждый гидромотор независимо от нагрузки поступал одинаковый расход рабочей жидкости. Аналогичная задача может возникнуть при подаче жидкости в два гидроцилиндра.

Существуют шестеренчатые и клапанные делители потока. На рисунке 6.9 приведена одна из возможных схем подключения клапанного делителя потока к гидроцилиндрам.

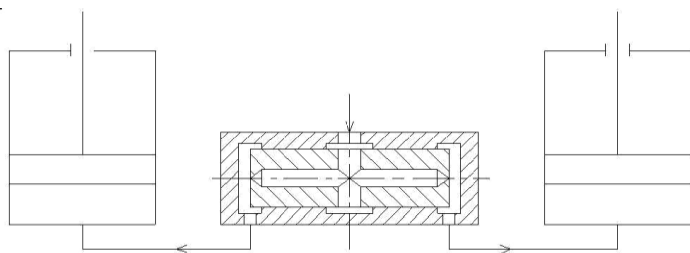


Рисунок 6.9 — Клапан соотношения расходов

Одним из недостатков рассмотренного клапана является необходимость изготовления его элементов с очень высокой точностью.

Шестеренчатые делители потока (рисунок 6.10) представляют собой несколько шестеренчатых универсальных гидромашин (секций) 1 и 2, ведущие роторы 3 и 4 которых связаны между собой жесткой кинематической связью при помощи соединительных валов 5.

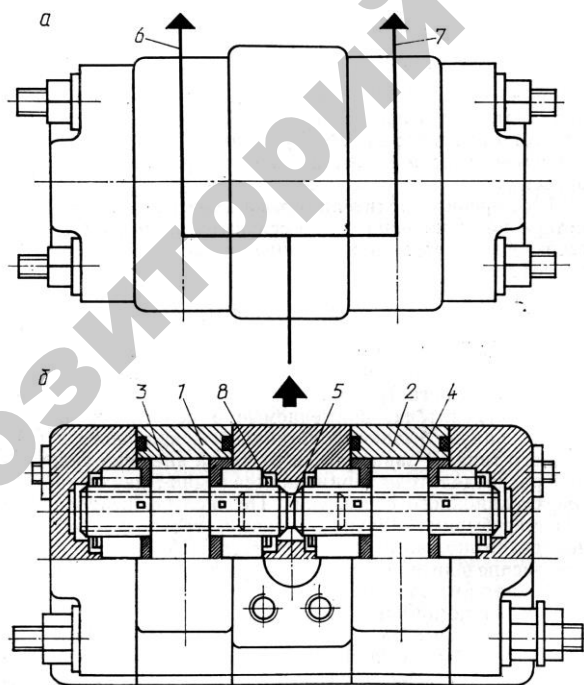


Рисунок 6.10 — Шестеренчатый делитель потока:
1, 2 — корпус; 3, 4, 6, 7 — шестерни; 5 — соединительный вал;

8 — общая магистраль; 9, 10 — разделительные магистрали

При работе гидравлический насос подает рабочую жидкость под давлением в нагнетательный канал 8 делителя потока, шестерни под давлением масла вращаются пропуская через секцию делителя определенное количество масла, зависящие от геометрических параметров секции 1, 2, но так как две секции связаны жесткой связью 5, то шестерни 3, 4 в двух секциях вращаются с одинаковой скоростью, тем самым пропуская одинаковое количество масла, и жидкости, разделившись на два равных потока 9, 10 масло поступает к работающим гидродвигателям.

В шестеренчатых делителях соблюдается следующее соотношение между входной и выходной мощностями:

$$Q_n p_n \eta_m = Q_1 p_1 + Q_2 p_2, \quad (6.14)$$

где η_m — механический КПД делителя;

Q_n , Q_1 , Q_2 — расход жидкости от насоса, первой и второй секций делителя соответственно;

p_n , p_1 , p_2 — давление жидкости, создаваемое насосом и соответственно, в первой и второй секциях.

Следовательно, исходя из формулы 6.14 можно сделать вывод, что применение делителей потока позволяет перераспределить мощность от менее нагруженной к более нагруженной секции. Шестеренчатые делители потока имеют незначительные потери по сравнению с клапанными и могут быть изготовлены из различного количества секций с различными объемами.

Иногда в схемах гидропривода необходимо поддерживать заданное соотношение расходов рабочей жидкости в нескольких параллельных; потоках при их слиянии. Эту роль выполняют сумматоры потока.

Исследование характеристик и параметров гидравлических клапанов

Порядок выполнения исследований:

- изучить устройство и принцип работы установки;
- включить электродвигатель установки;
- проверить производительность насоса;
- установить частоту вращения насоса до номинальных оборотов;
- произвести измерение давления срабатывания клапана в 1-ом положении регулировочного винта;
- изменить регулировочным винтом жесткость пружины, клапана и

- измерить давление срабатывания клапана в положении 2 и 3;
- данные занести в таблицу 1;
- рассчитать по формуле 6.1 расход жидкости через клапан $Q_{\text{кл}}$;
- построить, зависимость давления срабатывания предохранительного клапана $p_{\text{кл}}$ от жесткости пружины c клапана (жесткость пружины измерена на специальном стенде).

Таблица 6.1 — Результаты исследования гидравлических клапанов

	c	$p_{\text{кл}}$	$Q_{\text{кл}}$
1 положение			
2 положение			
3 положение			

3 ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Лабораторная работа № 7

«Изучение конструкций и исследование характеристик гидромуфт, гидротрансформаторов и ГСОМ»

Цель: приобрести знания по устройству и навыки по эксплуатации гидродинамических передач.

Задание:

- 1) изучить конструкцию и принцип работы гидромуфт и гидротрансформаторов;
- 2) изучить конструкцию гидравлической системы отбора мощности.

Гидродинамические передачи

В гидродинамических передачах (муфтах и гидротрансформаторах) крутящий момент от двигателя на вал трансмиссии передается тремя способами: за счет изменения момента количества движения при циркуляции жидкости из насосного колеса в турбинное; за счет трения жидкости, находящейся между ведомой и ведущей частями; путем механического трения.

Гидромуфта (рисунок 7.1, а) состоит из двух или нескольких лопастных колес, расположенных в непосредственной близости и образующих общую рабочую полость. Одно из колес — насосное 1 (ведущее), другое — турбинное 2 (ведомое). Насосное колесо связано с двигателем, а турбинное с трансмиссией машины. Принцип действия заключается в преобразовании гидравлической энергии: при вращении насосного колеса жидкость нагнетается по лопастям к его периферии, а затем поступает на лопасти турбинного колеса, где кинетическая энергия жидкости преобразуется в механическую энергию выходного звена

Гидротрансформатор по сравнению с гидромуфтой имеет дополнительно неподвижное лопастное колесо — реактора 3 (рисунок 7.1, б) для преобразования крутящегося момента по направлению.

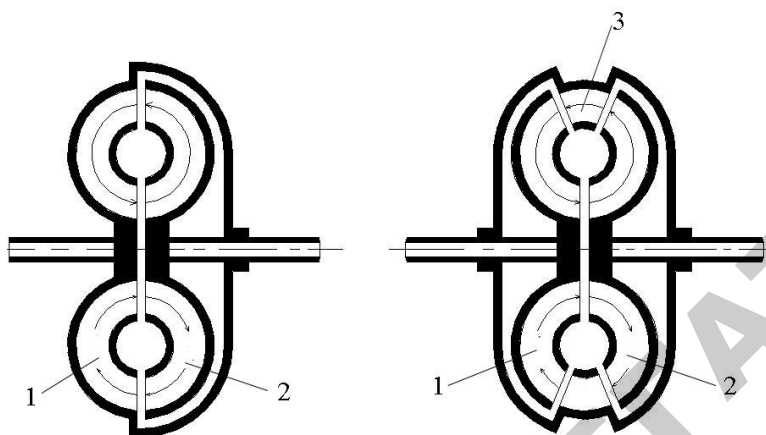


Рисунок 7.1 — Гидродинамические передачи:
a — гидромуфта; *б* — гидротрансформатор; 1 — насосное колесо;
 2 — турбинное колесо; 3 — реактор

К преимуществам гидродинамических передач относятся:

- плавное включение и остановка;
- независимое вращение ведомого и ведущего валов;
- отсутствие трущихся пар и износа;
- бесшумность;
- возможность автоматического управления;
- высокий КПД (0,96...0,98).

Пример конструктивного исполнения гидромуфты показан на рисунке 7.2. Турбинное колесо 1 установлено на ступице 7. Насосное колесо 3 герметизировано с корпусом 4 и камерой 5, в которой установлен подпиточный клапан. Для отвода жидкости используются радиальные каналы 8.

Различают гидромуфты с регулируемым наполнением (с черпаковой трубкой и жиклерные) и замкнутые.

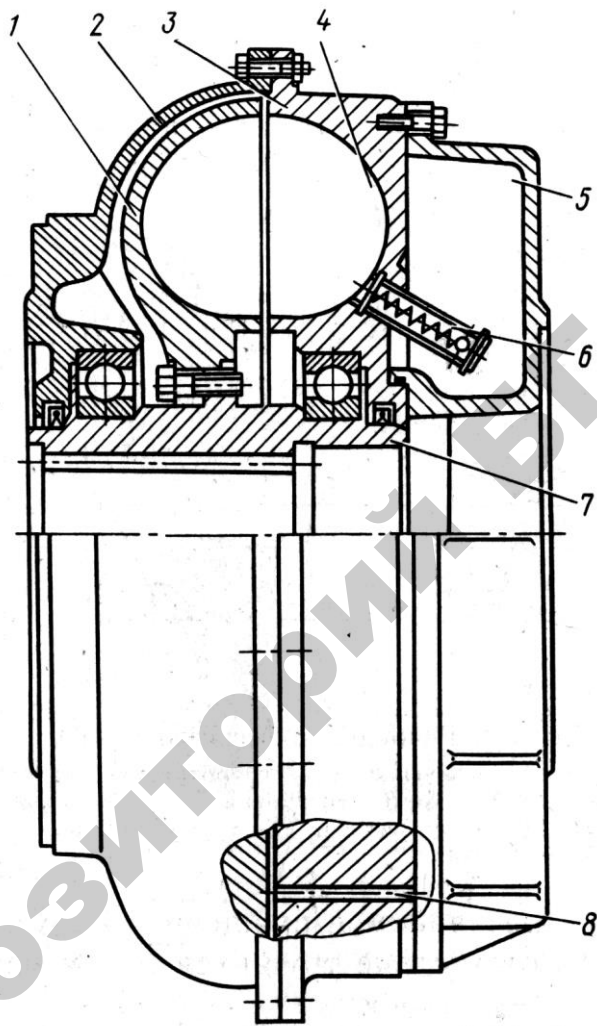


Рисунок 7.2 — Гидромуфта:

1 — турбинное колесо; 2 — корпус; 3 — насосное колесо; 4 — корпус; 5 — камера;
 6 — пружина; 7 — ступица; 8 — канал

Расход потока жидкости при скорости w определяется выражением:

$$Q = \pi \omega D^3 \frac{C_m}{20}. \quad (7.1)$$

Передаваемая мощность:

$$N = \rho Q \omega^2 D^2 C_u \frac{K}{4}, \quad (7.2)$$

где K — число ступеней.

Общий КПД зависит от относительных потерь в каждой ступени:

$$\eta = 1 - \Delta\eta. \quad (7.3)$$

Коэффициент полезного действия гидротрансформатора на тяговом режиме:

$$\eta_{\text{тр}} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 n_2}{M_1 n_1}. \quad (7.4)$$

Коэффициент полезного действия нерегулируемой гидромuffты:

$$\eta_{\text{гм}} = \frac{\omega_2}{\omega_1}. \quad (7.5)$$

На рисунке 7.3 приведен общий вид гидротрансформатор. Гидротрансформатор смонтирован в корпусе 7 с крышкой 9. Насосное колесо 6 приводится в действие валом 1, установленным в шарикоподшипниках 2 и 10. Осевое турбинное колесо 5 смонтировано с выходным валом 13, имеющим приводной шкив 14. Вал 13 установлен в подшипниках 11 и 3. Реактор 4 выполнен неподвижным. Между насосным и турбинным колесами имеется механизм свободного хода. Подпиточный насос установлен на двигателе, рабочая жидкость поступает к предохранительному клапану с переливным золотником, к распределителю и насосу-колесу.

Отводится рабочая жидкость через кольцевые щели между стаканом реактора, насосным колесом и выходным валом.

При анализе параметров гидродинамических передач строят характеристики зависимости коэффициента передаваемого момента от передаточного отношения при различных углах установки лопастей и числе радиальных лопастей.

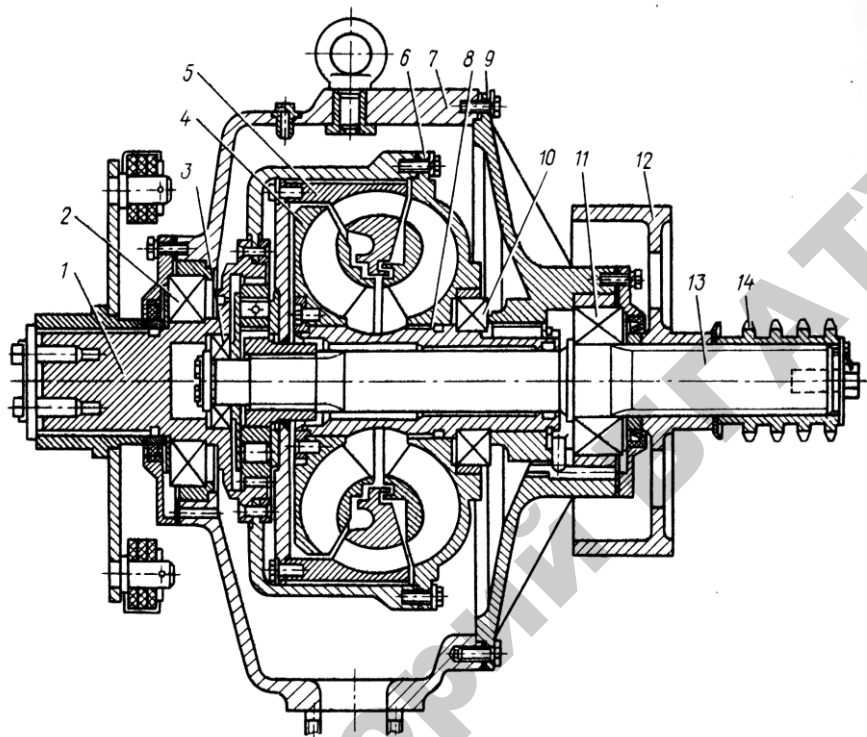


Рисунок 7.3 — Гидротрансформатор:

1 — вал; 2, 3, 10, 11 — подлинники; 4 — реактор; 5 — турбинное колесо; 6 — насосное колесо; 7, 12 — корпус; 8 — втулка; 9 — крышка; 13 — выходной вал; 14 — шкив

Гидравлическая система отбора мощности (ГСОМ)

Гидравлическая система отбора мощности (ГСОМ) предназначена для передачи энергии от трактора на активные рабочие органы сельскохозяйственных машин.

Система включает в себя наряду с узлами стандартной тракторной гидросистемы резервуар 27 (рисунок 7.4) с фильтром 29, распределитель 1, силовой регулятор 3, насос 25 и силовой гидроцилиндр 4, дополнительные сборочные единицы: насос 24 (НШ-32-2), золотниковый сумматор 7 и радиатор 26.

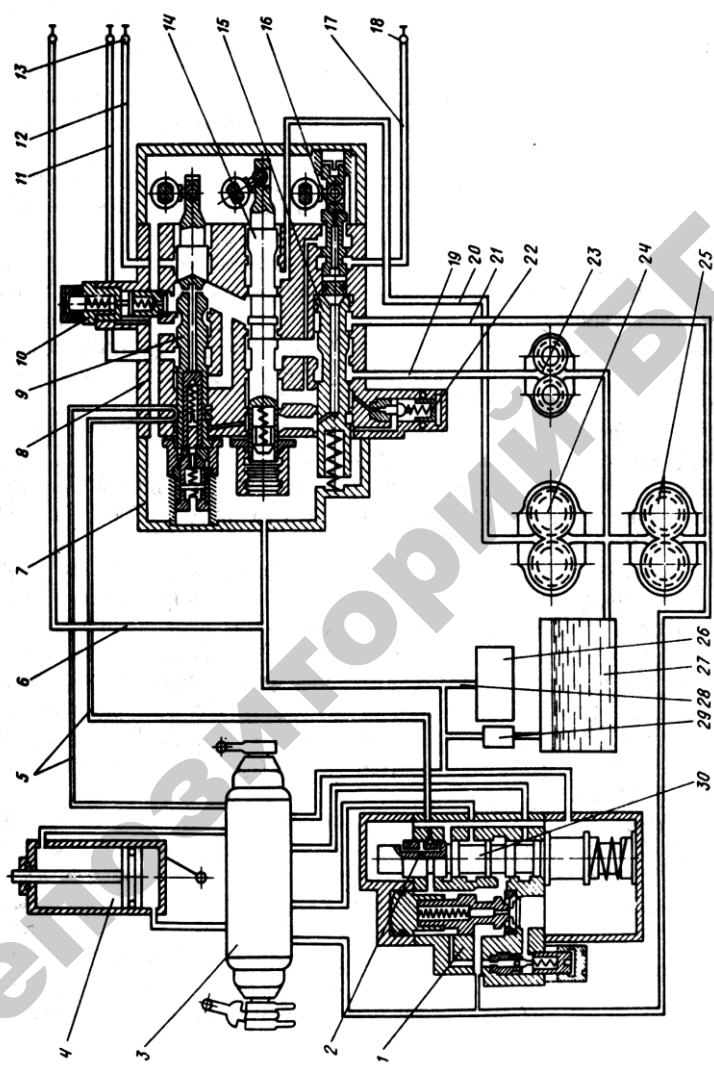


Рисунок 7.4 — Гидравлическая система отбора мощности:
 1 — распределитель; 2 — канал управления; 3 — силовой регулятор; 4 — гидроцилиндр; 5, 6, 11, 12, 17, 19, 20, 21, 28 — трубопроводы; 7 — сумматор; 8 — корпус — 9, 15, 16, 30 — золотники; 10, 22 — клапаны; 13, 18 — запорные клапаны; 14 — суммирующий золотник; 23, 24, 25 — насосы; 26 — радиатор; 27 — резервуар; 29 — фильтр

Насосы 23 и 24 установлены на муфте сцепления с левой по ходу трактора стороны и имеют независимый и отключаемый привод.

Сумматор 7 связан с насосами нагнетательными трубопроводами 19, 20, 21, сливным трубопроводом 28 с резервуаром 27, через фильтр 29 с радиатором 26, выход которого, в свою очередь, также соединен с резервуаром. С распределителем 1 и регулятором 3 сумматор связан трубопроводом 5, соединяющим канал управления перепускным клапаном распределителя со сливом.

Сумматор состоит из корпуса 8, в расточках которого помещены управляемые золотники.

В верхней расточке расположен распределительный золотник 9. Он имеет три фиксированных положения: нейтральное (рабочие полости заперты, жидкость, поступающая от насосов, сливается в резервуар) и два рабочих положения (жидкость от насосов поступает через трубопроводы 11 и 12, выведенные в заднюю часть трактора к потребителю). Трубопроводы заканчиваются запорными устройствами с условным проходным сечением 16 мм. Распределительный золотник снабжен устройством автоматического возврата в нейтральное положение при повышении рабочего давления свыше 14,0+1,0 МПа.

В средней расточке корпуса расположен суммирующий золотник 14, обеспечивающий сложение или вычитание потоков от трех насосов системы. Золотник имеет четыре фиксированных положения, которые в порядке возрастания позволяют получить поток расходом 18, 55, 75 и 100 л/мин, (НШ-10, НШ-32, НШ-10+НШ-32, НШ-32+НШ-32).

В нижней расточке корпуса помещены два золотника 15 и 16, разделенные перегородкой.

Золотник 15 управляется давлением жидкости в канале управления перепускным клапаном, который соединен через сверление в корпусе и золотнике с полостью управления золотником. Золотник может занимать два положения — крайнее правое (канал управления и полость управления соединены со сливом) и крайнее левое (канал управления перекрыт). В первом случае поток основного насоса НШ-32-2 поступает на распределитель гидросистемы, во втором случае — к суммирующему золотнику 14 системы гидроотбора. Золотник 16 служит для подачи на потребитель потока от насоса НШ-10-2 в том случае, когда последний не используется на основных выводах гидроотбора. Нейтральная позиция золотника фиксированная. Рабочая позиция и плавающая не фиксированные. В этих позициях золотник удерживают рукой. В рабочей позиции зо-

лотника поток от насоса НШ–10–2 поступает к потребителю по трубопроводу 13 с запорным устройством.

Сумматор снабжен двумя предохранительными клапанами, регулируемые на давление 16,0+1,5 МПа. Клапан 10 встроены в магистраль суммарного потока, клапан 22 — в магистраль потока от насоса НШ–10–2.

Для возврата в систему утечек служит дренажный трубопровод 6, соединенный через радиатор 26 с резервуаром. Золотниками сумматора управляет тракторист при помощи рукояток управления, выведенных на сектор управления, расположенный в кабине трактора с левой стороны от сиденья водителя.

Рукоятка реверсированная имеет три фиксированных положения: верхнее — «подъем», среднее — «нейтраль» и нижнее — «опускание».

Рукояткой управления суммирующий золотник устанавливают в положение, соответствующее заданному потоку. Установленный поток снимается через выводы гидроотбора установкой рукоятки реверсирования распределительного золотника в одно из рабочих положений.

4 РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

Практическое занятие № 8

«Составление схемы объемного гидравлического привода»

Требования, предъявляемые к гидравлическим приводам в сельскохозяйственных машинах

При разработке гидравлического привода агрегатов сельскохозяйственной техники, конструкция гидропривода должна обеспечивать его экономичность, высокие эксплуатационные свойства, безопасность, надежность и долговечность. Поэтому основными критериями для выполнения выше поставленных задач при проектировании объемного гидравлического привода являются:

- а) потери давления в трубопроводах, гидроаппаратах и арматуре должны быть минимальны. Поэтому трубопроводы должны иметь наименьшую длину и минимальное число разветвлений, что не только сократит металлоемкость и массу машины, но и снизит потери давления. С этой целью следует стремиться к снижению потерь на трение во всех гидромашинах и гидроаппаратах;
- б) для создания хороших эксплуатационных свойств, при разработке гидропривода следует обеспечить равномерность работы гидродвигателей, отсутствие вибрации, гидравлических ударов и шума. В основном это зависит от нормальной работы правильно выбранных насосов и предохранительных клапанов и другой гидроаппаратуры;
- в) для предотвращения аварийных перегрузок и для защиты узлов и частей гидропривода должны быть предусмотрены защитные гидроаппараты — предохранительные клапана. Гидроцилиндры и гидромоторы должны быть снабжены гидрозамками, обеспечивающими в случае обрыва трубопроводов, шлангов, или при возникновении других динамических нагрузок, превышающих допустимые — надежную фиксацию или плавное опускание груза;
- г) стабильность работы гидропривода существенно зависит от постоянства вязкости рабочей жидкости, определяемой ее температурой. Поэтому для поддержания стабильного режима должны быть правильно выбраны размеры гидробака и при необходимости теплообменника;
- д) Надежность и долговечность гидропривода существенно зависит от чистоты рабочей жидкости, что обеспечивается ее очисткой в

- фильтрах и отстоем в гидробаке;
- е) параметры всех гидроаппаратов, применяемых в гидроприводе, должны соответствовать оптимальным условиям по расходу и давлению в местах их установки.

При всем многообразии конструкций гидроприводов машин и узлов, составление гидросхем исходят из ряда общих положений, типовых решений и схем.

Выбор схемы циркуляции жидкости

При проектировании гидроприводов машин и узлов сельскохозяйственной техники может быть применена схема циркуляции рабочей жидкости разомкнутая или замкнутая.

В гидроприводах с разомкнутой схемой циркуляции рабочей жидкости, жидкость, совершив работу, из гидродвигателя поступает в гидробак, откуда вновь засасывается насосом.

Насос 1 (рисунок 8.1) засасывает жидкость из гидробака 2 и нагнетает ее в гидродвигатель 6 через распределитель 5. Из гидродвигателя жидкость движется через другой канал распределителя и сливается в бак. Предохранительный клапан 3, отрегулированный на предельно допустимое давление p_{\max} , предохраняет систему гидропривода с приводящим двигателем от перегрузки.

Изменение направления движения выходного звена — гидродвигателя (реверсирование) осуществляется изменением позиции распределителя, а регулирование скорости этого движения производится дроссель-регулятором потока жидкости 4.

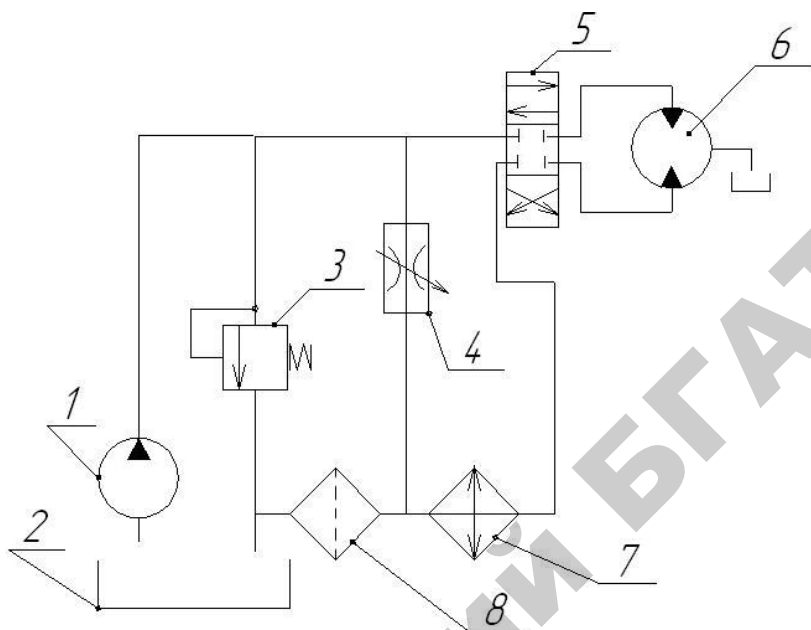


Рисунок 8.1 – Гидропривод с разомкнутой схемой циркуляции жидкости:
 1 — насос, 2 — гидробак, 3 — предохранительный клапан, 4 — дроссель-регулятор
 потока жидкости, 5 — распределитель, 6 — гидродвигатель, 7 — теплообменник,
 8 — фильтр

Несмотря на большой вес и габариты гидросистем, в сельскохозяйственной технике в основном применяются гидроприводы с разомкнутой циркуляцией жидкости, так как они проще по конструкции и в эксплуатации практически универсальны, т. е. могут применяться в машинах любого назначения.

Гидропривод с замкнутой схемой циркуляции жидкости (рисунок 8.2).

В гидроприводе с замкнутой циркуляцией рабочая жидкость от гидродвигателя 2 поступает непосредственно во всасывающую гидрролинию насоса 1. Таким образом, в гидроприводе с замкнутой циркуляцией отсутствует гидробак, а для компенсации утечек в насосах и гидродвигателях предусматривается система подпитки, состоящая из небольшого бачка, вспомогательного насоса 9 и переливного клапана 6. Подача вспомогательного насоса 9 рассчитана на компенсацию максимальных внешних утечек с избытком подачи в 1–2 л/мин.

Гидросхемы с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости применяются в приводах движителей самоходных сельскохозяйственных машин.

Замкнутый контур состоит из регулируемого насоса 1, подающего жидкость в реверсируемый гидромотор 2, между ними включено клапанное устройство, состоящее из обратных клапанов 3 и 4, золотникового распределителя 5 с гидравлическим управлением переливного клапана 6 и предохранительных клапанов 7 и 8. Подпитка контура производится вспомогательным насосом 9. Для очистки рабочей жидкости установлен фильтр 10 с предохранительным клапаном 11, для охлаждения масла установлен теплообменник 12.

В данной схеме во время работы левая и правая гидролинии меняются ролями, и попеременно, становясь то нагнетательной то всасывающей.

Гидропривод с замкнутой циркуляцией по сравнению с гидроприводом с разомкнутой циркуляцией имеет преимущество в том, что отсутствует большой гидробак, соответствующий подаче основного насоса, чем уменьшает количество жидкости, заполняющей гидросистему, уменьшает вес, габариты гидропривода.

Недостатки гидропривода с замкнутой циркуляцией состоят в том, что в гидросистеме могут применяться только гидромоторы, так как при работе гидроцилиндров не может быть постоянного расхода. В процессе работы жидкость быстро нагревается, поэтому возникает необходимость установки специальных охладителей.

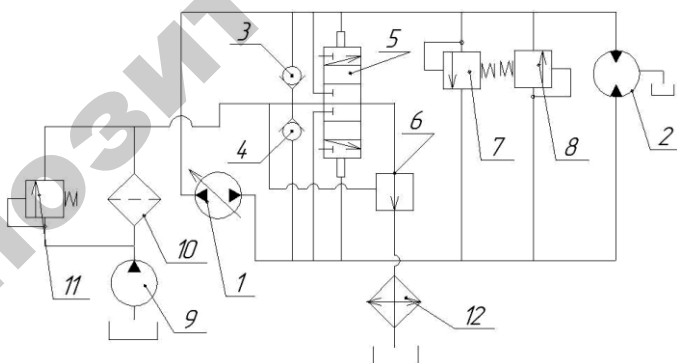


Рисунок 8.2 — Гидропривод с замкнутой схемой циркуляции жидкости:
1 — насос, 2 — гидродвигатель, 3 и 4 — обратные клапана, 5 — распределитель, 6 — переливной клапан, 7 и 8 — предохранительные клапана, 9 — вспомогательный насос, 10 — фильтр, 11 — предохранительный клапан, 12 — теплообменник

Регулирование параметров рабочих органов (выходное звено)

К достоинствам гидропривода следует отнести возможность плавного изменения скорости рабочего органа машины, для чего может быть применены объемное и дроссельное регулирование.

Объемное регулирование предусматривает применение дорогостоящего регулируемого насоса, так как применение регулируемых гидромоторов обычно затруднено или невозможно, ибо они располагаются в труднодоступных местах непосредственно у рабочих органов машины.

Применение объемного регулирования с помощью насосов может быть осуществлено в гидроприводах с замкнутой циркуляцией жидкости.

Дроссельное регулирование значительно менее экономично, так как часть рабочей жидкости, минуя гидродвигатель, сбрасывается в бак, а ее энергия превращается в теплоту, но вследствие простоты конструкции и управления, универсальности и дешевизны, оно широко применяется в гидроприводах сравнительно малой мощности и в случае кратковременного регулирования, т. е. в гидроприводах, для которых вопросы экономики не имеют решающего значения.

Применяются три способа дроссельного регулирования: дроссель установлен на входе в гидродвигатель, дроссель установлен на выходе из гидродвигателя или дроссель установлен на ответвлении параллельно гидродвигателю или гидроцилиндру.

При регулировании с помощью дросселей, установленных на входе и выходе, часть подачи насоса поступает через дроссель в гидродвигатель, а часть сливается через предохранительный клапан, работающий как переливной.

С увеличением нагрузки на гидроцилиндре с параллельно установленным дросселем увеличивается давление до дросселя, следовательно в гидробак будет сбрасываться больше жидкости, а в гидродвигатель будет поступать меньше и скорость уменьшится. Таким образом, скорость рабочего органа не постоянна и зависит от нагрузки.

Когда дроссель полностью открыт, вся подача насоса при минимальном давлении сливается в бак, поэтому потребляемая мощность минимальная. При постепенном закрытии дросселя количество жидкости, поступающей в гидродвигатель, и скорость рабочего органа увеличивается, давление, развиваемое насосом и потребляемая им мощность, возрастает. При полностью закрытом дросселе вся

жидкость поступает в гидродвигатель, и он будет двигаться или вращаться с максимальной скоростью. Таким образом, потребляемая в этом случае мощность, в отличие от случая регулирования дросселем на входе или на выходе, пропорциональна нагрузке, поэтому такая схема регулирования более экономична.

Ранее рассмотренные способы регулирования не позволяют поддерживать скорость рабочего органа постоянной, не зависящей от нагрузки. Для устранения данного недостатка следует применять, заменяя дроссель, регулятором потока. Регулятор потока может быть, как и дроссель, установлен на входе или на выходе из гидродвигателя или на параллельном ответвлении.

Правильный выбор дросселя или регулятора потока и место его установки в большей степени обеспечивает плавное регулирование и поддержание параметров выходного звена гидропривода.

Способы предохранения гидропривода от перегрузок и снижение динамических перегрузок

При эксплуатации гидропривода возможно повышение давления, которое может привести к выходу из строя напорной линии или насоса. Резкое повышение давления может возникнуть в двух случаях: резко возросла статическая нагрузка на рабочем органе или динамическая нагрузка, возникающие при быстром разгоне или резком торможении гидродвигателя.

Для защиты гидропривода от резкого повышения давления между напорной и сливной гидролиниями устанавливается предохранительный клапан (рисунок 8.3, *а*), который открывается при предельно допустимом максимальном давлении и соединяет эти гидролинии, благодаря чему подаваемая жидкость полностью или частично сливается в бак.

В момент разгона рабочего органа или при его резкой остановке возникают инерционные динамические нагрузки, вызывающие нарушение плавности хода рабочего органа и недопустимое повышение давления в напорной магистрали. Давление резко повышается также, когда золотник распределителя находится в нейтральном положении, полости гидродвигателя заперты, а на рабочий орган действуют повышенные внешние нагрузки. В этих случаях для защиты гидродвигателя устанавливаются предохранительные клапана прямого действия (рисунок 8.3, *б*), которые работают в режиме перепуска, при резком повышении допустимого давления открывают перепуск рабочей жидкости между рабочими полостями гидромоторов и гидроцилиндров.

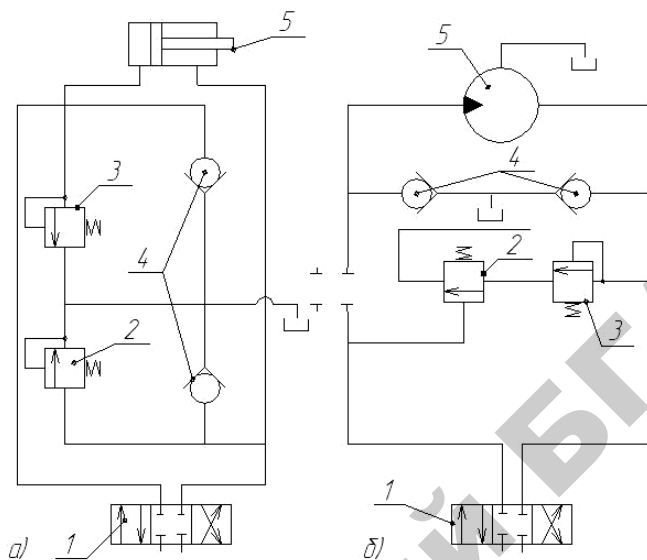


Рисунок 8.3 — Защита двигателя от повышения давления:
а — гидроцилиндр; *б* — гидромотор; 1 — распределитель; 2 и 3 — предохранительные клапана; 4 — гидрозамок; 5 — гидродвигатель

При нейтральном положении золотника под воздействием внешней нагрузки возможно перемещение рабочего органа и связанного с ним поршня гидроцилиндра или вала гидромотора, что может вызвать кавитацию в одной из запертых полостей гидродвигателя.

Во избежание этого рабочие полости подпитываются из сливной гидролинии через обратные клапана, которые монтируются в блоке с предохранительными клапанами. Подпитка гидромотора необходима также и потому, что в его сливной полости создается дефицит жидкости, вызванный утечками, отводимыми в дренаж.

Фиксация рабочих органов в заданном положении

В отраслях сельскохозяйственного производства используются гидроцилиндры и гидродвигатели для подъема грузов. При этом требуется надежная фиксация груза или рабочего органа в любом положении обслуживающим персоналом (рисунок 8.4) или при аварийном падении давления рабочей жидкости, например в случае

разрыва трубопровода или РВД (рукава высокого давления), питающих гидродвигатель.

Для удержания груза, поднятого в заданном положении, рабочие полости гидродвигателя должны быть наглухо закрыты и заперты, однако с помощью распределителя этого достичь нельзя, ввиду значительных утечек рабочей жидкости через зазоры между золотниками и корпусом распределителя. Надежную фиксацию обеспечивают гидрозамки, установленные на гидролиниях, обслуживающих гидродвигатель. Для предотвращения обрыва гидрозамки обычно ставятся на гидроцилиндрах или встраиваются в их корпус.

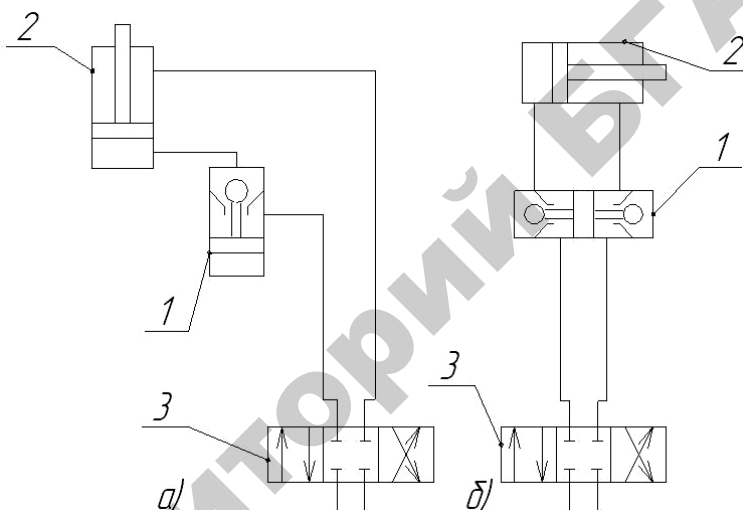


Рисунок 8.4 — Схема включения гидрозамки:

а — односторонний гидрозамок; *б* — двухсторонний гидрозамок; *1* — гидрозамок; *2* — гидроцилиндр; *3* — распределитель

Совместная работа гидродвигателей и насосов

В некоторых случаях требуется строго одновременное (синхронное) вращение гидромоторов, движение поршней гидроцилиндров, перемещающих рабочий орган (например, поршни гидроцилиндров для подъема жатки зерноуборочного комбайна). Для этих целей применяются делители потока. Включение делителя потока в схему гидропривода приведено на рисунке 8.5.

Конструкция делителя потока предусматривает движение рабо-

чей жидкости только в одном направлении, то есть в сторону гидродвигателя, поэтому он обычно устанавливается вместе с двумя обратными клапанами, которые позволяют рабочей жидкости выходить из гидродвигателя на слив в обход делителя потока. При совместной работе насосов следует в системе гидропривода устанавливать сумматор потоков жидкости.

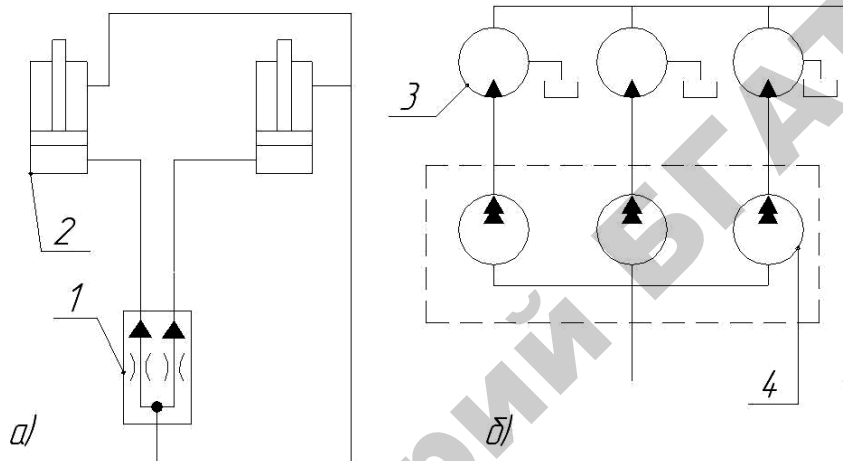


Рисунок 8.5 — Схема включения делителей потока:

- а* — делитель дроссельного типа; *б* — делитель объемного типа; *1* — делитель дроссельного типа; *2* — гидроцилиндр; *3* — делитель объемного типа; *4* — гидромотор

Практическое занятие № 9 «Расчет и подбор основного гидрооборудования»

Анализ условий и режима работы гидропривода

Режим работы гидропривода той или иной базовой машины оценивается в зависимости от продолжительности работы гидропривода под нагрузкой.

Режим работы гидропривода в зависимости от числа включений и вида выполняемой работы приведены в таблице 9.1.

Таблица 9.1 — Режим работы гидропривода

Режим работы	Число включений в час	Место установки
Легкий	До 100	Система управления, подъем жатки, подъем навесного оборудования и др.
Средний	100–200	Гидроусилители, бульдозеры, автогрейдеры, гидроподъемники и др.
Тяжелый	200–400	Гидрофицированные плуги, привод ходовых колес и др.
Весьма тяжелый	400–800	Гребнеобразователи, разбрасыватели минеральных удобрений, привод почвенной фрезы и др.

Выбор номинального давления

По значению номинального давления различают гидравлические системы:

- а) низкого давления (до 2,0 МПа) — для холостых ходов вспомогательных механизмов (тормозов, гидроусилителей и др.);
- б) среднего давления (от 2 до 6,3 МПа) — для привода насосов, вентиляторов и др.;
- в) высокого давления (от 6,3 до 20 МПа) — для привода ходовых систем самоходных сельскохозяйственных машин и др.;
- г) сверхвысокого давления (от 20 МПа до 30 МПа) — для привода ходовых колес уборочных комплексов, зерноуборочных комбайнов и др.

В сельхозмашиностроении гидросистемы имеют номинальное давление 16 МПа. В последнее время при проектировании гидроприводов имеется тенденция к увеличению рабочего давления, так как это позволяет при малых габаритах насосов и гидродвигателей получить большую мощность, а при той же мощности — меньшие габариты и вес конструкции. Но при этом следует иметь в виду, что при больших давлениях (более 25 МПа) повышаются требования к применяемым материалам, уплотнениям и жесткости конструкции и т. д.

При выборе гидравлической схемы с питанием гидроцилиндров и гидромоторов от общего насоса следует иметь в виду, что многие гидромоторы, выпускаемые промышленностью, работают при сравнительно невысоких давлениях и поэтому давление перед гидродросселем должно мало отличаться от давления перед гидромотором. В противном случае для снижения давления в магистрали гидромотора приходится использовать дроссель или редукционный клапан, что увеличит гидравлические потери и снизит КПД гидропривода. Если применение высокого давления перед гидромоторами почему-либо неизбежно, то следует перейти к двухпоточной системе и для питания каждой группы гидродвигателей предусмотреть свой автономный насос.

Номинальное давление определяется рядом значений по ГОСТ 6540-94 (МПа: 0,63; 1,0; 1,6; 2,5; 6,3; 10; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63).

Рабочие жидкости для гидросистем сельскохозяйственных машин

Жидкость гидропривода является рабочим элементом, позволяющим передавать энергию от насоса к гидравлическому двигателю. Рабочие жидкости объемных гидроприводов должны иметь хорошие смазывающие свойства по отношению к материалам трущихся пар и уплотнений, малое изменение вязкости в диапазоне рабочих температур, высокий модуль упругости, малую упругость паров и высокую температуру кипения, быть нейтральным к материалам гидравлических агрегатов и защитным покрытиям, а также обладать высокой механической стойкостью, стабильностью характеристик в процессе хранения и эксплуатации.

Выбор марки минерального масла определяется температурными условиями, режимом работы гидропривода и его номинальным давлением, которым должно соответствовать важнейшее физическое свойство масла — вязкость. Завышение или занижение вязкости масла приводит к ухудшению эксплуатационных свойств гидропривода.

Для гидроприводов с легким режимом работы и меньшим номинальным давлением следует применять масла с меньшей вязкостью, чем для гидроприводов с тяжелым режимом работы и большим номинальным давлением. Так, при давлении 7...20 МПа следует применять масло с кинематическим коэффициентом вязкости $\nu = 0,2 \dots 0,4 \text{ см}^2/\text{с}$, при температуре 50 °С.

В зависимости от типа насоса, применяемого в гидроприводе, можно рекомендовать рабочие жидкости:

- для аксиально-поршневых насосов, вязкость масла: минимальная $\nu = 0,06 \dots 0,08 \text{ см}^2/\text{с}$ и максимальная $\nu = 18 \dots 20 \text{ см}^2/\text{с}$;
- для роторно-пластинчатых насосов, вязкость масла: минимальная $\nu = 0,1 \dots 0,12 \text{ см}^2/\text{с}$ и максимальная $\nu = 35 \dots 45 \text{ см}^2/\text{с}$;
- для шестеренных насосов, вязкость масла: минимальная $\nu = 0,16 \dots 0,18 \text{ см}^2/\text{с}$ и максимальная $\nu = 45 \dots 50 \text{ см}^2/\text{с}$.

Характеристики рабочих жидкостей для систем гидроприводов приведены в приложении 1.

Выбор гидродвигателей.

Гидродвигатели возвратно-поступательного движения (силовые гидроцилиндры)

Основными параметрами, по которым выбираются гидродвигатели возвратно-поступательного движения, являются:

F_{Γ} — номинальное усилие на штоке гидроцилиндра, Н;

h — ход поршня гидроцилиндра, м;

v_{Π} — скорость движения поршня, исходя из требований выполнения технологического процесса.

При выборе гидроцилиндра по развиваемому усилию F_{Γ} следует соблюдать условие:

$$F_{\text{м}} \leq F_{\Gamma}$$

где $F_{\text{м}}$ — усилие на рабочем органе сельскохозяйственной машины, определяется из исходных данных, Н;

F_{Γ} — усилие, которое может развивать гидроцилиндр.

Технические данные гидроцилиндров приведены в приложении 2.

После этого гидроцилиндр следует проверить на h и v_{Π} .

Определение диаметра гидроцилиндра или давления в полостях гидроцилиндра осуществляется в зависимости от направления действия рабочего усилия. При работе штока на сжатие (выталкивание штока) (рисунки 9.1, *а* и *з*) рабочая жидкость под давлением p подается в поршневую полость и создает на штоке усилие F_r , при этом в штоковой полости возникает сила сопротивления, вызванная противодействием $p_{ш}$.

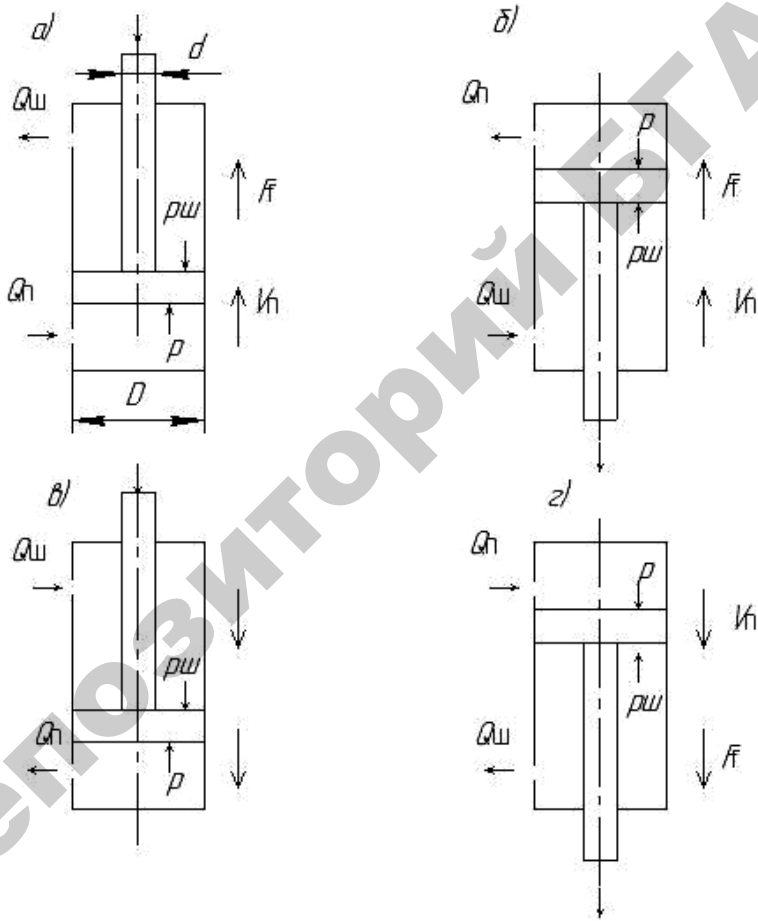


Рисунок 9.1 — Расчет гидроцилиндра:
а, б — противодействующая нагрузка; *в, з* — попутная нагрузка;
а, з — шток работает на выталкивание; *б, в* — шток работает на втягивание

В этом случае следует использовать зависимость:

$$F = \frac{\pi D^2}{4} \left(p - \frac{p_{ш}}{\varphi} \right) \eta_{м.ц}, \quad (9.1)$$

где F — заданное рабочее усилие;

p — рабочее давление на входе;

$p_{ш}$ — давление в штоковой полости, $p_{ш} = 0,3 \dots 0,5$ МПа, можно принять предварительно (или определить потери в сливной линии);

φ — коэффициент мультипликации, который определяется по формуле:

$$\varphi = \frac{D^2}{(D^2 - d^2)}, \quad (9.2)$$

или можно принять в расчетах $\varphi = 1,33$ или $1,65$.

$\eta_{м.ц}$ — механический КПД гидроцилиндра, значение которого приведены в таблице 9.2.

Таблица 9.2 — Значение механического КПД гидроцилиндров в зависимости от вида уплотнения и диаметра

Вид уплотнений					
Резиновыми манжетами				Кольцами	
				Резиновыми	Чугунными
Диаметр, мм					
D	40–60	80–125	110–120	до 400	до 500
$\eta_{м.ц}$	0,95	0,95	0,97	0,97	0,95

При работе штока на втягивание (рисунках 9.6, б и в) масло подается в штоковую полость, а сила сопротивления создается противодействием p в поршневой полости. В этом случае следует использовать зависимость:

$$F = \frac{\pi D^2}{4} \left(\frac{p_{ш}}{\varphi} - p \right) \eta_{м.ц}, \quad (9.3)$$

Действительная скорость перемещения поршня определяется по формуле:

$$v_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{ц}}}{S_3} \eta_{\text{о.ц}}, \quad (9.4)$$

где $Q_{\text{ц}}$ — расход рабочей жидкости поступающей в гидроцилиндр;

S_3 — эффективная площадь поршня со стороны нагнетания;

$\eta_{\text{о.ц}}$ — объемный КПД гидроцилиндра.

В гидроцилиндрах с уплотнениями манжетами или резиновыми кольцами утечки практически отсутствуют, поэтому $\eta_{\text{о.ц}} = 1$.

Толщину стенки корпуса гидроцилиндра определяем из выражения:

$$\delta_c \geq \frac{D}{2} \sqrt{\frac{[\sigma] + 1,2p_{\text{max}}}{[\sigma] + 2p_{\text{max}}}}, \quad (9.5)$$

где $[\sigma]$ — допустимое напряжение растяжения материала гидроцилиндра;

p_{max} — максимальное давление нагнетания.

Прочность крышки гидроцилиндра определяется из условия:

$$[\sigma] = 1,2 \frac{P_{\text{max}}}{W}, \quad (9.6)$$

где $W = \frac{4\delta^2}{\pi D^2}$ — момент сопротивления;

δ — толщина плоскости дна цилиндра.

Штоки гидроцилиндров, работающие на сжатие при длине $L > 10d$ рассчитывают на продольный изгиб.

Для коротких штоков $L < 10d$ справедлива формула:

$$[\sigma_{\text{н}}] = \frac{4F}{\pi d^2}. \quad (9.7)$$

Корпуса гидроцилиндров при давлении до 20 МПа изготавливаются из стальных труб с $[\sigma] = 60 \dots 80 \text{ МПа}$, при давлении свыше 20 МПа — из ковкого чугуна с $[\sigma] = 100 \dots 120 \text{ МПа}$, а при давлении до 15 МПа — из чугуна с $[\sigma] = 40 \text{ МПа}$.

Выбор гидромоторов и определение основных параметров

Для привода агрегатов сельскохозяйственных машин вращательного действия используются гидромоторы, при этом обычно задается или определяется M_M и частота вращения n_M выходного вала рабочего органа машины.

Для гидромашин вращательного действия должно соблюдаться условие:

$$M_M \leq M_\Gamma, \quad (9.8)$$

где M_M — заданный крутящий момент на валу рабочего органа машины, Н·м;

M_Γ — крутящий момент, развиваемый гидромотором, Н·м.

Технические характеристики гидромоторов приведены в приложении 3.

При непосредственном соединении гидромотора с рабочим валом машины необходимо соблюдать следующие условия:

$$n_\Gamma = n_M \quad \text{или} \quad n_{\min} < n_M < n_{\max}, \quad (9.9)$$

где n_Γ — номинальная частота вращения вала гидромотора, с^{-1} ;

n_{\min} — минимальная частота вращения вала гидромотора, с^{-1} ;

n_{\max} — максимальная частота вращения гидромотора, с^{-1} .

При передаче крутящего момента на входной вал рабочей машины через редуктор или другую передачу (цепная, ременная и др.), которые увеличивают крутящий момент и частоту вращения, следует использовать зависимости:

$$i_p = \frac{M_M}{M_\Gamma \cdot \eta_p}, \quad (9.10)$$

$$i_p = \frac{n_M}{n_B}, \quad (9.11)$$

где η_p — механический КПД редуктора.

Перепад давления в гидромоторе для создания заданного крутящего момента определяется по формулам:

$$\Delta p_{\Gamma} = \frac{2\pi M_{\text{м}}}{q_{\Gamma} \eta_{\text{м}}}, \quad (9.12)$$

$$\Delta p_{\Gamma} = \frac{M_{\text{м}}}{0,15 q_{\Gamma} \eta_{\text{м}}}, \quad (9.13)$$

где $M_{\text{м}}$ — заданный крутящий момент, Н·м;

q_{Γ} — рабочий объем гидромотора, см³/об;

$\eta_{\text{м}}$ — механический КПД гидромотора.

Для гидромоторов $\eta_0 = 1$, тогда $\eta_{\text{м}} = 0,9$ при уплотнении резиновыми или резинотканевыми кольцами и манжетами, $\eta_{\text{м}} = 0,95$ при уплотнении пружинными кольцами.

Для обеспечения заданной частоты вращения выходного вала машины на гидромотор необходимо подать расход, который определяется по формуле:

$$Q_{\Gamma} = \frac{q_{\Gamma} n_{\text{м}}}{\eta_0}, \quad (9.14)$$

где $n_{\text{м}}$ — частота вращения вала рабочей машины или гидромотора, при наличии редуктора или передачи, с⁻¹;

η_0 — объемный КПД гидромотора (определяется по технической характеристике).

Полный расход, который необходимо подать для питания параллельно работающих гидромоторов:

$$Q_{\Gamma.c} = \sum_{i=1}^z Q_{\Gamma} \cdot z, \quad (9.15)$$

где z — число параллельно работающих гидромоторов.

Определение параметров и выбор насоса

Для обеспечения выходных параметров гидроцилиндра или гидромотора необходимо подобрать насос, обеспечивающий соответствующий расход и давление, в некоторых случаях следует установить два

насоса (желательно одинаковые, работающие параллельно).

При выборе насоса необходимо знать главную рабочую характеристику насоса q_n — рабочий объем насоса и давление, которое необходимо обеспечить на гидромоторе или гидроцилиндре.

Расчетный рабочий объем насоса $q_{н.р}$ определяется по расходу, который следует подать на гидродвигатель, по формуле:

$$q_{н.р} = \frac{Q_{г.д}}{n_n}, \quad (9.16)$$

где $Q_{г.д}$ — подача на гидродвигатель, в нашем случае это Q_g или Q_c ;

n_n — номинальная частота вращения насоса (в некоторых случаях это могут быть обороты двигателя или вала отбора мощности).

Определив $q_{н.р}$, по техническим характеристикам насосов выбираем насос из условия:

$$q_{н.р} \leq q_n, \quad (9.17)$$

где q_n — рабочий объем насоса, см³/об.

Технические характеристики насосов представлены в приложении 4.

Выбранный насос должен развивать давление:

$$p_{н.р} = p + \Delta p, \quad (9.18)$$

где p — давление на входе в гидроцилиндр или гидромотор;
 Δp — полная потеря давления в гидроприводе от насоса до гидробака (предварительно можно принять $\Delta p = (0,06 \dots 0,1)p$), но после расчета потерь давления в системе гидроприводе следует уточнить принятое значение Δp и проверить правильность выбора насоса на развиваемое давление, то есть:

$$p_{п.д} \geq p_{н.р}. \quad (9.19)$$

Максимальное давление $p_{н.макс}$, которое может создавать насос при перегрузках, ограничивается предохранительным клапаном. Он открывается при давлении, превышающем расчетное давление на величину:

$$\Delta p_{п.к} = (0,15...0,3)p_{н.р}. \quad (9.20)$$

Следовательно, максимальное рабочее давление насоса равно:

$$p_{н.макс} = p_{н} + \Delta p_{п.к} = (1,15...1,3)p_{н.р}. \quad (9.21)$$

Оно не должно превышать максимально допустимое давление данного насоса $p_{макс}$, указанного в технической характеристике.

Действительная подача выбранного насоса определяется по формуле:

$$Q_{н} = q_{н} n_{н} \eta_{о}, \quad (9.22)$$

где $q_{н}$ — рабочий объем насоса;

$n_{н}$ — номинальная частота вращения;

$\eta_{о}$ — объемный КПД насоса.

Практическое занятие № 10

Расчет и подбор трубопроводов, определение гидравлических потерь и мощности гидропривода

Гидравлический расчет трубопроводов и РВД. Расчет диаметров трубопроводов и РВД

Основа расчета трубопроводов в различных линиях гидропривода состоит в определении диаметров трубопроводов, потерь давления, возникающих при движении масла и их проверки на прочность. Расчет производится по участкам, на которые разбивают гидравлическую схему, при этом под участком понимают часть гидролинии между разветвлениями, пропускающей одинаковый расход и имеющей одинаковый диаметр. Участок может быть в виде прямого трубопровода или на нем могут быть расположены различные местные сопротивления (тройники, крестовины, штуцера и т. д.) и гидроаппаратура.

В напорных и сливных линиях систем гидравлического привода в основном используются стальные бесшовные холоднодеформированные трубы по ГОСТ 8734–75. Технические характеристики данных труб приведены в приложении 5.

Медные, латунные и алюминиевые трубы применяются в системах низкого давления (до 2,5 МПа). Их в основном используют в линиях дренажа, подключения манометров, управления и т. д. Технические характеристики медных труб по ГОСТ 617–72 приведены в приложении 6.

Резинометаллические рукава высокого давления (РВД) по ГОСТ 6286–73 применяются в местах системы гидропривода, перемещающихся друг относительно друга. Например, при соединении трактора с навесной машиной. Технические характеристики приведены в приложении 7.

Внутренний диаметр трубопровода гидролинии или резинометаллического рукава высокого давления (РВД) определяется по формуле:

$$d_{\text{в}} = 11,27 \sqrt{\frac{Q}{v}}, \quad (10.1)$$

где Q — расход рабочей жидкости на рассматриваемом участке, $\text{см}^3/\text{с}$;
 v — средняя скорость жидкости, $\text{см}/\text{с}$.

Средняя скорость жидкости в трубопроводах выбирается в зави-

симости от назначения трубопровода.

Можно рекомендовать следующие значения средней скорости:

- всасывающая линия: $v_{вс} = 0,5 \dots 1,5$ м/с;
- сливная линия: $v_c = 1,4 \dots 2,25$ м/с;
- нагнетательная линия: v_H при давлении < 6 МПа $v_H = 3 \dots 4$ м/с;
при давлении > 6 МПа $v_H = 5 \dots 6$ м/с;
- линия управления $v_y = 5 \dots 6$ м/с.

Определив внутренний диаметр линии по пропускной способности, следует определить толщину стенки трубопровода. Минимальную толщину стенки трубопровода определяем по формуле:

$$\delta_p = \frac{p_{\max} d_v}{2[\sigma_p]}, \quad (10.2)$$

где p_{\max} — максимальное давление в линии, МПа. В нагнетательной линии оно определяется настройкой предохранительного клапана насоса;

d_v — внутренний диаметр трубопровода, мм;

$[\sigma_p]$ — допустимое напряжение разрыва материала трубопровода. Для труб из стали 20, 35, 40 можно принять $[\sigma_p] = 400 \dots 500$ МПа, а для медных труб $[\sigma_p] = 200 \dots 280$ МПа.

Полученное значение δ_p округляют в большую сторону предложенных величин в ряду $\delta_{ст}$, приложения 5, 6, 7.

Наружный расчетный диаметр трубопровода определяется по формуле:

$$d_H = d_v + 2\delta_{ст}, \quad (10.3)$$

где $\delta_{ст}$ — толщина стенки трубопровода по ГОСТ.

По найденному d_H подбираем стандартный наружный диаметр (большой для соответствующих линий) и материал трубопровода.

Определяем действительный внутренний диаметр в соответствующей линии по формуле:

$$d_{в.ст} = d_{H.ст} - 2\delta_{ст}. \quad (10.4)$$

Для РВД по $d_{\text{в}}$ подбираем больший внутренний диаметр $d_{\text{в.ст}}$ по приложению 7. При подборе РВД следует учитывать максимальное давление, развиваемое в линии.

Подобрав или определив внутренний диаметр $d_{\text{в.ст}}$ по ГОСТ уточняем действительную скорость в соответствующей линии и проверяем на допустимую по уравнению неразрывности:

$$v = \frac{Q}{S}, \quad (10.5)$$

где S — площадь поперечного сечения трубопровода, выбранного по ГОСТ.

Расчет гидравлических потерь

Потери давления в гидролинии слагаются из потерь на гидравлическое трение $\Delta p_{\text{т}}$, потерь на местное сопротивление $\Delta p_{\text{м}}$ и потерь в гидроаппаратуре $\Delta p_{\text{г}}$ находящихся в данной линии.

Потери давления на трение в гидролиниях определяем по формуле:

$$\Delta p_{\text{т}} = 0,5\lambda\rho \frac{l}{d} v^2, \quad (10.6)$$

где $\Delta p_{\text{т}}$ — потери давления, Па;

d — диаметр трубопровода, м;

ρ — плотность рабочей жидкости, кг/м^3 ;

λ — коэффициент гидравлического трения;

l — длина соответствующего участка гидролинии, м;

v — средняя скорость движения рабочей жидкости, м/с.

Для определения коэффициента гидравлического трения λ необходимо определить режим движения жидкости по формуле

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu}, \quad (10.7)$$

где v — средняя скорость рабочей жидкости, см/с;

d — внутренний диаметр трубопровода, см;

ν — кинетический коэффициент вязкости рабочей жидкости, $\text{см}^2/\text{с}$, приложение 2.

При ламинарном режиме движения ($Re < 2300$) коэффициент гидравлического трения следует определять по формуле $\lambda = 75/Re$, для резиновых рукавов РВД $\lambda = (80...100)/Re$.

При турбулентном режиме движения жидкости ($2300 < Re < 8000$) можно рекомендовать формулу Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}. \quad (10.8)$$

При $Re > 8000$ для жидкостей с высокой вязкостью коэффициент гидравлического трения λ не зависит от Re и его можно принять в практических расчетах для стальных трубопроводов и РВД $\lambda = 0,02$.

Потери давления на местные сопротивления определяются по формуле:

$$\Delta p_m = 0,5\rho\xi v^2, \quad (10.9)$$

где Δp_m — потери давления, Па;

ρ — плотность рабочей жидкости, кг/м^3 ;

ξ — коэффициент местных сопротивлений;

v — скорость жидкости за местным сопротивлением, м/с.

Значения коэффициентов местных сопротивлений представлены в приложении 8.

Потери давления в гидроаппаратуре принимаем по техническим характеристикам.

Расчет мощности и КПД гидропривода

Полная мощность гидропривода равна мощности потребляемой насосом и определяется по формуле:

$$N_{г.п} = N_n = \frac{p_n Q_n}{60\eta_n}, \quad (10.10)$$

где Q_n — подача насоса;

p_n — давление, развиваемое насосом;

η_n — КПД насоса.

КПД гидравлической системы гидропривода определяется по формуле:

$$\eta_{г.н} = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta P_i Q_{pi} t_i}{p_n Q_n t_{ц}}, \quad (10.11)$$

где Δp_i , Q_{pi} , t_i — полезный перепад давления, рабочий расход жидкости, время работы в течение каждого цикла исполнительного органа;

p_n — давления настройки предохранительного клапана;

Q_n — подача насоса;

$t_{ц}$ — время цикла.

Практическое занятие № 11

«Расчет и подбор контрольно-регулирующих, направляющих гидроаппаратов и вспомогательных элементов»

Назначение и классификация гидроаппаратов

При разработке схем объемного гидропривода важным является правильный выбор контрольно-регулирующих, направляющих гидроаппаратов и вспомогательных элементов. В общем случае гидроаппарат — устройство, предназначенное для изменения или поддержания необходимого постоянного давления или расхода рабочей жидкости, а также для изменения направления движения рабочей жидкости в системе гидропривода.

Гидроаппараты можно подразделить на регулирующие и направляющие.

К регулирующим гидроаппаратам относятся предохранительные, переливные, редуционные клапаны, дроссели, делители, сумматоры и регуляторы потока.

К направляющим гидроаппаратам относятся обратные клапана, гидрозамки, разрывные муфты.

К вспомогательным элементам относятся фильтры, теплообменники и гидробаки.

Предохранительные клапана

Предохранительные клапана предназначены для предохранения гидроаппаратуры от выхода из рабочего состояния при повышении давления выше допустимого. При нормальном режиме работы гидрооборудования клапан находится в закрытом состоянии, а включается в работу при повышении давления в гидросистеме выше допустимого.

Давление срабатывания предохранительного клапана определяется условиями режима работы гидроаппаратуры системы объемного гидропривода. Например, предохранительный клапан насоса настраивается на максимальное давление насоса, а другие элементы на то давление, при котором они обеспечивают выполнение своих функций, в частности, при работе фильтра, который засорился, масло должно уйти по обводной линии и т. д.

Предохранительные клапана бывают прямого и непрямого действия (рисунок 11.1). В клапане прямого действия рабочая жидкость

непосредственно действует на исполнительный механизм т. е. когда давление p_1 перед клапаном превышает рабочее давление p_p , то рабочий орган клапана 1 смещается, открывая проход рабочей жидкости на слив.

В клапане непрямого действия с повышением давления p_1 перед клапаном, превышающее рабочее давление p_p , рабочая жидкость через дроссельное отверстие в основном клапане 1 заполняет промежуточную камеру до p_1 и рабочий орган 2 вспомогательного клапана смещается, открывая проход рабочей жидкости. При расходе жидкости через дроссельное отверстие за счет сопротивления движению жидкости давление за основным клапаном падает, что позволяет сместиться клапану, открывая проход основному потоку рабочей жидкости.

Клапаны прямого действия, шариковые и конусные, применяются обычно в качестве предохранительных клапанов, так как, несмотря на простоту и надежность, они хорошо работают только в случае кратковременного эпизодического действия, что характерно для предохранительных клапанов насосов низкого давления.

При высоком давлении резко возрастают размеры предохранительных клапанов прямого действия, что приводит к нестабильности действия, поэтому в таких случаях рекомендуется использовать предохранительные клапана непрямого действия. В работе они обеспечивают стабильность, надежность и многократность действия.

Предохранительные клапана подключаются параллельно основной линии в стыковом и резьбовом видах соединения. Технические данные предохранительных клапанов приведены в приложении 9.

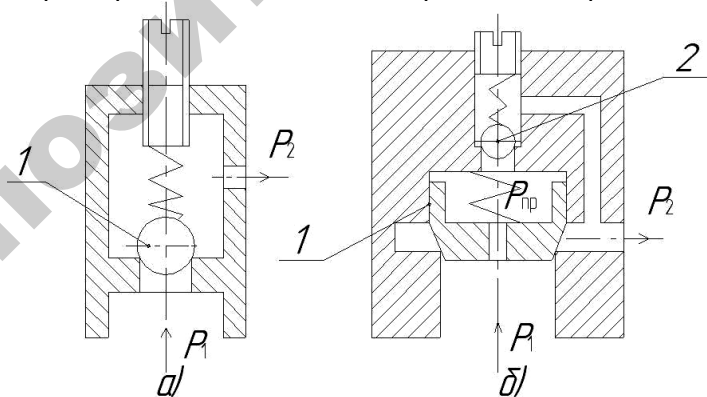


Рисунок 11.1 — Предохранительные клапана:
а — прямого действия; б — непрямого действия

Расчет гидравлических клапанов

Расход рабочей жидкости через клапан следует определять по формуле:

$$Q_{\text{кл}} = \mu_{\text{кл}} S_{\text{от}} \sqrt{\frac{2(p_{\text{н}} - p_{\text{в}})}{\rho}}, \quad (11.1)$$

где $\mu_{\text{кл}} = 0,6 \dots 0,72$ — коэффициент расхода;

$S_{\text{от}}$ — площадь щели рабочего окна клапана (определяется в зависимости от конструкции запорного элемента);

$p_{\text{н}}$ — давление нагнетания на входе в клапан;

$p_{\text{в}}$ — давление на выходе из клапана;

ρ — плотность масла.

Давление настройки предохранительного клапана определяется из выражения:

$$\Delta p_{\text{кл}} \leq p_{\text{в}} + \frac{ch}{S_{\text{от}}}, \quad (11.2)$$

где h — величина сжатия пружины;

c — жесткость пружины.

Высота усадки пружины определяется по формуле:

$$h = \frac{Q_{\text{кл}} \sqrt{\frac{\rho}{2(p_{\text{н}} - p_{\text{в}})}}}{\mu_{\text{кл}} S_{\text{от}}}. \quad (11.3)$$

Редукционный клапан

Редукционный клапан предназначен для поддержания в отводимом потоке стабильного давления p_2 , более низкого, чем давление p_1 в подводимой линии. Они применяются в системах объемного гидропривода если при работе одного насоса есть необходимость питания нескольких потребителей, требующих различных по величине давлений. В данном случае насос рассчитывается и подбирается на максимальное давление необходимое для работы одного потребителя, а перед другими потребителями (для понижения давления) уста-

навливается редуционный клапан. Клапан включается в гидросистему последовательно с потребителем. По принципу работы они подразделяются на прямого и непрямого действия. Редуционные клапана по конструкции отличаются от предохранительных клапанов конструкцией корпуса клапана. В системах объемного гидропривода редуционные клапана прямого действия применяются при малых расходах жидкости, а при больших расходах жидкости следует применить редуционные клапана непрямого действия. Присоединение клапанов бывает резьбового и присоединительного типа. Технические данные приведены в приложении 10.

Переливной клапан

Переливной клапан служит для поддержания заданного давления в напорной магистрали путей непрерывного слива рабочей жидкости во время нормальной работы гидропривода, поэтому его запорно-регулирующий элемент постоянно закрыт. Он в частности применяется в замкнутых гидросистемах для сброса избытка рабочей жидкости в системах подкачки.

Переливные клапана по конструкции запорного элемента могут быть как предохранительные клапана шарикового, так и конусного или золотникового типа, и включаются в схеме гидропривода параллельно резьбовым или стыковым присоединением.

Гидравлические распределители

Гидрораспределитель — устройство, предназначенное для изменения направления потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях в результате внешнего управляющего воздействия. Благодаря этому в системе гидропривода происходит пуск, реверс и остановка гидродвигателя.

По типу запорно-регулирующего элемента распределители подразделяются на золотниковые, крановые и клапанные. В зависимости от числа внешних гидролиний, подводимых к распределителю, они бывают двухлинейные, трехлинейные и т.д., а в зависимости от фиксированных или характерных позиций запорно-регулирующего органа бывают двухпозиционные и трехпозиционные.

Наиболее широкое применение получили распределители золотникового типа. Они широко применяются в гидроприводах всех отраслей машиностроения, а также в с.-х. машиностроении. Они позволяют осуществлять многопозиционность, уравновешены статиче-

скими силами давления, обладают малым трением, просты по конструкции и надежны в работе.

По типу управления распределители подразделяются на ручное, гидравлическое, электрическое и др., а также могут быть комбинированного управления.

В сложных системах гидропривода используются многоблочные и секционные гидрораспределители. По типу присоединения бывают резьбового и стыкового исполнения. Технические характеристики приведены в приложении 12.

Расчет распределителей

Расход масла через золотник гидравлического распределителя определяем по формуле:

$$Q_3 = S' \mu_p \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (11.4)$$

где S' — площадь проходного сечения рабочего окна;

μ_p — коэффициент расхода;

Δp — перепад давления;

ρ — плотность масла.

Для цилиндрического золотника площадь проходного сечения определяем по формуле:

$$S' = \pi d_3 x, \quad (11.5)$$

где d_3 — диаметр золотника;

x — перемещение золотника.

Сила, необходимая для перемещения золотника, складывается из сил контактного, гидродинамического и вязкостного трения и определяется из выражения:

$$F_3 = F_x + F_{и} + F_{н} + F_{п}. \quad (11.6)$$

Осевую гидродинамическую силу можно определить по формуле:

$$F_x = Q_3 \sqrt{\Delta p \rho \cos \theta}, \quad (11.7)$$

где θ — угол наклона струи жидкости, $\cos \theta = 0,36$.

Сила инерции равна:

$$F_{\text{и}} = ma, \quad (11.8)$$

где m — масса золотника;

a — ускорение золотника.

Сила трения определяется по формуле:

$$F_{\text{в}} = \rho \frac{v}{\varepsilon_0} vbl, \quad (11.9)$$

где v — относительная скорость;

v — кинематический коэффициент вязкости;

$\varepsilon_0 = \frac{(d_1 - d_2)}{2}$ — зазор в золотниковой паре;

l, b — длина и ширина щели.

Сила сжатия пружины равна:

$$F_{\text{п}} = cx, \quad (11.10)$$

где c — жесткость пружины.

Дроссели и регуляторы потока

Гидродроссель или регулятор потока — регулирующий гидроаппарат неклапанного действия, представляющий собой специальное местное сопротивление, предназначенное для изменения давления в потоке рабочей жидкости, проходящей через него. Дроссели и регуляторы потока могут включаться в схему гидропривода как параллельно основному потоку, так и последовательно, как в нагнетательных, так и в сливных линиях. При параллельном включении дросселя регулируется скорость рабочего органа гидродвигателя. Последовательное включение дросселя позволяет изменять усилие, скорость или крутящий момент на гидродвигателе. Дроссели и регуляторы потока бывают регулируемые и нерегулируемые. Технические данные дросселей и регуляторов потока приведены в приложении 13.

Расчет дросселей и дросселей-регуляторов расхода

Расход жидкости в дросселе или в дросселе-регуляторе определяется по уравнению

$$Q_{др} = \mu_{др} S'_{др} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (11.11)$$

где $Q_{др}$ — расход через дроссель;

$\mu_{др}$ — коэффициент расхода, $\mu_{др} = 0,6 \dots 0,72$;

$S'_{др}$ — площадь проходного отверстия дросселя;

Δp — перепад давления на дросселе.

Фильтры

Фильтры предназначены для поддержания в процессе эксплуатации необходимой чистоты масла в целях обеспечения надежной и долговечной работы гидропривода.

В зависимости от срока службы, назначения и надежности работы следует выбирать тонкость фильтрации, т. е. степень очистки рабочей жидкости.

По степени очистки различают фильтры грубой, нормальной, тонкой и особо тонкой очистки; они задерживают частицы, размеры которых не превышают соответственно 0,1; 0,01; 0,005; 0,001 мм.

Практика показывает, что фильтр эффективно защищает только тот элемент гидросистемы, который установлен непосредственно после него, а остальные элементы получают лишь частичную защиту. Поэтому фильтры могут устанавливаться во всасывающей, напорной или сливной линиях, а иногда комбинированно в двух или трех линиях.

Фильтр грубой очистки устанавливается в заливной горловине гидробака, а в остальных случаях в системах объемного гидропривода следует применять фильтры нормальной очистки. Для защиты фильтра от недопустимого повышения давления в сливной линии, вызванного засорением фильтрующего элемента или резким повышением вязкости масла в крышке фильтра следует установить предохранительный клапан, который начинает открываться при перепаде на фильтре 200 кПа, пропуская весь поток жидкости в обход фильтра.

При разработке схемы объемного гидропривода установленный фильтр подбирается по пропускной способности соответствующей линии:

$$Q_{ф} \geq Q_{линии}, \quad (11.12)$$

и проверяется на давление в фильтре и линии:

$$p_{\phi} \geq p_{\text{линии}} \quad (11.13)$$

Расчет фильтра

Определение площади фильтрующего элемента проводится по формуле:

$$S' = \frac{Q}{q(p_1 - p_2)} \mu, \quad (11.14)$$

где Q — расход рабочей жидкости через фильтр;
 $(p_1 - p_2)$ — перепад давления на фильтре;
 q — удельная пропускная способность фильтра;
 μ — динамическая вязкость масла.

Пропускная способность в зависимости от вида фильтрующей поверхности приведены в таблице 11.1.

Таблица 11.1 — Пропускная способность фильтрующих поверхностей

Тип поверхности	q , л/см ²
Густая металлическая сетка	0,05
Пластины с зазором 0,08 мм	0,08
Хлопчатобумажная ткань	0,009
Мягкий густой войлок толщиной 10 мм	0,015

Технические данные фильтров, рекомендованные для систем объемного гидропривода, приведены в приложении 14.

Гидробаки и кондиционеры

Гидробак предназначен для питания гидропривода рабочей жидкостью. Кроме того, в гидробаке оседают твердые частицы, загрязняющие масла, выделяется растворимый в нем воздух, а через

внешние поверхности бака во внешнюю среду выделяется тепло.

Для улучшения отстоя жидкости внутренний объем бака разделяется на отсеки перегородками, а сливной и всасывающий патрубки располагаются в противоположных концах бака. Сливная пробка располагается так, чтобы бак полностью опорожнялся. Кроме сливных пробок, устанавливаются и магнитные или совмещаются. Заливная горловина располагается в верхней крышке бака, где устанавливается заливной фильтр. В верхней крышке также устраивается воздушный фильтр.

Расчет основных параметров гидробака

Основные конструктивные размеры бака определяются из следующих условий.

Объем гидробака V предварительно определяется по формуле:

$$V = (0,5...2)q_n, \quad (11.15)$$

где q_n — подача насоса гидропривода, л/мин.

Выбранный объем бака V должен соответствовать ряду номинальных вместимостей гидравлических баков: 4; 6,3; 10; 16; 25; 40; 63; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800 л.

Объем масла в баке должен составлять 80...90 % от полного объема бака, что необходимо для компенсации теплового расширения масла и обеспечения свободного отделения воздуха.

Высота перегородки в баке определяется из условия:

$$H = \frac{2}{3}L, \quad (11.16)$$

где L — минимальный допустимый уровень жидкости в баке, который определяется из условия заполнения гидроцилиндров, гидроаккумуляторов (или других элементов) объемного гидропривода.

Глубина погружения сливной трубы относительно нижнего уровня определяется из условия

$$h \geq (2...3)d, \quad (11.17)$$

где d — диаметр трубопровода сливной линии.

Срез всасывающей трубы должен быть выше дна бака на величину m :

$$m \geq 2d, \quad (11.18)$$

где d — диаметр трубопровода всасывающей линии.

Теплообменники

Теплообменники — устройства, предназначенные для обеспечения заданной температуры рабочей жидкости. Теплообменники подразделяются на нагреватели и охладители жидкости. В гидравлических приводах сельскохозяйственных машин, как правило, требуется охлаждение рабочей жидкости, которая, нагреваясь в процессе работы, ухудшает свои параметры, что приводит к снижению КПД системы и уменьшению ее эксплуатационных характеристик.

В гидросистемах с давлением до 10 МПа температура рабочей жидкости не должна превышать 70...80 °С, а для гидросистем с давлением более 20 МПа — 50 °С.

Охладителями в процессе работы являются: трубопроводы, гидробаки, теплообменники.

Тепловой расчет гидропривода ведется на основании баланса выделяемого и отводимого количества тепла по формуле:

$$Q = N(1 - \eta_r) = \sum_{i=1}^n \alpha_i \cdot S'_i \cdot \Delta t_i. \quad (11.19)$$

Среднее количество теплоты, выделяемое гидросистемой, равно потери мощности:

$$Q = P_{\text{пот}} = \frac{Q_n P_{\text{н.к}}}{60} (1 - \eta_r), \quad (11.20)$$

где Q — подача насоса;

$P_{\text{н.к}}$ — давление настройки предохранительного клапана насоса:

$$P_{\text{н.к}} = P_{\text{н.макс}};$$

η_r — КПД гидросистемы.

Количество теплоты, отводимое в окружающую среду через стенки бака, равно:

$$Q_{\text{б}} = \frac{S'_{\text{б}} \cdot \alpha_{\text{б}} \cdot \Delta t}{1000}, \quad (11.21)$$

где $S'_{\text{б}}$ — площадь поверхности бака;

Δt — разность температур;

$\alpha_{\text{б}}$ — коэффициент теплоотдачи от жидкости в окружающую среду бака (таблица 11.2).

При установке теплообменника требуемая площадь поверхности определяется по формуле

$$S'_{\text{т}} = \frac{10^3 \theta_{\text{т}}}{\Delta t \alpha_{\text{т}}}, \quad (11.22)$$

где $\theta_{\text{т}}$ — количество теплоты, отводимое в теплообменнике;

$\alpha_{\text{т}}$ — коэффициент теплоотдачи от жидкости в окружающую среду в теплообменнике.

Коэффициент теплоотдачи можно принять по таблице 11.2.

Таблица 11.2 — Значение коэффициента теплоотдачи

Тип поверхности теплообменника	$\alpha, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$
Гидробак с гладкими стенками без циркуляции окружающего воздуха	9
Гидробак с гладкими стенками с циркуляцией воздуха	15
Гидробак — поверхность которого обдувается вентилятором	23
Теплообменники	110–200

Гидроаккумуляторы и делители потока

Гидроаккумулятор — устройство, предназначенное для аккумуляции энергии рабочей жидкости с последующим ее использованием. Гидроаккумуляторы накапливают энергию во время ча-

стичной загрузки источника энергии гидропривода и возвращают ее в систему в период интенсивной работы гидродвигателя.

По способу накопления энергии аккумуляторы бывают: грузовые, пружинные и пневмогидроаккумуляторы.

Расчет гидроаккумуляторов

В грузовом гидроаккумуляторе величина давления жидкости определяется по формуле:

$$p = \frac{G}{S'}, \quad (11.23)$$

где G — вес груза;

S' — площадь поршня.

В пружинном гидроаккумуляторе величина давления жидкости создается усилием пружины и определяется по формуле:

$$p = \frac{p_0 + cL}{S'}, \quad (11.24)$$

где p_0 — сила предварительного сжатия пружины;

c — жесткость пружины;

L — величина хода поршня;

S' — площадь поршня.

В пневмогидроаккумуляторах расчет параметров производится на основе уравнения политропы:

$$pV^n = const. \quad (11.25)$$

Емкость аккумулятора определяется по формуле:

$$V_{\text{п}} = V_{\text{к}} \left[\left(\frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{мин}}} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{мак}}} \right)^{\frac{1}{n}} \right], \quad (11.26)$$

где $V_{\text{п}}$ — полезный объем аккумулятора;

$V_{\text{к}}$ — конструктивный объем аккумулятора;

$p_{\text{н}}$ — начальное давление газа в аккумуляторе;

$p_{\text{мак}}$ — давление в конце зарядки;

p_{\min} — минимально допустимое давление в конце разрядки;

n — показатель политропы.

Делители потока подразделяются на дроссельные и объемные.

При работе сельскохозяйственных машин, рабочие органы которых приводятся в действие гидродвигателями, для их синхронной согласованной работы, независимо от рабочего давления, используются шестеренные делители потока.

Расчет делителей объемного типа сводится к соблюдению в делителе следующего соотношения между входной и выходной мощностью:

$$Q_n p_n \eta_m = Q_1 p_1 + Q_2 p_2, \quad (11.27)$$

где Q_n , Q_1 , Q_2 — расходы жидкости соответственно от насоса, от первой и второй секций делителя;

p_n , p_1 , p_2 — давление жидкости, создаваемые насосом и соответственно первой и второй секциями;

η_m — механический КПД делителя.

Технические данные объемных делителей потоков приведены в приложении 15.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вильнер, Я.М. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Вильнер Я.М. [и др.]. — Мн.: Вышэйшая школа, 1976.
2. Савин, И.Ф. Основы гидравлики и гидропривода / И.Ф. Савин [и др.]. — М.: Высшая школа, 1978.
3. Башта, Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т.М. Башта [и др.]. — М.: Машиностроение, 1982.
4. Свешников, В.К. Станочные гидроприводы / В.К. Свешников, Л.А. Усов. — М.: Машиностроение, 1982.
5. Юшкин, В.В. Основы расчета объемного гидропривода / В.В. Юшкин. — Мн.: Вышэйшая школа, 1982.
6. Ловкис, З.В. Гидроприводы сельскохозяйственной техники: конструкция и расчет / З.В. Ловкис. — М.: Агропромиздат, 1990.
7. Гидравлика и гидравлические машины / Ловкис З.В. [и др.]. — М.: Колос, 1995.
8. Свешников, В.К. Станочные гидроприводы: справочник / В.К. Свешников. — Мн.: Машиностроение, 1995.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Репозиторий БГАТУ

Приложение 1

Характеристика рабочих жидкостей для систем гидроприводов

Марка рабочей жидкости	Плотность, кг/м ³	Вязкость при температуре °С, см ² /с				Пределы рабочей температуры, °С
		20	40	50	60	
АМГ-10	850	0,2	0,13	0,1	0,08	-60...+80
МГ-30	870	1,6	0,5	0,3	0,2	-60...+80
ДП-8	886	4	1	0,5	0,3	-20...+50
ДП-11	890	8	1,5	0,7	0,5	-10...+90
Индустриальное-20	885	0,7	0,38	0,18	0,14	0...+90
Индустриальное-30	890	1,6	0,5	0,3	0,2	0...+90
Турбинное-22	880	0,8	0,4	0,2	0,15	+5...+50

Приложение 2

Технические характеристики гидроцилиндров

Марка гидроцилиндра	$d_{пн}$, мм	$d_{шт.}$, мм	ϕ	S , м	v_n , м/с			F , кН		p , МПа	
					мин.	ном.	макс.	толк.	тянущ.	ном.	макс.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
ГЦ-32	32	16	1,33	60-200	0,12	0,3	1	16	12	16	20
ГЦ-32	32	20	1,65	250-400	0,12	0,3	1	16	10	16	20
ГЦП-32	32	16	1,33	60-200	0,12	0,3	1	6,5	4,8	6,3	8
Г-40	40	20	1,33	80-250	0,12	0,3	1	25	19	16	20
ГЦ-50	50	32	1,65	160-400	0,12	0,3	1	39	23	16	20
ГЦ-50	50	25	1,33	80-250	0,12	0,3	1	39	29	16	20
ГЦП-50	50	25	1,33	80-250	0,12	0,3	1	16	12	6,3	8

Продолжение приложения 2

Марка гидроцилиндра	$d_{пн}$, мм	$d_{штг}$, мм	φ	S , м	$v_{пн}$, м/с			F , кН		p , МПа	
					мин.	ном.	макс.	толк.	тянуц.	ном.	макс.
ГЦП-50	50	32	1,65	160-400	0,12	0,3	1	16	9	6,3	8
ГЦ-55	55	30	1,42	50-300	0,12	0,3	1	47,5	33	16	20
ГЦ-55	55	30	1,42	50-300	0,12	0,3	1	33	23	10	14
ГЦ-60	60	30	1,33	125-400	0,12	0,3	1	56	42	16	20
ГЦ-60	60	40	1,8	500-710	0,12	0,3	1	57	31	16	20
ГЦ-63	63	32	1,35	125-400	0,12	0,3	1	62	46	16	20
ГЦ-63	63	40	1,68	500-710	0,12	0,3	1	62	37	16	20
ГЦП-63	63	40	1,68	125-630	0,12	0,3	1	25	15	6,3	8
ГЦП-70	70	50	2	250-630	0,12	0,3	1	31	15	6,3	8
ГЦП-70	70	35	1,33	160-500	0,12	0,3	1	77	58	16	20
ГЦ-70	70	50	2	630-800	0,12	0,3	1	77	38	16	20
ГЦ-75	75	35	1,33	160-500	0,12	0,5	1	88	69	16	20
ГЦ-80	80	40	1,33	160-500	0,12	0,5	1	100	75	16	20
ГЦ-80	80	50	1,65	630-1000	0,12	0,5	1	100	61	16	20
ГЦ-90	90	45	1,33	200-630	0,12	0,5	1	127	95	16	20
ГЦ-90	90	63	1,96	800-1120	0,12	0,5	1	127	65	16	20
ГЦП-90	90	63	1,96	400-1000	0,12	0,5	1	51	26	6,3	8
ГЦ-100	100	50	1,33	200-630	0,12	0,5	1	157	118	16	20
ГЦ-100	100	60	1,6	800-1120	0,12	0,5	1	157	100	16	20
ГЦП-100	100	50	1,33	200-630	0,12	0,5	1	63	47	6,3	8
ГЦ-110	110	50	1,33	250-800	0,12	0,5	1	190	150	16	20
ГЦ-110	110	60	1,65	1000-1400	0,12	0,5	1	190	133	16	20
ГЦП-110	110	50	1,33	250-800	0,12	0,5	1	76	60	6,3	8

Окончание приложения 2

Марка гидроцилиндра	d_n , мм	$d_{шт.}$, мм	ϕ	S , м	v_n , м/с			F , кН		p , МПа	
					мин.	ном.	макс.	толк.	тянущ.	ном.	макс.
ГЦП-125	125	60	1,33	250-800	0,12	0,5	1	98	76	6,3	8
ГЦ-125	125	60	1,33	250-800	0,12	0,5	1	245	189	16	20
ГЦ-125	125	80	1,65	1000-1600	0,12	0,5	1	245	145	16	20
ГЦП-140	140	70	1,33	320-1000	0,15	0,5	1	123	92	6,3	8
ГЦ-140	140	70	1,33	320-1000	0,15	0,5	1	308	230	16	20
ГЦ-140	140	80	1,65	1250-1800	0,15	0,5	1	308	207	16	20
ГЦП-160	160	80	1,33	320-1000	0,15	0,5	1	161	121	6,3	8
ГЦ-160	160	80	1,33	320-1000	0,15	0,5	1	402	301	16	20
ГЦ-180	180	80	1,33	400-1250	0,15	0,5	1	508	408	16	20
ГЦ-180	180	110	1,8	1600-2240	0,15	0,5	1	508	318	16	20
ГЦП-180	180	80	1,33	400-1250	0,15	0,5	1	203	127	6,3	8
ГЦ-200	200	100	1,33	400-1250	0,15	0,5	1	628	472	16	20
ГЦ-200	200	125	1,65	1600-2500	0,15	0,5	1	628	382	16	20
ГЦП-200	200	100	1,33	400-1250	0,15	0,5	1	251	188	6,3	8

В указанном интервале ход поршня выбирается из следующего ряда, мм:
60; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 400; 500; 630; 710; 800; 1000.

Приложение 3

Техническая характеристика гидромоторов

Тип	Рабочий объем, см ³ /об	Давление, МПа		Частота вращения			Крутящий момент, Н·м	КПД
		ном.	макс.	ном., с ⁻¹	макс., с ⁻¹	мин., с ⁻¹		
Шестеренные гидромоторы								
МГШ-10-М	10	10	12,5	-	20	12,5	13,5	0,78
МГШ-32-3	32	14	17,5	25	32	8,33	69,7	0,8
МГШ-50-3	50	14	16	25	32	8,33	93	0,78
МГШ-50У-3	50	14	17,5	25	32	8,33	108	0,8
МГШ-100-3	100	14	17,5	25	32	8,33	213,8	0,8
Планетарные гидромоторы								
МГП-80	80	16	21	5,75	13,5	0,17	151	0,78
МГП-100	100	16	21	4,6	10,8	0,17	189	0,78
МГП-125	125	16	21	3,67	8,67	0,17	237	0,78
МГП-160	160	16	21	2,87	6,67	0,17	303	0,78
МГП-200	200	16	21	3,34	5,41	0,17	300	0,78
МГП-315	315	16	21	1,48	5,5	0,17	300	0,78
ПМТ-320	320	12,5	16	3,2	6,5	0,3	590	0,78
ПМТ-400	400	12,5	16	2,5	6	0,34	738	0,78
ПМТ-500	500	12,5	16	2,5	5,5	0,3	922	0,78
ПМТ-630	630	12,5	16	3,2	5,5	0,3	1180	0,78
ПМТ-800	800	12,5	16	2,5	5,0	0,3	1459	0,78
ПМТ-1000	1000	12,5	16	2,0	4,5	0,3	1824	0,78

Окончание приложения 3

Тип	Рабочий объем, см ³ /об	Давление, МПа		Частота вращения			Крутящий момент, Н·м	КПД
		ном.	макс.	ном., с ⁻¹	макс., с ⁻¹	мин., с ⁻¹		
Аксиально-поршневые гидромоторы								
Г15–21Р	11,2	6,3	12,5	16	40	0,67	9,4	0,87
Г15–22М	20	6,3	12,5	16	35	0,67	14,7	0,8
Г15–22Р	20	6,3	12,5	16	35	0,5	16,7	0,87
Г15–23М	40	6,3	12,5	16	30	0,5	29,4	0,8
Г15–23Р	40	6,3	12,5	16	30	0,33	33,3	0,87
Г15–24М	80	6,3	12,5	16	25	0,33	58,8	0,8
Г15–24Р	80	6,3	12,5	16	25	0,33	66,6	0,87
Аксиально-плунжерные гидромоторы								
МП–90	69	35	45	43,2	48,3	0,83	274	0,9
МП–112	112	27	42	33,3	50	0,83	420	0,9
Пластинчатые гидромоторы								
Г16–11М	11,2	—	8	16	41,6	2,5	6,2	0,5
Г16–12М	18	—	8	16	41,6	2,5	12,3	0,63
Г16–13М	36	—	8	16	36,7	2,5	24,5	0,69
Г16–14М	63	—	7	16	30	1,7	49	0,73
Г16–15М	125	—	7	16	30	1,7	98	0,76
Г16–16М	250	—	7	16	25	1,7	196	0,77
Радиально-поршневые гидромоторы								
МРФ160/25М	160	—	25	8	10	0,17	597	0,9
МРФ250/25М	250	—	25	8	10	0,13	932	0,9
МРФ400/25М	400	—	25	5	7,5	0,08	1492	0,9
МРФ1000/25М	10000	—	25	4	5	0,08	3730	0,87

Приложение 4

Технические характеристики насосов

Марка насо- са	Рабочий объем, см ³ /об	Давление, МПа		Частота вращения, с ⁻¹			Мощность, кВт	КПД	
		ном.	макс.	ном.	макс.	мин.		η_n	η_o
Шестеренные насосы									
НШ-6-II	6,3	2,5	4	33	42	12	0,6	0,8	0,9
НШ-6E-3	6,3	16	20	40	-	16	5,12	0,8	0,85
НШ-10-3	10	16	20	32	40	16	7,5	0,87	0,92
НШ-32A-3	32	16	20	32	40	16	17,6	0,87	0,92
НШ-32У-2	32	14	18	32	40	16	17,9	0,88	0,92
НШ-32У-3	32	16	20	32	40	16	21	0,82	0,92
НШ-50A-3	50	16	20	32	40	16	26,2	0,9	0,92
НШ-50У-2	50	14	18	32	40	16	25,7	0,9	0,92
НШ-71A-3	70	16	20	25	32	16	30,5	0,88	0,92
НШ-100-4	100	20	25	19	24	5	41	0,86	0,94
НШ-100A- 3	100	16	20	25	32	16	43,5	0,86	0,93
НШ-250A- 3	250	16	20	25	32	16	106	0,7	0,94
НШ-400-4	400	20	25	25	32	16	250	0,86	0,9
Пластинчатые насосы									
НПл-5/16	5	16	—	25	30	20	—	0,5	0,71
НПл-8/16	8	16	—	25	30	20	—	0,56	0,74
НПл-12,5/16	12,5	16	—	25	30	20	—	0,63	0,77

Продолжение приложения 4

Марка насо- са	Рабочий объем, см ³ /об	Давление, МПа		Частота вращения, с ⁻¹			Мощность, кВт	КПД	
		ном.	макс.	ном.	макс.	мин.		η _н	η _о
НПл-16/16	16	16	—	25	30	20	—	0,7	0,81
НПл-20/16	20	16	—	25	30	20	—	0,75	0,85
НПл-25/16	25	16	—	25	30	20	—	0,8	0,88
НПл-8/6,3	8	6,3	—	16	25	10	—	0,58	0,76
НПл- 12,5/6,3	12,5	6,3	—	16	25	10	—	0,65	0,81
НПл-16/6,3	16	6,3	—	16	25	10	—	0,7	0,83
НПл-25/6,3	25	6,3	—	16	25	10	—	0,78	0,88
НПл-32/6,3	32	6,3	—	16	25	10	—	0,81	0,91
НПл-40/6,3	40	6,3	—	16	25	10	—	0,85	0,93
БГ12-24АМ	45	12,5	14	25	25	25	—	0,76	0,83
БГ12-24М	56	12,5	14	25	25	25	—	0,77	0,88
Г12-24М	80	6,3	7	16	16	16	—	0,77	0,88
Г12-24АМ	63	6,3	7	16	16	16	—	0,75	0,84
Г12-25АМ	125	6,3	7	16	16	16	—	0,8	0,87
Г12-25М	160	6,3	7	16	16	16	—	0,78	0,88
Г12-26АМ	224	6,3	7	16	16	16	—	0,82	0,9

Пластинчатые насосы регулируемые

НПлР-20/18	7-20	16	—	24	33	12,5	8,5	0,8	0,88
НПлР-20/6,3	7-20	6,3	—	24	33	12,5	3,8	0,8	0,88
НПлР-50/16	15-50	16	—	24	30	17	22,5	0,82	0,88
НПлР-50/6,3	15-50	6,3	—	24	30	17	8,8	0,82	0,88
НПлР-80/16	27-80	16	—	24	30	17	32	0,84	0,9
НПлР-80/6,3	27-80	6,3	—	24	30	17	14,5	0,85	0,9
НПлР-125/16	41-125	16	—	24	30	17	52	0,85	0,9
НПлР- 125/6,3	41-125	6,3	—	24	30	17	22,5	0,86	0,9

Аксиально-поршневые насосы

НА-4/320	4	32	40	25	—	5	3,3	0,82	0,88
НА-6,3/320М	6,3	32	40	25	—	5	5,3	0,82	0,88
НА-10/320М	10	32	35	25	—	5	8,3	0,78	0,86

Окончание приложения 4

Марка насо- са	Рабочий объем, см ³ /об	Давление, МПа		Частота вращения, с ⁻¹			Мощность, кВт	КПД	
		ном.	макс.	ном.	макс.	мин.		η _н	η _о
НА-16/320	16	32	35	25	—	5	13,4	0,8	0,86
НА- 25/320М	25	32	35	25	—	5	20,8	0,8	0,88
НА- 32/320М	32	32	35	25	—	5	28,8	0,8	0,88
НА-40/320	40	32	40	25	—	5	34,5	0,82	0,9
НА-50/320	50	32	40	25	—	5	44	0,82	0,91
210-20	55	16	25	30	53	—	26	0,88	0,91
210-23	107	16	25	23	43	—	39	0,87	0,95
210-32	225	16	25	19	33	—	66	0,87	0,95
11P-20	251	10	16	25	—	—	—	0,92	0,96
11P-30	501	10	16	16	—	—	—	0,93	0,97
11P-50	790	10	16	16	—	—	—	0,93	0,97

Техническая характеристика стальных бесшовных труб

Условный проход, мм	Номинальное давление, МПа											
	до 6,3			до 10			до 20			до 32		
	$d_{в,}$ мм	$\delta,$ мм	$d_{н,}$ мм	$d_{в,}$ мм	$\delta,$ мм	$d_{н,}$ мм	$d_{в,}$ мм	$\delta,$ мм	$d_{н,}$ мм	$d_{в,}$ мм	$\delta,$ мм	$d_{н,}$ мм

ГОСТ 8734-75

6	6	1	8	6	2	10	7	3,5	14	7	3,5	14
8	8	1	10	8	3	14	9	4,5	18	9	4,5	18
10	10	1	12	12	3	18	12	5	22	12	5	22
12	12	1	14	13	3,5	20	15	5	25	15	5	25
16	15,2	1,4	18	15	3,5	22	16	6	28	16	6	28
20	19,2	1,4	22	21	3,5	28	22	6	34	22	6	34
25	24	2	28	26	4	34	28	7	42	26	8	42

ГОСТ 8732-78

32	33	2,5	38	34	4	42	36	7	50	34	8	50
40	39	3	45	42	4	50	44	8	60	40	10	60
50	50	3,5	57	50	5	60	56	10	76	52	12	76
63	60	4	68	64	6	76	67	11	89	61	14	89
80	79	5	89	86	8	102	86	14	114	78	18	114

$d_{н}$ – наружный диаметр трубопровода;
 $d_{в}$ – внутренний диаметр трубопровода;
 δ – толщина стенки трубопровода.

Приложение 6

Основные размеры медных труб по ГОСТ 617–72

Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм	Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм
6	0,5...2	35	1...5
8	0,5...2	40	1...5
10	0,5...2	45	1...5
12	0,8...2	50	1...5
14	1...3	55	1...5
16	0,8...3,5	60	1...5
18	1...4	70	1...5
20	1...4,5	80	1...8
25	1...7	90	1...8
30	1...5	100	1...10

В указанных пределах брать из ряда, мм:

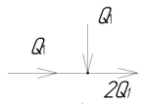



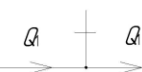

0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,2; 1,5; 2; 2,5; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 6; 7; 8; 10.

Приложение 7

Основные размеры резино-металлических рукавов высокого давления (РВД) по ГОСТ 6286–73

Внутренний диаметр, мм	Наружный диаметр с металлической оплеткой, мм		Максимальное давление, МПа					
	Одна (тип I)	Две (тип II)	Группа А		Группа Б		Группа В	
			Тип I	Тип II	Тип I	Тип II	Тип I	Тип II
6	16,5	19	19	28	23	33	27	37
8	18	21	16,5	25	21	32	24	35
10	20,5	23	15	21,5	18	27	22	31
12	22,5	25	13,5	21	16	25	20	30
16	27,5	29	10	16,5	13	20	15	24
20	32	34	9	15	12	18	14	22
25	37	39	8	12,5	10	16	12	20
32	44	46	6,5	10	7,5	13	9	14
38	50	52	4	8	5	9	6	9
40	54,6	59,2	3,5	6	4	6	5	8
50	62	64	3	4	3,5	5	4	6

Коэффициенты местных сопротивлений

Вид сопротивления	ζ
Внезапное расширение (вход в гидроаппаратуру, гидробак и т. д.)	0,8...0,9
Внезапное сужение (выход из гидроцилиндра, гидробака и т. д.)	0,5...0,7
Штуцер присоединительный, переходник.	0,1...0,15
Колено (плавный поворот)	0,12...0,15
Угольник (резкий поворот)	2,0...2,5
Тройники прямые:	
слияние потоков	
	0,5...0,6
	2,0...2,5
разделение потоков	
	0,9...1,2
	1,0...1,5
транзитный поток	
	0,1...0,2
	0,1...0,2
Обратный и предохранительный клапан	2,0...3,0
Дроссель	2,0...2,5
Редукционный клапан	3,0...5,0

Приложение 9

Технические данные предохранительных клапанов

Типоразмер	Ду, мм	Расход, л/мин			Давление, МПа	
		$Q_{\text{ном}}$	$Q_{\text{макс}}$	$Q_{\text{мин}}$	$p_{\text{ном}}$	$p_{\text{мин}}$
ПГ66–32М	10	32	50	1	32	2,5
МКПВ– 10/32	10	80	160	3	32	2,5
КПЕ–15	15	40	—	8	32	5,5
ПГ66–34М	20	125	170	3	32	2,5
КПЕ–20	20	63	—	8	32	5
КРЕ–25	25	100	—	12,5	32	5
ПГ66–35М	32	200	300	5	32	2,5
МКПВ– 32/32	32	320	630	10	32	2,5
КПЕ–32	32	160	—	12,5	32	5
КПЕ–40	40	250	—	20	32	5
КПЕ–50	50	400	—	32	32	5

Предохранительные клапана КПЕ и ПГ — прямого действия, МКПВ — непрямого действия.

Приложение 10

Технические данные редуционных клапанов

Типоразмер	Ду, мм	Расход, л/мин		Давление, МПа	
		$Q_{\text{ном}}$	$Q_{\text{макс}}$	p_1	p_2
Г57–22	10	20	—	20	0,3...1,5
ПГ57–22	10	20	—	32	0,3...1,5
ТУ2–053	10	40	56	32	0,3...1,5
Г57–23	16	40	—	20	0,3...1,5
Г57–24	20	80	—	20	0,3...1,5
ТУ2–054	10	100	140	32	0,3...1,5
Г57–25	32	160	—	20	0,3...1,5
ПГ57–25	32	160	—	20	0,3...1,5
ТУ2–055	32	250	320	32	0,3...1,5

p_1 — давление перед клапаном; p_2 — давление после клапана.

Приложение 11

Технические данные обратных клапанов и гидрозамков

Типоразмер	Ду, мм	Расход, л/мин		Давление, МПа	
		$Q_{\text{ном}}$	$Q_{\text{макс}}$	$p_{\text{ном}}$	$p_{\text{макс}}$
Г51–31	8	16	25	20	22
КВРНД–10	8	16	20	10	11,5
Г51–32	10	32	50	20	22
1МК0–10/20	10	40	100	20	22
1МК0–10/32	10	40	100	32	35
Г51–33	16	63	100	20	22
КВРНД–18	16	50	63	10	11,5
1МК0–20/20	20	160	250	20	22
Г51–34	20	125	160	20	22
КВРНД–28	25	125	160	10	11,5
Г51–35	32	250	280	20	22
1МК0–32/20	32	400	600	20	22
1МК0–32/32	32	400	600	32	35
КВРНД–42	32	200	250	10	11,5
1КУ–12/320	12	40	—	32	35
1КУ–20/320	20	100	—	32	35
1КУ–32/320	32	250	—	32	35

КУ — гидрозамки;

Клапан КВРНД встраивается в трубопровод.

Приложение 12

Технические характеристики гидрораспределителей

Типоразмер	Расход, л/мин		Давление, МПа			Число золотников
	$Q_{ном}$	$Q_{макс}$	$P_{ном}$	$P_{макс}$	$P_{мин}$	
34-9-3	17	—	5	—	—	1
P-103B	20	80	—	32	—	
50-340615	21	—	8	—	—	1
151-40-053	30	—	7	—	—	1
P50-3/1	50	60	16	20	—	3
KP-34-9-2	60	—	2,5	-	—	1
P75-43-ПГ	75	—	10	14	—	
P80-2/1-22	80	—	14	16	—	3
ЭГР-4	90	—	—	20	—	1
P80-2/3-44	80	—	16	20	—	3
1P-203	120	300	—	32	—	
P160-3/1-222	160	200	16	20	—	3
P160-2/1	160	—	12	14	—	
2P-323	330	500	—	32	—	
P500-3/3-5	500	—	16	20	2	3
P500-51-3	500	—	16	20	—	

Приложение 13

Технические характеристики дросселей и регуляторов потока

Типоразмер	Ду, мм	Расход, л/мин			Давление, МПа		
		$Q_{\text{ном}}$	$Q_{\text{макс}}$	$Q_{\text{мин}}$	$P_{\text{ном}}$	$P_{\text{макс}}$	$P_{\text{мин}}$
ПГ77-12	10	25	20	0,06	20	20	0,5
ПМГ55-12М	10	25	32	0,1	6,3	11	0,05
ПМГ55-12М'	10	25	32	0,1	10	14	0,5
ПМГ55-12М''	10	25	32	0,1	20	24	0,5
ПГ77-14	20	25	80	0,12	20	20	0,5
ДК-12	12	25	40	—	32	35	0,6
КВМК-1061.1	10	32	50	3	32	35	0,05
КВМК-1661.1	16	63	120	5	32	35	0,05
ДК-20	20	63	100	—	32	35	0,6
МПГ-55-14М	20	100	120	0,5	6,3	1	0,05
МПГ-55-14М'	20	100	120	0,5	10	14	0,05
МПГ-55-14М''	20	100	120	0,5	20	24	0,5
МПГ-55-15М	32	200	240	0,15	20	20	0,5
ДК-32	32	160	250	—	32	35	0,7
КВМК-2561.1	25	160	300	15	32	35	0,05
КВМК-3261.1	32	250	400	15	32	35	0,05

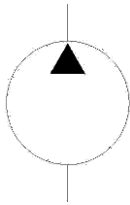
Технические данные фильтров

Типоразмер	Ду, мм	Тонкость очистки, мм	Расход, л/мин.	Перепад давления, МПа
Всасывающая линия				
СЧ1–2–81	8	80	2	0,007
СЧ1–2–82	10	80	8	0,007
СЧ1–2–83	20	80	32	0,007
СЧ1–2–84	40	80	125	0,007
СЧ1–2–85	80	80	320	0,007
Сливная линия				
ФС–3,2–40	8	40	3,2	0,1
ФС–50–40	20	40	50	0,1
ФС–200–40	32	40	200	0,1
ФС–400–40	63	40	400	0,1
СЧ2–51	10	80	8	0,1
СЧ2–53	20	80	32	0,1
СЧ2–54	25	80	63	0,1
Нагнетательная линия				
1ФМГ–32–М	25	40	50	0,3...0,16
2ФМГ–32–М	50	40	100	0,3...0,16
3ФМГ–32–М	70	40	200	0,3...0,12
4ФМГ–32–М	70	40	400	0,3...0,09
Заливной фильтр				
ФЗ–16–160	20	160	16	—
ФЗ–160–160	65	160	100	—
ФЗ–200–160	65	160	100	—

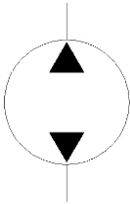
Технические данные объемных делителей потока

Типоразмер	Расход, л/мин.			Число потоков
	$Q_{\text{ном}}$	$Q_{\text{макс}}$	$Q_{\text{мин}}$	
МШД12-001	25	38	12	2
МШД12-002	32	49	16	2
МШД12-006	40	60	19	2
МШД12-010	50	75	24	2
МШД12-011	63	98	31	2
МШД12-015	80	120	38	2
МШД13-001	40	57	18	3
МШД13-003	50	75	24	3
МШД13-007	63	86	28	3
МШД13-014	80	127	41	3
МШД13-015	100	139	44	3
МШД13-035	125	180	58	3
МШД14-001	52	76	24	4
МШД14-004	63	105	34	4
МШД14-026	80	131	42	4
МШД14-028	100	154	49	4
МШД14-058	125	210	67	4
МШД14-065	160	218	70	4
МШД24-053	320	468	117	4
МШД24-120	400	605	151	4
МШД15-002	63	105	34	5
МШД15-008	800	135	43	5
МШД15-020	100	158	49	5
МШД15-029	125	171	55	5
МШД15-101	160	222	71	5
МШД15-125	200	288	92	5
МШД25-033	320	511	205	5
МШД25-120	400	701	175	5
МШД25-170	500	758	189	5
МШД16-002	80	132	42	6
МШД16-011	100	161	52	6
МШД16-049	125	201	64	6
МШД16-061	160	233	74	6
МШД16-126	200	319	102	6
МШД26-039	320	502	201	6
МШД26-053	400	588	235	6
МШД26-124	500	754	301	6
МШД26-210	500	907	227	6

Условные графические изображения



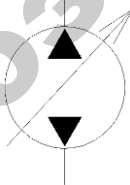
Насос постоянной производительности с постоянным направлением потока



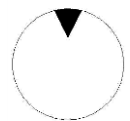
Насос постоянной производительности с реверсивным потоком



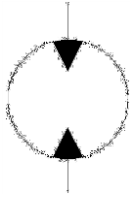
Насос с регулируемой производительностью и постоянным направлением потока



Насос с регулируемой производительностью и реверсивным потоком



Гидромотор нерегулируемый с постоянным направлением потока



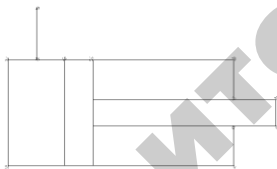
Гидромотор нерегулируемый с реверсивным потоком



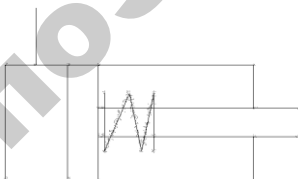
Гидромотор регулируемый с постоянным направлением потока



Гидромотор регулируемый с реверсивным потоком



Гидроцилиндр одностороннего действия с любым способом возврата штока

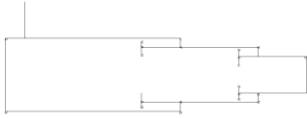


Гидроцилиндр одностороннего действия с возвратом штока пружиной

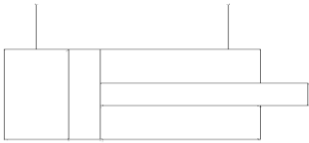
Продолжение приложения 16



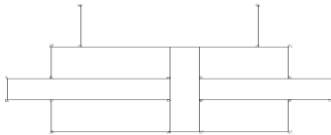
Гидроцилиндр плунжерный



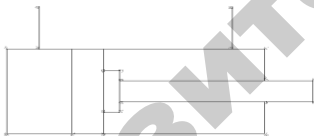
Гидроцилиндр телескопический



Гидроцилиндр двухстороннего действия с односторонним штоком



Гидроцилиндр двухстороннего действия с двухсторонним штоком

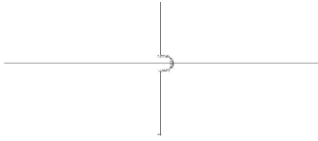


Гидроцилиндр двухстороннего действия с односторонним штоком и постоянным торможением в конце хода



Соединение трубопроводов

Продолжение приложения 16



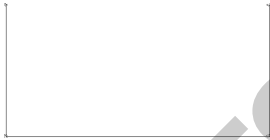
Перекрещивание трубопроводов
(без соединения)



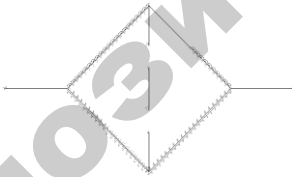
Трубопровод гибкий (РВД)



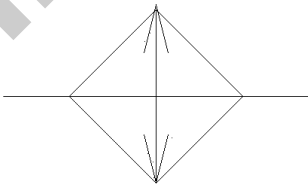
Сливной трубопровод



Бак для рабочей жидкости под атмо-
сферным давлением

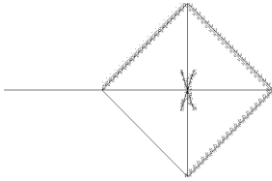


Фильтр для рабочей жидкости

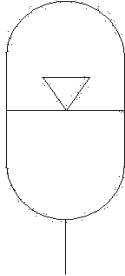


Охладитель рабочей жидкости

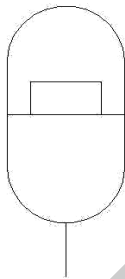
Продолжение приложения 16



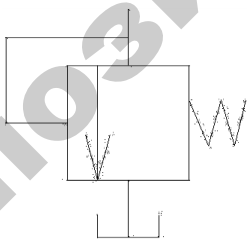
Нагреватель рабочей жидкости



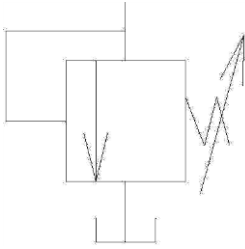
Аккумулятор пневмогидравлический



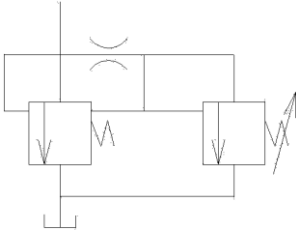
Аккумулятор грузовой



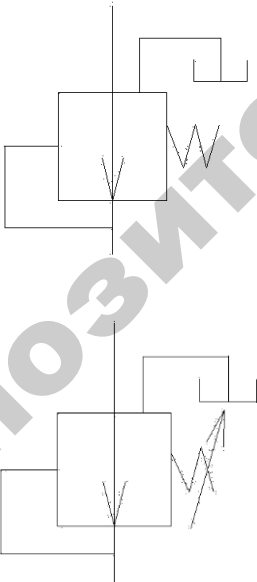
Клапан предохранительный прямого действия с нерегулируемой пружиной возврата



Клапан предохранительный прямого действия с регулируемой пружиной возврата



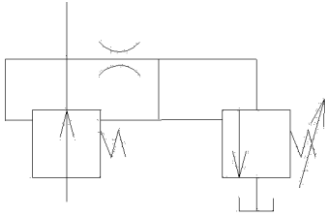
Клапан предохранительный непрямого действия с нерегулируемой пружиной возврата основного клапана и регулируемой пружиной возврата вспомогательного клапана



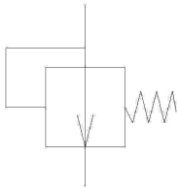
Клапан редукционный прямого действия с нерегулируемой пружиной возврата

Клапан редукционный прямого действия с регулируемой пружиной возврата

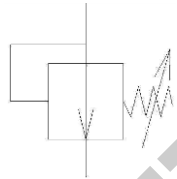
Продолжение приложения 16



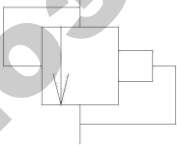
Клапан редукционный непрямого действия с нерегулируемой пружиной возврата основного клапана и регулируемой пружиной возврата вспомогательного клапана



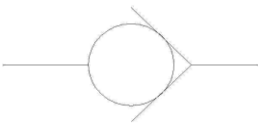
Переливной клапан с нерегулируемой пружиной возврата



Переливной клапан с регулируемой пружиной возврата



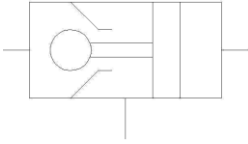
Клапан разности давлений (клапан, поддерживающий постоянное отношение давлений)



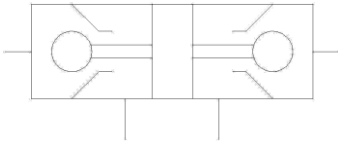
Клапан обратный

Продолжение приложения 16

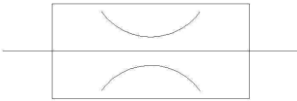
Клапан обратный управляемый одно-
сторонний (гидрозамок)



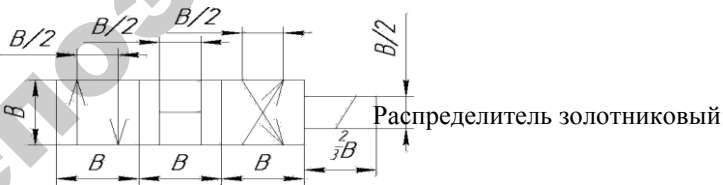
Клапан обратный управляемый двух-
сторонний (гидрозамок)



Дроссель нерегулируемый

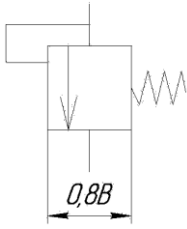


Дроссель регулируемый

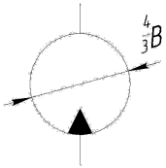


Клапан предохранительный

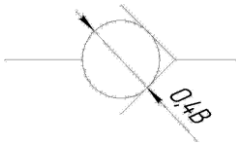
Окончание приложения 16



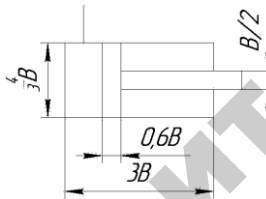
Гидромотор или насос



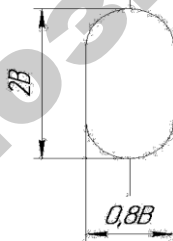
Клапан обратный



Гидроцилиндр

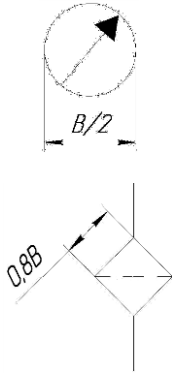


Аккумулятор



Манометр

Фильтр



РЕПОЗИТОРИЙ БГАТУ

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1 ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ ОБЪЕМНОГО ТИПА В ГИДРОПРИВОДЕ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН.....	4
Лабораторная работа № 1 «Поршневые гидромашинны и гидростатические трансмиссии».....	4
Лабораторная работа № 2 «Изучение конструкции и исследование характеристик шестеренных, роторно-пластинчатых и планетарных гидромашин».....	19
Лабораторная работа № 3 «Изучение конструкций и исследование характеристик гидроцилиндров, гидродвигателей возвратно-поступательного действия».....	32
2 КОНТРОЛЬНО-РЕГУЛИРУЮЩИЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ АППАРАТЫ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН.....	43
Лабораторная работа № 4 «Конструкция и подготовка к работе гидробаков, аккумуляторов, филь- тров, трубопроводов и уплотнений».....	43
Лабораторная работа № 5 «Гидравлические распределители».....	59
Лабораторная работа № 6 «Конструкция клапанов, дросселей расхода, регуляторов, делителей и сумматоров потока».....	70
3 ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ.....	87
Лабораторная работа № 7 «Изучение конструкций и исследование характеристик гидромурфт, гидротрансформаторов и ГСОМ».....	87
4 РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА СЕЛЬСКОХОЗЯИ- СТВЕННЫХ МА- ШИН.....	95
Практическое занятие № 8 «Составление схемы объемного гидравлического привода».....	95
Практическое занятие № 9 «Расчет и подбор основного гидрооборудования».....	104
Практическое занятие № 10 «Расчет и подбор трубопроводов, определение гидравлических потерь и мощности гидропривода».....	114
Практическое занятие № 11 «Расчет и подбор контрольно-регулирующих, направляющих гидроап- паратов и вспомогательных элементов».....	119
ЛИТЕРАТУРА.....	132
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	133

Учебное издание

Лахмаков Владимир Степанович,
Лаптев Владимир Ильич,
Плискевич Евгений Владимирович,
Зубович Дмитрий Геннадьевич

ГИДРОПРИВОД СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

Пособие

Ответственный за выпуск *В.С. Лахмаков*
Корректор *М.А. Макрецкая*
Компьютерная верстка *М.А. Макрецкая*

Издано в редакции авторов

Подписано в печать 05.05.2009 г. Формат 60×84¹/₁₆.
Бумага офсетная. Гарнитура Times New Roman. Печать офсетная. Усл. печ. л. 9,53.
Уч.-изд. л. 7,45. Тираж 350 экз. Заказ 1136.

Издатель и полиграфическое исполнение
Белорусский государственный аграрный технический университет
ЛИ № 02330/0131734 от 10.02.2006. ЛП № 02330/0131656 от 02.02.2006.
220023, г. Минск, пр. Независимости, 99, к. 2.

ДЛЯ ЗАМЕТОК

РЕПОЗИТОРИЙ БГАТУ

Репозиторий БГАТУ

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

ГИДРОПРИВОД СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

Минск 2009