

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования
НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
« М И С и С »

НОВОТРОИЦКИЙ ФИЛИАЛ

Кафедра металлургических технологий и оборудования

А.В. Нефедов

ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ЦЕХОВ

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ

для студентов направления подготовки
15.03.02 Технологические машины и оборудование
очной и заочной форм обучения

Новотроицк – 2020

УДК 62-82: 669.013

ББК 34.5

Н 58

Рецензенты:

*Профессор кафедры ПиЭММО ФГБОУ ВО «МГТУ им. Г.И. Носова»,
д.т.н., доцент*

В.В. Точилкин

Заведующий кафедрой металлургических технологий и оборудования Новотроицкого филиала ФГАОУ ВО «Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС»», к.т.н., доцент

А.Н. Шаповалов

Нефедов А.В. Гидравлическое оборудование металлургических цехов: лабораторный практикум. – Новотроицк: НФ НИТУ «МИСиС», 2020. 39 с.

Лабораторный практикум по дисциплине «Гидравлическое оборудование металлургических цехов» предназначен для изучения характеристик наиболее распространенных гидроаппаратов и изучения типовых гидравлических схем.

Рассмотрена методика проведения лабораторных работ, теоретические основы изучаемых вопросов, приведены требования к оформлению отчетов и вопросы для самопроверки.

Лабораторный практикум может быть использован для организации и проведения лабораторных работ по дисциплине «Гидромашины металлургического производства».

Лабораторный практикум составлен в соответствии с требованиями образовательных стандартов высшего образования НИТУ «МИСиС» по направлению подготовки бакалавров 15.03.02 Технологические машины и оборудование, обучающихся по всем профилям, реализуемым в НФ НИТУ «МИСиС».

Рекомендовано Методическим советом НФ НИТУ «МИСиС»

© Новотроицкий филиал
ФГАОУ ВО «Национальный
исследовательский технологический
университет «МИСиС», 2020

Содержание

Введение	4
1 Порядок выполнения, оформления и защиты лабораторных работ	5
2 Лабораторная работа № 1. Изучение гидроаппаратов энергетической и исполнительной подсистем	7
2.1 Теоретическое введение	7
2.2 Методика выполнения работы	17
2.3 Контрольные вопросы	18
3 Лабораторная работа № 2. Изучение гидроаппаратов направляющей и регулирующей подсистем	19
3.1 Теоретическое введение	19
3.2 Методика выполнения работы	22
3.3 Контрольные вопросы	23
4 Лабораторная работа № 3. Изучение характеристик наиболее распространенных гидроаппаратов	24
4.1 Теоретическое введение	24
4.2 Методика выполнения работы	28
4.3 Контрольные вопросы	29
5 Лабораторная работа № 4. Изучение типовых гидравлических схем	30
5.1 Теоретическое введение	31
5.2 Методика выполнения работы	36
5.3 Контрольные вопросы.....	36
Библиографический список	38

Введение

Лабораторный практикум предназначен для проведения лабораторных работ по дисциплине «Гидравлическое оборудование металлургических цехов» для студентов, обучающихся по направлению подготовки бакалавров 15.03.02 Технологические машины и оборудование, всех профилей и форм обучения, реализуемых в НФ НИТУ «МИСиС». Целью лабораторных работ является закрепление теоретических разделов курса, освоение методики и техники проведения экспериментальных исследований.

В практикум включены четыре лабораторные работы, тематика которых охватывает со второго по четвертый разделы изучаемой дисциплины: работа № 1 относится к разделу «Энергетическая и исполнительная подсистемы», № 2 к разделу «Направляющая и регулирующая подсистемы» и № 3, 4 к разделу «Составные части гидропривода. Типовые гидравлические схемы, применяемые в металлургическом производстве». Лабораторные работы проводятся в лаборатории кафедры металлургических технологий и оборудования (МТиО) по форме «Групповые работы».

При выполнении представленных в практикуме лабораторных работ, студенты приобретают профессиональные и профессиональные специализированные компетенции, предусмотренные учебным планом подготовки бакалавров направления 15.03.02 Технологические машины и оборудование по дисциплине «Гидравлическое оборудование металлургических цехов», а именно ПК-2.1, ПСК-2.

Большинство лабораторных работ являются, по существу, небольшими исследованиями, поэтому для их проведения, обработки полученных данных требуется необходимая теоретическая подготовка и активное творческое участие студентов.

1 Порядок выполнения, оформления и защиты лабораторных работ

В лабораториях кафедры МТиО НФ НИТУ «МИСиС» находится оборудование, позволяющее моделировать и изучить устройство и характеристики наиболее распространенных гидроаппаратов, а также приобрести навыки составления сборки и эксплуатации типовых гидравлических схем.

Все лабораторные работы выполняются группами студентов (по 5-10 человек). Количество и наименование выполняемых лабораторных работ отражено в рабочей программе дисциплины (РПД) и зависит от направления подготовки и формы обучения. Также эта информация доводится ведущим преподавателем до обучающихся на первом лекционном занятии, в совокупности со всеми остальными данными по организации процесса изучения дисциплины. Предпочтительно последовательное выполнение лабораторных работ в соответствии с содержанием практикума.

В случае применения дистанционной или смешанной формы обучения информация об изучаемых лабораторных работах добавляется в описание курса в LMS Canvas.

На первом лабораторном занятии преподаватель должен ознакомить студентов с задачами лабораторного практикума, требованиями, предъявляемыми к отчетам, правилами внутреннего распорядка лаборатории. В ряде случаев преподаватель должен напомнить студентам некоторые теоретические сведения, непосредственно относящиеся к той или иной работе, либо организовать показ тех или иных операций.

После вводной беседы преподаватель знакомит студентов с правилами техники безопасности, что фиксируется в специальном журнале.

Приступая к выполнению работы, студент должен изучить ее описание, методику выполнения и подготовить необходимые таблицы для записи фиксируемых в ходе работы данных.

В начале каждого лабораторного занятия студенты должны защитить отчет по предыдущей работе и получить допуск к выполнению следующей работы.

После окончания каждой работы студенты предъявляют преподавателю на подпись результаты опытов и наводят порядок на рабочем месте.

По каждой лабораторной работе оформляется отчет, который должен начинаться с названия работы и содержать следующие разделы: цель работы, краткое теоретическое введение, методика проведения работы, схемы и описание лабораторных установок, результаты измерений, расчетов и выводы. Индивидуальные требования по оформлению отчетов изложены в описании представленных в практикуме лабораторных работ.

Отчеты по выполнению лабораторных работ предъявляются преподавателю при их защите, и/или загружаются в курс на платформе LMS Canvas до проведения процедуры защиты. При использовании курсов на открытых образовательных платформах, например openedu.ru, допускается перезачет лабораторных работ практикума дистанционного курса платформы.

Перед выполнением лабораторных работ обязателен вводный инструктаж, проводимый преподавателем в часы, отведенные для выполнения работы, о чем

составляется соответствующая запись в журнале инструктажа за подписью обучающихся и преподавателя.

Каждый обучающийся должен следить за условиями и приемами выполнения порученной ему работы, ставить в известность преподавателя о замеченной опасности в работе, своевременно принимать меры по её устранению.

Обучающимся запрещается трогать оборудование без разрешения преподавателя и без соответствующих инструкций по его работе.

До работы на оборудовании обучающийся должен быть предварительно ознакомлен с его основными деталями, принципом действия, порядком работы.

До работы с электроприборами необходимо убедиться в исправности прибора, целостности изоляции, исправности розеток включения.

Обучающийся должны бережно относиться к лабораторному оборудованию, во всем следовать указаниям преподавателя.

2 Лабораторная работа № 1. Изучение гидроаппаратов энергетической и исполнительной подсистем

Цель работы

- изучить конструкции, способы подключения и основные характеристики гидроаппаратов энергетической и исполнительной подсистем.

2.1 Теоретическое введение

Объёмные **насосы гидравлических приводов** представляют собой машины для создания потока рабочей жидкости путём периодического изменения объёма их рабочих камер, попеременно сообщающихся с входом и выходом.

К объёмным гидромашинам (ГОСТ 17752-81) относятся насосы и насосы-моторы, рабочий процесс которых основан на попеременном заполнении рабочей камеры рабочей жидкостью и вытеснении ее из рабочей камеры.

Под рабочей камерой принято понимать емкость, ограниченную рабочими поверхностями деталей гидромашины, периодически изменяющую свой объем и попеременно сообщающуюся с каналами, подводными и отводящими рабочую жидкость.

Насос предназначен для преобразования механической энергии приводного двигателя в энергию потока рабочей жидкости.

В гидроприводах машин применяют роторно-вращательные и роторно-поступательные насосы, которые по виду рабочих органов разделяют на шестеренные, шиберные (пластинчатые) и поршневые. По расположению рабочих органов (плунжеров) различают радиальные и аксиальные роторно-поршневые насосы. По механизму преобразования движения радиально-поршневые насосы классифицируют на кулачковые и кривошипные, а аксиально-поршневые – с наклонным блоком и наклонным диском.

Роторные насосы могут быть выполнены с нерегулируемым и регулируемым рабочим объемом и предназначены для работы как в режиме объемного насоса, так и в режиме объемного гидромотора (насоса-мотора) с реверсивным, нереверсивным направлениями вращения и с постоянным и реверсивным направлениями потока.

В объёмных гидроприводах машин широко применяют обратимые аксиально-поршневые насосы, предназначенные для использования как в режиме насоса, так и в режиме гидромотора.

Гидромотор служит для преобразования энергии потока рабочей жидкости, развиваемой насосом, в энергию вращения выходного вала, чтобы привести в действие исполнительный механизм машины.

Роторные гидромоторы (ГОСТ 17752-81) классифицируют по конструкции рабочей камеры на шестеренные, коловратные, винтовые, шиберные и поршневые, обладающие принципиальной обратимостью. По числу рабочих циклов в каждой рабочей камере за один оборот выходного вала гидромоторы разделяют на однократного (одноходовые) или многократного (многоходовые) действия. В гидроприводах мобильных машин наиболее часто применяют реверсивные по на-

правлению вращения аксиально-поршневые и радиально-поршневые гидромоторы с нерегулируемым и реже с регулируемым рабочим объемом.

Насосами и гидромоторами с регулируемым рабочим объемом в отечественных мобильных машинах с гидроприводом служат лишь аксиально-поршневые, обеспечивающие бесступенчатое регулирование частоты вращения исполнительных механизмов с минимальными потерями энергии.

Гидромоторы, используемые при большой частоте вращения, условно называют средне- или высокооборотными (низкомоментными).

Основными параметрами насосов являются:

- рабочий объем V_0 ;
- действительная подача Q_d ;
- полезная мощность насоса $N_{п}$;
- давление на входе $P_{вх}$.
- давление на выходе насоса $P_{вых}$;
- общий КПД насоса $\eta = \eta_g \eta_o \eta_m$ (η_g , η_o , η_m – коэффициенты полезного действия насоса соответственно гидравлический, объемный и механический).

Промышленностью выпускается большая номенклатура насосов для гидроприводов. Для правильного выбора насоса необходимо иметь следующие данные о режимах работы:

- номинальное рабочее давление и время работы при этом давлении;
- частота изменения давления;
- наличие пиков давления и их величина;
- номинальная частота вращения, максимальная и минимальная частота вращения и время работы при данных частотах;
- зависимость давления от частоты вращения;
- величина подачи;
- долговечность при разных нагрузках (длительная нагрузка, работа с перегрузками, работа при пиковых давлениях и т.п.);
- требуемая чистота рабочей жидкости, чувствительность к работе на рабочей жидкости с повышенной температурой;
- КПД при различных режимах работы;
- скорость и диапазон регулирования подачи;
- наличие механизмов регулирования подачи;
- шумовая характеристика;
- простота обслуживания, ремонтпригодность.

В каждом конкретном случае из данного перечня выбирают обязательные и желательные технические данные требуемого насоса и по ним решают вопрос о выборе типа насоса.

Шестеренные насосы являются наиболее простыми по конструкции и потому отличаются надежностью в эксплуатации, высокой долговечностью, малыми размерами и металлоемкостью, компактностью.

В них элементами вытеснения являются зубья шестерен, находящиеся в зацеплении. Наибольшее распространение получили шестеренные насосы с цилиндрическими зубчатыми колесами внешнего зацепления, помещенными в плотно охватывающий их корпус, имеющий каналы в местах входа зубьев шестерен в зацепление (нагнетательный канал) и выхода из него (всасывающий канал).

При вращении шестерен рабочая жидкость из бака всасывается в камеру корпуса, где зубья выходят из зацепления, захватывают жидкость и далее во впадинах между зубьями она переносится в нагнетательную камеру, где вытесняется зубьями, входящими в зацепление, в напорную магистраль под давлением.

Основными недостатками данного насоса являются: повышенное давление между зубьями в момент их замыкания в среднем положении и значительные утечки по боковым торцам шестерен. Для ликвидации данных недостатков применяют специальные канавки на поверхностях зубьев и боковые.

Наибольшее применение шестеренные насосы с наружным зацеплением получили в гидроприводах мобильных машин (при давлениях до 20 МПа и выше). В стационарных машинах эти насосы применяются при относительно низких рабочих давлениях (до 6,3 МПа), так как при высоких давлениях они имеют повышенный уровень шума.

Преимущества шестеренных насосов с наружным зацеплением: относительно высокое рабочее давление; удовлетворительная работа на загрязненных рабочих жидкостях; нечувствительность к значительному изменению вязкостных характеристик рабочей жидкости; удовлетворительная работа при повышенных температурах рабочей жидкости; нечувствительность к повышению частоты вращения; относительно низкая стоимость; высокая надежность.

Общими недостатками шестеренных насосов с наружным зацеплением являются: повышенный уровень шума, особенно при высоких давлениях; значительная пульсация рабочей подачи; снижение долговечности при работе на рабочих жидкостях с повышенной температурой и большим количеством загрязнений; невозможность регулирования подачи; значительное возрастание стоимости насосов с увеличенным рабочим объемом; большая трудоемкость ремонтных работ.

Максимальное давление, развиваемое шестеренными насосами, достигает 20 МПа, подача до 250-300 л/мин. Отечественной промышленностью выпускаются шестеренные насосы типа Г11-2 и НШ.

Рабочий объем шестеренного насоса

$$V_0 = 2\pi \cdot m^2 \cdot z \cdot b.$$

Теоретическая подача шестеренного насоса

$$Q_H^T = 2\pi \cdot m^2 \cdot z \cdot b \cdot n,$$

где z – число зубьев ведущей шестерни;

m – модуль;

b – ширина зуба;

n – частота вращения вала.

Шестеренные насосы с внутренним зацеплением сложнее в изготовлении, однако они имеют большую подачу при тех же габаритах.

В корпусе установлена кольцевая шестерня с внутренними зубьями, в зацеплении с которой находится шестерня, вращающаяся в направлении стрелки. В том же направлении вращается связанная с ней кольцевая шестерня. При вращении раскрываются впадины между зубьями.

Во всасывающей полости возникает разрежение и в неё поступает жидкость из бака. Затем, заполняя камеры между зубьями, жидкость переносится к полости нагнетания. На стороне нагнетания зубья снова вступают в зацепление, выталкивая жидкость из промежутков в нагнетательную магистраль. В полости насоса имеется также серповидный разделитель камер зубьев шестерен.

Шестеренные насосы с внутренним зацеплением еще не нашли широкого применения в гидроприводах, но благодаря преимуществам по сравнению с шестеренными насосами с наружным зацеплением следует ожидать более широкого их внедрения.

Шестеренные насосы с внутренним зацеплением, обладая преимуществами шестеренных насосов с наружным зацеплением, характеризуются также очень низким уровнем шума, высокой долговечностью (20 тыс. часов и более), высоким объемным КПД, допускают быстрое изменение нагрузки, могут работать при давлении до 32 МПа. Они успешно заменяют в гидроприводах нерегулируемые поршневые насосы высокого давления (долговечнее последних).

Недостатки шестеренных насосов с внутренним зацеплением:

- более высокая стоимость по сравнению с шестеренными насосами наружного зацепления и даже с пластинчатыми;
- необходимость обеспечения хороших условий для всасывания рабочей жидкости во избежание кавитационных явлений и изнашивания.

Пластинчатые насосы – ротационные насосы, в которых элементы вытеснения выполнены в виде пластин (лопастей), а вытесняемые объемы ограничиваются двумя соседними пластинами и поверхностями статора и ротора.

Наибольшее применение эти насосы получили в гидроприводах стационарных машин, работающих при средних давлениях (до 16 МПа).

Положительные свойства пластинчатых насосов: низкий уровень шума; возможность регулирования подачи с высокой скоростью из-за малого хода регулировки (на 20-30% выше по сравнению с насосами других типов), что позволяет в ряде случаев отказаться от предохранительных клапанов; незначительная пульсация рабочей подачи; повышенная ремонтпригодность; низкая стоимость.

Недостатки пластинчатых насосов: большая восприимчивость к забросам (пикам) давления (по сравнению с шестеренными насосами); чувствительность к быстрому изменению нагрузки (уменьшается долговечность), к неблагоприятным условиям всасывания, повышенному загрязнению рабочей жидкости, к изменению вязкости рабочей жидкости и повышению частоты вращения; низкий КПД (по сравнению с поршневыми насосами).

Рабочий объем пластинчатого насоса определяется по формуле

$$V_0 = 2e \cdot (2\pi \cdot R - z \cdot \delta) \cdot b.$$

Теоретическая подача пластинчатого насоса

$$Q_H^T = 2e \cdot (2\pi \cdot R - z \cdot \delta) \cdot b \cdot n,$$

где z – число пластин в роторе;

R – радиус статора;

b – ширина пластины;

n – частота вращения вала;

e – величина эксцентриситета;

δ – толщина пластины.

Принципиальной особенностью пластинчатых насосов является возможность создания регулируемых насосов. Данная возможность обеспечивается за счет применения специальных механизмов, предназначенных для регулирования эксцентриситета.

Поршневые насосы. Различают радиально-поршневые насосы с радиальным расположением цилиндров относительно оси вращения ротора и аксиально-поршневые насосы с аксиальным расположением цилиндров, которые, в свою очередь, бывают с наклонным диском или блоком.

Аксиальное расположение цилиндров предпочтительнее для высоких частот вращения и малых крутящих моментов, радиальное – для больших крутящих моментов и малых скоростей.

В роторно-поршневом насосе рабочие органы выполнены в виде плунжеров (поршней), которые всасывают рабочую жидкость в цилиндрические рабочие камеры под поршнями и вытесняют из них под давлением в нагнетательную магистраль насоса.

Аксиально-поршневые насосы.

Существует большое число разновидностей конструктивного исполнения аксиально-поршневых насосов. Однако практически все конструкции этих насосов можно разделить на две группы, отличающиеся схемой связи цилиндрического блока с приводным механизмом:

1) насосы с наклонным диском (НД), у которых ось приводного механизма (ведущего вала) и ось вращения ротора составляют одну линию;

2) насосы с наклонным цилиндрическим блоком (НБ) или наклонной люлькой, у которых оси приводного звена и блока цилиндров расположены под углом одна к другой.

Первая группа насосов предпочтительнее при очень высоких давлениях и быстрых процессах реверсирования потока, а вторая имеет преимущество при высокой частоте вращения.

Общим для обеих групп является преимущественное использование торцевого способа распределения жидкости.

Рабочий объем аксиально-поршневого насоса

$$V_0 = (\pi \cdot d^2 / 4) \cdot z \cdot D \cdot \operatorname{tg} \gamma.$$

Теоретическая подача аксиально-поршневого насоса

$$Q_H^T = (\pi \cdot d^2 / 4) \cdot z \cdot D \cdot n \cdot \operatorname{tg} \gamma,$$

где z – число поршней;

d – диаметр поршня;

n – частота вращения вала;

D – диаметр окружности по центрам осей поршней;

γ – угол наклона блока (в случае использования насоса с наклонным блоком) или диска (в случае использования насоса с наклонным диском).

Габаритные размеры и масса. Более благоприятен тип насосов с НД вследствие отсутствия громоздкого узла подшипников, консольного вала и отклоняемой люльки, вмещающих блок цилиндров. Это особенно сказывается на регулируемых гидромашинах и в меньшей степени на нерегулируемых. Кроме того, момент инерции люльки в машинах с НД гораздо меньше, чем в машинах с НБ, и это обуславливает их большее быстроедействие при изменении подачи.

Трудоемкость изготовления. Более благоприятен тип насосов с НД благодаря меньшей металлоемкости и меньшему числу деталей высокой точности. Трудоемкость изготовления насосов с НБ на 8-12% выше, чем насосов с НД (из-за усложнения изготовления поршневой группы и синхронизирующих устройств).

Долговечность. Из-за меньшей нагруженности подшипников и возможности более широкого использования гидростатических опор более благоприятен тип насосов НД. Отметим, что в машинах с НБ нагрузка на подшипники слабо зависит от угла наклона блока, а в машинах с НД она пропорциональна тангенсу этого угла. Это обстоятельство, а также малая инерция вращающихся деталей выгодно отличают гидромашины с НД при использовании их в насосных установках переменной производительности с постоянным давлением. Ресурс гидромашин с НБ составляет 10000 ч при давлении 32 МПа, ресурс насосов с НД при тех же давлениях – 13000 ч (ресурс машин определяют подшипниковые узлы).

Коэффициент полезного действия. Более приемлем тип насосов с НБ. В гидромашинах с НД механические потери из-за больших радиальных сил, действующих на поршни, больше. Одновременно из-за широкого применения гидростатических опор и больших линейных скоростей в парах трения в них большие утечки. В целом эти факторы ведут к снижению КПД для оптимальной зоны характеристики на 2-3%. Коэффициенты подач гидромашин с НБ и НД при давлении 32 МПа составляют около 95%. КПД гидромашин с НД 88-90%, с НБ 90-92% (выше, так как зависит от условий работы поршневой группы, связанной с кинематикой качающего узла).

Частота вращения. Гидромашины с НБ позволяют выполнять систему распределения с меньшими радиальными размерами. Это при ограниченности линейных скоростей допускает их использование при более высоких частотах вращения, что в конечном итоге повышает энергоемкость.

Всасывающая способность. Более благоприятны гидромашины с НБ. В них окружные скорости окон цилиндров меньше, а размеры окон могут быть выполнены большими, что уменьшает вероятность снижения подачи из-за кавитации. Всасывающая способность насосов с НБ выше, так как мертвые объемы рабочих камер у них минимальны. Кроме того, проточные части насосов выполнены более короткими, что уменьшает потери.

Страгивание и минимальная частота гидронасоса. Более приемлем тип насосов с НБ. Из-за больших механических потерь и утечек у гидронасосов с НД минимальная устойчивая частота вращения и давление страгивания больше, чем у гидромоторов с НБ. Это затрудняет использование гидронасосов и гидромоторов с НД при малых скоростях и перепадах давления. У гидромоторов с НД момент инерции вращающихся масс значительно меньше, чем у гидромоторов с НБ, что сокращает время разгона, торможения и реверса.

Вибростойкость. Благодаря отсутствию тяжелого отклоняемого наклонного блока, вмещающего блок цилиндров, более благоприятен тип насосов с НД.

Требования к рабочей жидкости. Более благоприятен тип насосов с НБ. Благодаря обилию тяжело нагруженных пар трения для гидромашин требуется более вязкая рабочая жидкость, стойкая к повышению температуры; кроме того, необходима более тонкая фильтрация жидкости: для гидромашин с НД около 10–15 мкм, с НБ – 15–25 мкм.

С ростом давления долговечность насосов с НБ быстро снижается, а для насосов с НД рост давления мало влияет на долговечность, так как подшипниками воспринимается только радиальная составляющая силы. В связи с этим насосы с НБ лучше использовать для переменных нагрузок, а насосы с НД – для постоянных.

Насосы с НБ менее чувствительны к росту частоты вращения, чем насосы с НД, у них лучше всасывающие характеристики, так как мертвые объемы меньше. Благодаря этому насосы с НБ лучше применять для открытых гидросистем, а насосы с НД – для замкнутых.

Таким образом, гидромашин с НД предпочтительны в гидроприводах мобильных машин, где массовые и габаритные показатели важны для удобного встраивания. В гидроприводах общепромышленного применения, рассчитанных на длительную эксплуатацию, предпочтительны гидромашин с НБ. Перспективно использование гидроприводов, состоящих из насоса с НД и гидромотора с НБ, поскольку такие гидромоторы мало отличаются по массе и габаритам от гидромоторов с НД, превосходя их по эксплуатационным показателям. Практика показывает, что в гидроприводах мобильных и стационарных машин находят применение как насосы с НБ, так и насосы с НД.

Радиально-поршневые насосы являются разновидностью эксцентриковых насосов с повышенной равномерностью подачи и давления.

В технике широкое применение получили радиально-поршневые насосы и гидромоторы со звездообразным расположением поршней.

Рабочий объем радиально-поршневого насоса

$$V_0 = (\pi \cdot d^2 / 4) \cdot 2e \cdot z \cdot m.$$

Теоретическая подача радиально-поршневого насоса

$$Q_H^T = (\pi \cdot d^2 / 4) \cdot 2e \cdot z \cdot m \cdot n,$$

где z – число поршней;
 d – диаметр поршня;
 n – частота вращения ротора;
 e – величина эксцентриситета;
 m – число рядов поршней.

В гидроприводах применяются радиально-поршневые насосы с клапанным и осевым (с помощью цапфы) распределением. Положительные свойства этих насосов: при средних и высоких давлениях имеют КПД выше, чем у пластинчатых насосов; высокая скорость регулирования и реверса подачи (из-за коротких ходов регулирования, определяемых величиной эксцентриситета); высокая надежность

работы; низкий уровень шума; меньшая чувствительность к пикам давления; стоимость регулируемых радиально-поршневых насосов примерно равна стоимости регулируемых аксиально-поршневых насосов, нерегулируемые радиально-поршневые насосы несколько дороже нерегулируемых аксиально-поршневых; меньшая чувствительность к загрязнению рабочей жидкости. Радиально-поршневые насосы с клапанным распределением менее чувствительны к кратковременным перегрузкам.

Радиально-поршневые насосы можно делать (без увеличения стоимости) на две подачи и более (то есть создавать гидроприводы со ступенчатым регулированием), можно применять для систем синхронизации движения рабочих органов машины. Недостатки радиально-поршневых насосов: большие габариты и масса по сравнению с насосами других типов. Радиально-поршневые насосы широко применяют для гидроприводов стационарных машин, работающих при высоких давлениях (прессы, испытательные машины и т.п.).

Гидравлические цилиндры.

Гидравлический цилиндр (ГЦ) является объемным гидродвигателем, в котором ведомое звено (шток, плунжер) совершает ограниченное возвратно-поступательное движение.

Гидроцилиндры делятся на силовые и моментные.

Силовой ГЦ – это объемный гидродвигатель, в котором ведомое звено (шток, плунжер) совершает прямолинейное возвратно-поступательное движение относительно корпуса гидроцилиндра.

Моментный гидроцилиндр – это объемный гидродвигатель, в котором ведомое звено (вал) совершает возвратно-поворотное движение относительно гидроцилиндра на угол, меньший 360° .

Применяемые гидроцилиндры подразделяются:

а) по направлению действия рабочей среды на:

- ГЦ одностороннего действия, у которых движение выходного звена под воздействием рабочей среды возможно только в одном направлении;
- ГЦ двухстороннего действия, у которых движение поршня возможно во взаимно противоположных направлениях;

б) по типу крепления цилиндров на элементах машины;

в) по типу используемых встроенных тормозных устройств.

Плунжерные гидроцилиндры с односторонним и двухсторонним штоками. Плунжерные ГЦ чаще используют при больших перемещениях, где применение поршневых цилиндров нежелательно.

Телескопический поршневой гидроцилиндр, который обеспечивает перемещение звеньев металлургических машин и манипуляторов на значительную величину.

Особенность поршневого ГЦ: при прямом и обратном ходах поступает одинаковое количество рабочей жидкости, при малом диаметре штока скорости прямого и обратного ходов примерно равны, а при увеличении диаметра штока скорости заметно различаются между собой. Если требуется обеспечить одинаковые скорости, то применяют дифференциальное включение ГЦ. Эта схема применяется в гидравлических зажимах с малогабаритными насосами.

Как показал анализ стоимости машин с гидроприводом, 50–60% от общей стоимости элементов ГС составляют гидравлические цилиндры и гидравлические моторы.

Основные требования к цилиндрам следующие: поршни и плунжеры цилиндров под статическим усилием должны плавно перемещаться по всей длине хода; не допускаются боковые нагрузки на штоках гидроцилиндров, данные нагрузки могут привести к быстрому износу уплотнений, поршней и рабочей поверхности цилиндра; наружные утечки рабочей жидкости через неподвижные уплотнения не допускаются; на подвижных поверхностях допускается наличие масляной пленки без каплеобразования; внутренние перетечки рабочей жидкости из одной полости цилиндра в другую должны быть минимальными и не должны превышать нормы, установленные на цилиндр; рабочие поверхности деталей цилиндров должны быть износостойкими, коррозионно-стойкими и иметь защитные покрытия; для предотвращения попадания грязи необходимо применять грязесъемники.

Поворотный гидроцилиндр обеспечивает поворот звеньев машины. Основными элементами данного цилиндра являются поступательный цилиндр и зубчатая передача.

Основные параметры и характеристики гидромоторов.

Объемные гидравлические моторы (ГМ) представляют собой машины, предназначенные для преобразования энергии потока рабочей жидкости в энергию движения выходного звена. В гидромоторе рабочий процесс основан на попеременном заполнении рабочей камеры маслом и вытеснении его из рабочей камеры.

В металлургических машинах преимущественно применяют аксиально-поршневые машины, например, на МНЛЗ электросталеплавильного цеха ОАО «Магнитогорский металлургический комбинат» при перемещении тележки-манипулятора промежуточного ковша.

Основными параметрами гидромоторов являются:

- рабочий объем V_0 ;
- номинальный расход масла Q_M ;
- давление на входе $P_{ВХ}$ и выходе $P_{ВЫХ}$ гидромотора;
- частота вращения n ;
- крутящий момент $M_{кр}$;
- мощность N ;
- общий КПД гидромотора $\eta = \eta_r \eta_o \eta_m$ (η_r , η_o , η_m – коэффициенты полезного действия соответственно гидравлический, объемный и механический).

Промышленностью выпускается большая номенклатура гидромоторов для гидроприводов. Для правильного выбора необходимо иметь следующие данные о режимах работы:

- номинальное рабочее давление и время работы при этом давлении;
 - номинальная частота вращения, максимальная и минимальная частота вращения и время работы при данных частотах;
 - величина расхода рабочей жидкости;
 - крутящий момент, диапазон изменения крутящего момента;

- долговечность при разных нагрузках (длительная нагрузка, работа с перегрузками и т.п.);
- требуемая чистота рабочей жидкости, чувствительность к работе на рабочей жидкости с повышенной температурой;
- КПД при различных режимах работы;
- скорость и диапазон регулирования;
- наличие механизмов регулирования;
- шумовая характеристика;
- простота обслуживания, ремонтпригодность.

В каждом конкретном случае из данного перечня выбирают обязательные и желательные технические данные требуемого мотора и по ним решают вопрос о выборе его типа.

Основной параметр ГМ – рабочий объем.

Рабочий объем радиально-поршневого мотора:

$$V_0 = (\pi d^2 / 4) \cdot 2e \cdot z \cdot m,$$

где z – число поршней;
 d – диаметр поршня;
 e – величина эксцентриситета;
 m – число рядов поршней.

Рабочий объем аксиально-поршневого мотора:

$$V_0 = (\pi d^2 / 4) \cdot z \cdot D \cdot \operatorname{tg} \gamma,$$

где z – число поршней;
 d – диаметр поршня;
 D – диаметр окружности по центрам осей поршней;
 γ – угол наклона блока (в случае использования мотора с наклонным блоком) или диска (в случае использования мотора с наклонным диском).

Теоретический расход гидромотора определяется по зависимости

$$Q_{мТ} = n \cdot V_0.$$

где n – частота вращения вала.

Крутящий момент на валу гидромотора

$$M_{кр} = \frac{1}{2\pi} V_0 \cdot (p_{вх} - p_{вых}).$$

Теоретическая мощность

$$N_{мТ} = n \cdot V_0 \cdot (p_{вх} - p_{вых}).$$

Гидромоторам присущи скоростные и механические характеристики. К скоростным характеристикам относятся зависимости $Q_m = f(n_m)$, $M_{кр} = f(n_m)$, $N = f(n_m)$, $\eta = f(n_m)$ при постоянном давлении.

Механическая характеристика гидромотора представляет собой зависимость $n = f(M_{кр})$. При нагрузке на валу гидромотора с учетом утечек частота вращения будет

$$n = \frac{Q_{мф}}{V_0} - \frac{\Delta Q}{V_0},$$

где $Q_{мф}$ – фактический расход рабочей жидкости;
 ΔQ – потери расхода жидкости.

$$\Delta Q = \alpha \cdot \Delta P,$$

где α – коэффициент утечек в гидромоторе;
 ΔP – разность давлений на входе и выходе гидромотора.

При давлении на выходе $p_{вых} = 0$ уравнение для механической характеристики можно записать следующим образом:

$$n = \frac{Q_{мф}}{V_0} - \frac{\alpha \cdot M_{кр}}{V_0 \cdot K_m},$$

где $K_m = V_0 / 2\pi$ – коэффициент момента.

2.2 Методика выполнения работы

Работа выполняется в течение двух учебных часов и заключается в изучении видов, конструкций, параметров и режимов работы гидроаппаратов (ГА) энергетической и исполнительной подсистем.

Для проведения работы используется лабораторный стенд по гидроавтоматике Festo Didactic Learnline с комплектом элементов.

Работа проводится в следующей последовательности:

1. разбирается теоретический материал к работе, при помощи фронтального опроса устанавливается уровень его освоения обучающимися;
2. изучается набор элементов к лабораторному стенду, выбираются гидромашинны относящиеся к теме занятия. Каждая гидромашинна характеризуется и классифицируется;
3. результаты систематизируются при занесении в таблицу:

№	Подсистема	Маркировка ГА, УГО	Характеристики ГА
1			
2			
...			

4. составляются простейшие принципиальные гидравлические схемы с использованием выбранных гидроаппаратов (используются ГБ, ГН, ГР, мерный бак, ГЦ, ГМ, ГЛ в различных сочетаниях). Схемы составляются индивидуально в рабочих тетрадях, итоговые варианты вычерчиваются на доске;

5. схемы собираются на лабораторном стенде, наблюдается их функционирование.
6. наблюдения заносятся в рабочие тетради, делаются выводы.
7. После проведения эксперимента студенты показывают полученные результаты преподавателю и проводят уборку рабочего места.

2.3 Контрольные вопросы

1. Дайте классификацию гидравлических насосов.
2. Опишите конструкцию шестеренных гидронасосов.
3. Опишите конструкцию поршневых гидронасосов.
4. Опишите конструкцию пластинчатых гидронасосов.
5. Опишите основные характеристики гидронасосов.
6. Какие гидроапараты входят в энергетическую подсистему.
7. Какие гидроапараты входят в исполнительную подсистему.
8. Дайте классификацию гидравлических цилиндров.
9. Опишите конструкцию поршневого гидроцилиндра.
10. Опишите конструкцию плунжерного гидроцилиндра.
11. Опишите основные характеристики гидроцилиндров.
12. Дайте классификацию гидравлических моторов.
13. Опишите конструкцию поршневого гидромотора.
14. Опишите основные характеристики гидромоторов.

3 Лабораторная работа № 2. Изучение гидроаппаратов направляющей и регулирующей подсистем

Цель работы

- изучить конструкции, способы подключения и основные характеристики гидроаппаратов направляющей и регулирующей подсистем.

3.1 Теоретическое введение

Распределители.

С помощью распределителей регулируются: пуск, остановка, направление течения рабочей среды и, следовательно, направление движения и положение потребителя (цилиндра или гидродвигателя).

Распределители по конструкции делятся на: распределительные седельные клапаны и золотниковые распределители. По типу управления распределители различают с механическим, электромагнитным, электрогидравлическим, пневматическим и гидравлическим управлением. По числу ступеней управления: с прямым управлением и с предварительным.

Обозначение распределителей соответствует числу полезных подключений (точки подключения линий управления в расчет не принимаются) и числу переключений по положению. Распределитель с двумя полезными подключениями и двумя переключениями по положению называется 2/2 линейным распределителем. Наиболее часто применяются золотниковые распределители. Они обладают целым рядом преимуществ: простая конструкция; малое усилие управления; малые потери; большое число функций управления.

Распределители управляют движением гидродвигателя таким образом, что в крайних положениях золотника движение гидродвигателя реверсируется, а в среднем положении трехпозиционные распределители могут обеспечить остановку. В определенных конкретных случаях применения распределителей требуются различные варианты соединения линий в среднем положении при остановке гидродвигателя. В зависимости от типа соединений линий в среднем положении распределители имеют цифровое или буквенное обозначение.

По виду присоединения различают резьбовое и стыковое исполнения распределителей. В распределителях стыкового исполнения, наиболее широко применяемых, все присоединительные отверстия выводятся на стыковую плоскость и заканчиваются цековками под уплотнительные кольца, а соединение с гидросистемой выполняется через специальные панели или плиты.

По числу основных линий различают двух-, трех-, четырех-, пятилинейные распределители.

Распределители имеют различные диаметры условных проходов, равные 6, 8, 10, 16, 20, 32 мм. Каждому диаметру условного прохода соответствует определенная величина номинального расхода рабочей жидкости.

По числу позиций, то есть фиксированных положений золотника относительно корпуса, различают двух-, трех-, многопозиционные распределители. Наиболее широко распространено применение многопозиционных распределителей в мобильных машинах.

В зависимости от положения золотника и кромок корпуса между собой различают три вида перекрытия: положительное, отрицательное, нулевое.

Наиболее распространено электромагнитное управление, обеспечивающее автоматическое управление многими операциями. Применяются магниты управления четырех типов:

- магнит постоянного тока, работающий в воздушной среде. Его называют сухим магнитом;

- магнит постоянного тока, работающий в масляной среде, именуемый «влажным» магнитом. Анкер магнита находится в масляной среде;

- магнит переменного тока, работающий в воздушной среде;

- магнит постоянного тока, работающий в масляной среде.

Магнит постоянного тока обладает высокой надежностью и обеспечивает мягкое переключение. Он не перегорает, даже если золотник «не штатно» останавливается. С помощью этого магнита обеспечивается высокая частота переключений.

Магниты переменного тока отличаются малым временем переключения. Недостатком его является перегорание электромагнита в случае, когда якорь не доходит до конечного положения.

Электромагниты, работающие в масляной среде, рекомендуется применять в распределителях, работающих на открытом воздухе, это в значительной степени относится к подъемно-транспортным, горным и дорожным машинам. В данном магните якорь находится в масляной среде, уменьшается его износ, обеспечивается хорошая теплопередача.

Электромагниты, работающие в воздушной среде, применяются реже, они отличаются более простой конструкцией.

Распределители, имеющие большие диаметры и обеспечивающие большие расходы рабочей жидкости, имеют предварительное управление. Первая ступень распределителя, как правило, имеет электромагнитное управление.

Запорные клапаны.

В гидроприводе запорные клапаны обеспечивают перекрытие движения рабочей жидкости в одном направлении, позволяя ей течь в другом. Наиболее широко применяют следующие типы запорных клапанов:

- обратные клапаны для непосредственной установки на трубопроводах;
- обратные клапаны с гидравлической деблокировкой.

Простой обратный клапан обычно содержит конусный затвор, который удерживается пружиной в гнезде корпуса. Этот клапан может устанавливаться в любом положении, поскольку пружина постоянно удерживает конус в гнезде. При течении рабочей жидкости в прямом направлении конус выходит из седла, открывая проходной канал. При течении жидкости в обратном направлении давление потока и пружина плотно прижимают конус к гнезду, закрывая окно.

Давление открытия зависит от усилия пружины, ее предварительного сжатия и площади конуса, на которую действует давление. В зависимости от цели применения давление открытия составляет от 0,5 до 3 бар.

Клапаны с низким давлением открытия применяются для обхода дросселя в

одном направлении и просто для перекрытия потока. При применении обратного клапана в качестве байпасного обеспечивается обход фильтра, когда вследствие его загрязнения давление возрастает. Беспружинный обратный клапан устанавливается только в вертикальном положении для того, чтобы сила тяжести прижимала конус к гнезду.

Широко применяются обратные клапаны с гидравлической деблокировкой (гидрозамки). В отличие от простых обратных клапанов обратные клапаны с гидравлической деблокировкой могут открываться и в обратном направлении.

Эти клапаны применяются:

- для перекрытия рабочих систем, находящихся под нагрузкой;
- в качестве предохранителей для предотвращения опускания груза при разрушении трубопровода;
- в качестве средства, предотвращающего постепенное отпускане гидравлических зажимов.

Широко применяются сдвоенные обратные клапаны с гидравлической деблокировкой.

Поточные клапаны.

Поточные клапаны служат для регулирования скорости движения потребителей путем изменения поперечного сечения потока жидкости. Отмеченные клапаны позволяют осуществлять бесступенчатое регулирование скорости.

В соответствии с их свойствами поточные клапаны делятся на четыре группы:

- 1) дроссельные клапаны (дроссели), зависящие от давления и вязкости рабочей жидкости;
- 2) дроссельные клапаны, не зависящие от давления, но зависящие от вязкости рабочей жидкости;
- 3) клапаны регулирования потока, не зависящие от давления, но зависящие от вязкости рабочей жидкости;
- 4) клапаны регулирования потока, не зависящие от давления и вязкости рабочей жидкости.

В гидросистемах низкого давления распространены дроссели типа поворотного крана. Недостатком дросселей с поворотным краном является зависимость расхода жидкости через них от температуры, а также возможность засорения проходного канала, особенно при малых сечениях. В настоящее время все большее распространение получают игольчатые дроссели. При использовании дросселей в широком температурном диапазоне, при котором может меняться вязкость жидкости, для обеспечения стабильной расходной характеристики применяются дроссели из последовательно соединенных шайб. Работа дросселя основана на многократном сужении и расширении потока жидкости, сопротивление такого дросселя обусловлено потерями напора при истечении через отверстие в тонкой стенке.

В дросселях инерционного сопротивления потеря напора определяется инерционными силами, в результате чего падение давления на дросселе пропорционально квадрату скорости потока жидкости. Дроссели инерционного сопротивления применяются главным образом в тормозных устройствах.

Во всех этих схемах торможение осуществляется под действием силы давления жидкости, возникающей при перетекании жидкости через переменные (в функции перемещения) проходные сечения для потока жидкости, которое в случае остановки в конце хода должно быть равно нулю.

Для регулирования скорости движения рабочего органа гидропривода нашли широкое применение сдвоенные дроссельные обратные клапаны, в которых в общем корпусе смонтированы два обратных клапана-дросселя. В зависимости от направления движения потока жидкости обратный клапан прижимается к седлу корпуса, и жидкость при этом дросселируется, а другой – отжимается от седла, и жидкость при этом течет без сопротивления.

Одной из широко распространенных разновидностей дросселей являются путевые дроссели. Они предназначены для плавного перекрытия (или открытия) прохода жидкости в одном направлении (с целью торможения или разгона рабочего органа). Если путевые дроссели выполнены с обратным клапаном, то они обеспечивают свободный пропуск потока жидкости в обратном направлении, если в комплект путевого дросселя входит также встроенный регулируемый дроссель, то можно получить малую (ползучую) скорость рабочего органа после полного перекрытия основного клапана.

В гидросистемах широко применяются клапаны регулирования потока жидкости. Расход в клапане не зависит от перепада давления на входе и выходе клапана. В этом случае применяются клапаны регулирования потока, которые состоят из двух элементов: собственно дросселя с постоянной настройкой и регулятора давления, автоматически поддерживающего постоянный перепад давления перед дросселем.

Для того чтобы обеспечить постоянный расход жидкости в поточном клапане и соответственно скорость подвижных частей двигателя, к которому подводится данный поток, проанализируем работу клапана регулирования потока.

Напорные клапаны.

Напорные клапаны обеспечивают регулирование давления в гидравлической системе.

В зависимости от назначения клапаны делятся на следующие группы:

- предохранительные клапаны;
- клапаны подключения давления и клапаны отключения давления;
- редуционные клапаны.

Напорные клапаны могут быть с прямым и предварительным управлением. Тип применения определяется количеством жидкости, проходящей в единицу времени через клапан.

3.2 Методика выполнения работы

Работа выполняется в течение четырех учебных часов и заключается в изучении видов, конструкций, параметров и режимов работы гидроаппаратов (ГА) направляющей и регулирующей подсистем подсистем.

Для проведения работы используется лабораторный стенд по гидроавтоматике Festo Didactic Learnline с комплектом элементов.

Работа проводится в следующей последовательности:

1. разбирается теоретический материал к работе, при помощи фронтального опроса устанавливается уровень его освоения обучающимися;
2. из набора элементов к лабораторному стенду, выбираются гидромашины относящиеся к теме занятия. Каждая гидромашинка характеризуется и классифицируется;
3. результаты систематизируются при занесении в таблицу:

№	Группа ГА в подсистеме	Маркировка ГА	Характеристики ГА
1			
2			
...			

4. составляются простейшие принципиальные гидравлические схемы с использованием выбранных гидроаппаратов (используются ГБ, ГН, выбранные ГА, мерный бак, ГЦ в различных сочетаниях). Схемы должны обеспечивать: изменение направления движения выходного звена ГЦ и направления вращения ГМ; изменение скорости движения выходного звена ГЦ и вращения ГМ; изменения давления в гидросистеме; иллюстрировать работу КО и ГЗ. Схемы составляются индивидуально в рабочих тетрадях, итоговые варианты вычерчиваются на доске;
5. схемы собираются на лабораторном стенде, наблюдается их функционирование.
6. наблюдения заносятся в рабочие тетради, делаются выводы.
7. После проведения эксперимента студенты показывают полученные результаты преподавателю и проводят уборку рабочего места.

3.3 Контрольные вопросы

1. Дайте классификацию и конструкции гидравлических распределителей.
2. Отметьте обозначения распределителей.
3. Дайте классификацию и конструкции запорных клапанов.
4. Дайте классификацию и конструкции напорных клапанов.

4 Лабораторная работа № 3. Изучение характеристик наиболее распространенных гидроаппаратов

Цель работы

- изучить основные характеристики наиболее распространенных гидроаппаратов, применяющихся в типичных гидравлических схемах.

4.1 Теоретическое введение

Определение параметров цилиндра.

Главным параметром ГЦ является активная площадь, которая определяется для поршневого цилиндра диаметром гильзы (поршня) и штока, а для плунжерных ГЦ – диаметром плунжера.

Одним из основных параметров, определяющих габариты гидравлических цилиндров, является рабочее давление. Большое значение при этом придается определению оптимального давления для конкретной металлургической машины или манипулятора. Оптимальным можно считать давление, которое обеспечивает наилучшее сочетание конструктивных и эксплуатационных параметров гидроцилиндров.

Для гидравлических цилиндров рекомендованы следующие номинальные давления, МПа: 2,5; 6,3; 10; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63.

Внутренний диаметр D_1 гильзы гидроцилиндра вычисляется по заданному значению расчетной нагрузки F и расчетному давлению p без учета потерь:

$$D_1 = \sqrt{4F / (\pi \cdot p)}.$$

Найденное значение D_1 округляется до ближайшего нормального, выбираемого из ряда диаметров для силовых ГЦ.

Рекомендуется следующий основной ряд (в скобках приведены значения дополнительного ряда) диаметров D_1 поршня, мм: 10; 12; 16; 20; 25; 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (70); 80; (90); 100; (110); 125; (140); 160; (180); 200; (220); 250; (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900).

Диаметр D_2 штока выбирается из соотношения

$$D_2 / D_1 = 0,4 - 0,5,$$

и округляется до ближайшего значения из рекомендуемых размеров. Рекомендуется следующий основной ряд (в скобках приведены значения дополнительного ряда) диаметров штоков, мм: 4; 5; 6; 8; 10; 12; (14); 16; (18); 20; (22); 25; (28); 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (70); 80; (90); 100; (110); 125; (140); 160; (180); 200; (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900).

В качестве уплотнителей поршня и штока рекомендуется использовать эластомерные материалы. Количество манжет назначается в зависимости от уплотняемого диаметра и давления. Для $D \leq 50$ мм – 3, для $55 < D \leq 280$ мм – 4 шт. Среднюю высоту h одной манжеты можно принять равной 4 мм в уплотнении с тремя манжетами и $h = 5-7$ мм – в уплотнениях с четырьмя манжетами.

Сила трения T для резиноканевых уплотнителей из шевронных манжет определяется по формуле

$$T = \pi \cdot D \cdot h \cdot n \cdot \tau ,$$

где D – уплотняемый диаметр (поршня или штока);

n – число манжет;

τ – напряжения силы трения (удельное трение), ($\tau \cong 0,2$ МПа).

Давление жидкости в полостях гидроцилиндра (p_1 – в поршневой и p_2 – в штоковой) с учетом сил трения в уплотнительных узлах поршня и штока при установленном движении определяется согласно уравнению

$$p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot (S_1 - S_2) - F - T_1 - T_2 = 0,$$

где T_1 и T_2 – силы трения соответственно в уплотнении поршня и штока;

S_1 и S_2 – рабочие площади соответственно поршня и штока.

Давление p_2 равно потере давления в линии слива, в которую входят потери давления в золотнике $p_{зол}$, в регулирующем гидроаппарате $p_{рег}$ и в трубопроводе p_T . Так как все эти потери зависят от расхода жидкости, величина которого неизвестна, то в первом приближении при проведении ориентировочных расчетов можно принять

$$p_2 \approx \Delta p \approx \Delta p_{зол}^0 + \Delta p_{рег}^0 ,$$

где $\Delta p_{зол}^0$ и $\Delta p_{рег}^0$ – потери давления соответственно в золотнике и регулирующем гидроаппарате при номинальном расходе по паспортным данным этих аппаратов.

Тогда давление в полости гидроцилиндра

$$p_1 = \frac{p_2 \cdot (S_1 - S_2) + F + T_1 + T_2}{S_1} .$$

Кроме статического давления в полости гидроцилиндра и присоединенных к нему трубопроводах, возможно явление резкого изменения давления в движущейся жидкости, при значительном изменении её скорости в течение короткого интервала времени, то есть гидравлический удар. Гидравлический удар проявляется при внезапной остановке потока РЖ в трубопроводе, например при резком перекрытии золотника распределителя.

В расчетной практике используются несколько различных формул для определения толщины стенки цилиндрических резервуаров и трубопроводов. При ориентировочных расчетах толщина стенки гильзы гидравлического цилиндра $\delta_{ор}$ определяется по величине расчетного давления p_p и допустимого напряжения на растяжение $[\sigma_p]$.

$$\delta_{ор} = \frac{p_p \cdot D_1}{2[\sigma_p]} .$$

Толщину стенки толстостенного цилиндра [4] $\delta_{ор.т.}$ определяют по формуле Ламе:

$$\delta_{ор.т.} = \frac{D_1}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma_p] + p_p \cdot (1 - 2\mu)}{[\sigma_p] - p_p \cdot (1 + \mu)}} - 1 \right),$$

где D_1 – диаметр поршня;

μ – коэффициент Пуассона (для стали $\mu = 0,3$);

p_p – расчетное давление, максимально возможное внутреннее избыточное давление с учетом всех предполагаемых рабочих состояний, включая гидравлический удар.

Все ГЦ рассчитываются на устойчивость. Важнейшей оценкой при этом является тип крепления цилиндра на элементах машины. Наиболее предпочтительно применение шарнирного крепления с использованием кинематических пар четвертого класса. Схемы расчета на устойчивость представлены на рисунке 1:

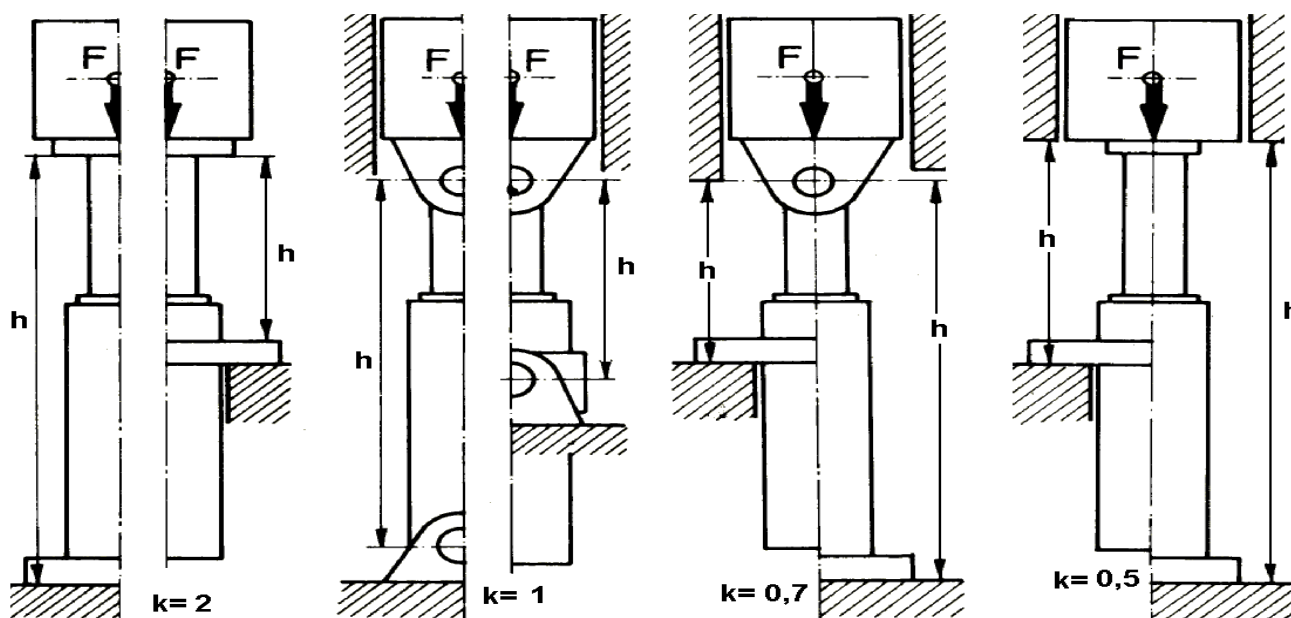


Рисунок 1- Схемы расчета на устойчивость

Расчет гидроцилиндров на устойчивость выполняется после выбора крепления следующим образом. Зная расчетное усилие F , определяем критическое усилие $F_{кр}$ по формуле

$$F_{кр} = F \cdot m,$$

где m – коэффициент запаса прочности ($m = 2-3$).

Длина ГЦ в расчете на устойчивость определяется при максимально выдвинутом штоке. При этом необходимо учесть размеры отдельных элементов ГЦ.

Рекомендуются следующие значения основного ряда (в скобках приведены значения дополнительного ряда) хода поршня или плунжера S , мм: 4; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; (56); 63; (70); 80; (90); 100; (110); 125; (140); 160; (180); 200; (220); 250; (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900); 1000;

(1120); (1250); (1400); 1600; (1800); 2000; (2240); 2500; (2800); (3000); 3150; (3350); (3550); (3750); 4000.

Зная критическую силу, можно определить момент инерции J из следующего выражения:

$$F_{кр} = \pi^2 \cdot E \cdot J / l_{пр}^2,$$

где E – модуль упругости;
 $l_{пр}$ – длина продольного изгиба.

$$l_{пр} = k \cdot h,$$

где k – коэффициент продольного изгиба;
 h – расчетная длина (при выдвинутом штоке).

Момент инерции штока цилиндра определяется по зависимости

$$J = 0,049 \cdot (D_2)^4.$$

Определив по данной зависимости диаметр штока, сравниваем его с ранее найденным размером.

Расчетный расход жидкости, подаваемой в поршневую полость гидроцилиндра с учетом утечек жидкости в гидроцилиндре:

$$Q = (V \cdot S1) / \eta_{об.},$$

где $\eta_{об.}$ – объемный КПД гидроцилиндра, значение которого при использовании манжетных уплотнений $\eta_{об.} = 0,99$;

V – скорость движения штока гидроцилиндра.

Расчетный расход гидролинии слива (подача жидкости в штоковую полость гидроцилиндра) с учетом утечек жидкости в гидроцилиндре:

$$Q_{сл} = [V \cdot (S1 - S2)] / \eta_{об.}.$$

Определение проходных сечений трубопроводов.

Площадь проходных сечений трубопроводов определяется по величине расчетного расхода и допустимой скорости движения рабочей жидкости в трубопроводе.

На линии нагнетания диаметр трубопровода d_H определяется по расходу Q (для гидроцилиндра подъема лотка) и допустимой скорости движения рабочей жидкости V_H .

Определим площадь сечения трубопровода с учетом объемного КПД гидроцилиндра:

$$S_H = Q \cdot \eta_{об.} / V_H,$$

где $V_H = 3м/с$ – допустимая скорость движения рабочей жидкости в линии нагнетания;

Вычисленные значения диаметра округляют до нормального значения, выбираемого из ряда.

На линии слива диаметр трубопровода d_c определяется по расходу и допустимой скорости движения рабочей жидкости в линии слива V_c .

Определяем площадь сечения трубопровода с учетом объемного КПД гидроцилиндра.

$$S_c = Q_{сл} \cdot \eta_{об.} / V_c,$$

где $V_c = 2,5$ м/с;

Округляем до нормального значения и определяем толщину стенки.

4.2 Методика выполнения работы

Работа выполняется в течение четырех учебных часов и заключается в изучении основных характеристик гидравлических цилиндров и гидролиний.

Для проведения работы используется лабораторный стенд по гидроавтоматике Festo Didactic Learnline с комплектом элементов.

Работа проводится в следующей последовательности:

8. разбирается теоретический материал к работе, при помощи фронтального опроса устанавливается уровень его освоения обучающимися;
9. из набора элементов к лабораторному стенду, выбираются гидравлические цилиндры и гидролинии. Каждый элемент характеризуется и классифицируется;
10. результаты систематизируются при занесении в таблицу:

№	Группа ГА в подсистеме	Маркировка ГА	Характеристики ГА
1			
2			
...			

11. производится расчет усилий развиваемых гидравлическими цилиндрами и скорости движения штоков при прямом и обратном ходе, осуществляется проверка их на устойчивость;
12. производится расчет соответствия имеющихся гидролиний параметрам гидропривода с применением имеющихся гидроцилиндров;
13. расчеты проводятся индивидуально в рабочих тетрадах, с одновременным решением на доске;
14. составляются простейшие принципиальные гидравлические схемы для подтверждения проведенных расчетов (определения расхода РЖ, скорости движения штока, потери давления на гидропроводе);
15. схемы собираются на лабораторном стенде, наблюдается их функционирование.
16. наблюдения заносятся в рабочие тетради, делаются выводы.
17. После проведения эксперимента студенты показывают полученные результаты преподавателю и проводят уборку рабочего места.

4.3 Контрольные вопросы

1. Дайте классификацию и конструкции гидравлических цилиндров.
2. Каковы особенности расчета гидравлических цилиндров.
3. Охарактеризуйте типы течения жидкостей в трубопроводах.
4. Охарактеризуйте явление гидроудар.
5. Каковы особенности расчета гидравлических линий.

5 Лабораторная работа № 4. Изучение типовых гидравлических схем

Цель работы

- изучение принципов работы типовых гидравлических схем.

5.1 Теоретическое введение

Гидропривод закрытой гидросистемы.

На рисунке 2 представлена типовая схема применения гидромотора. В гидросхемах металлургических, мобильных машин и манипуляторов широко применяют такие закрытые гидросистемы. Под закрытой гидросистемой следует понимать гидросистему, состоящую из насоса 1 и гидродвигателя 2. Рабочая жидкость поступает из насоса в гидродвигатель, а оттуда снова во всасывающую магистраль насоса. Обычно в закрытых гидросистемах применяется гидронасос с регулируемой подачей в обоих направлениях.

Для практического использования закрытой гидросистемы необходимо следующее дополнительное оборудование:

- Предохранительный контур, включающий два регулируемых предохранительных клапана 3 и 4, которые ограничивают давление на стороне высокого давления и защищают гидросистему от перегрузок. Рабочая жидкость стекает на сторону низкого давления. Клапаны ограничения давления одновременно служат для торможения гидродвигателя при нулевой подаче насоса.

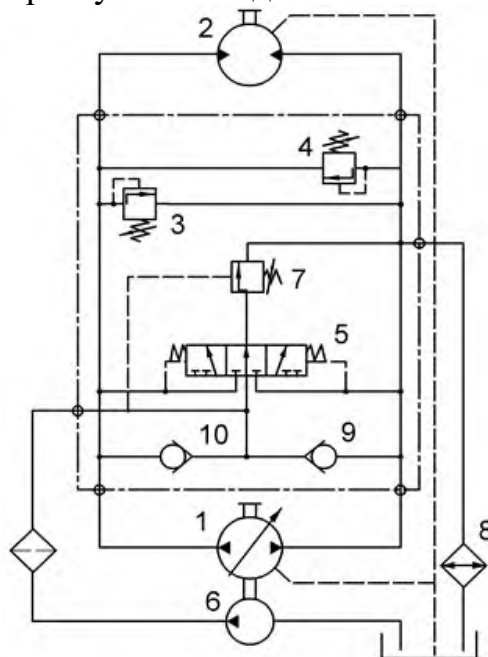


Рисунок 2 - Гидропривод закрытой системы

- Промывочный клапан и подпиточный контур. Промывочный клапан 5 является распределителем с гидравлическим управлением. Когда подача насоса 1 равна нулю, подпиточный насос 6 через промывочный клапан 5, находящийся в среднем положении, предохранительный клапан 7 и радиатор охлаждения 8 сливает жидкость в бак.

С помощью предохранительного клапана 7 устанавливается подпиточное давление (низкое давление).

Оно составляет, как правило, 8–15 бар. Когда насос осуществляет подачу рабочей жидкости, то есть когда в гидродвигатель поступает жидкость, на стороне высокого давления (рабочее давление) включается промывочный клапан, открывающий канал, который соединяет сторону низкого давления с предохранительным клапаном 7. Например, если слева расположена сторона высокого давления (гидродвигатель 2 вращается вправо), то в этом случае промывочный клапан 5 через левую магистраль управления включается в правом направлении. Благодаря этому сторона низкого давления (справа) соединяется с предохранительным клапаном 7, которым управляет подпиточный насос. Из стороны низкого давления жидкость через промывочный клапан 5 и предохранительный клапан 7 поступает в бак. Одновременно подпиточный насос 6 через обратный клапан 9 подает рабочую жидкость на сторону низкого давления. Обратный клапан 10 со стороны высокого давления закрыт.

При смене направления подачи регулируемого насоса давление на данный промывочный клапан подается с другой стороны. И весь цикл, соответственно, повторяется.

Гидравлическая система с дифференциальным включением цилиндра.

Широко распространена так называемая дифференциальная схема включения гидроцилиндра (рисунок 3).

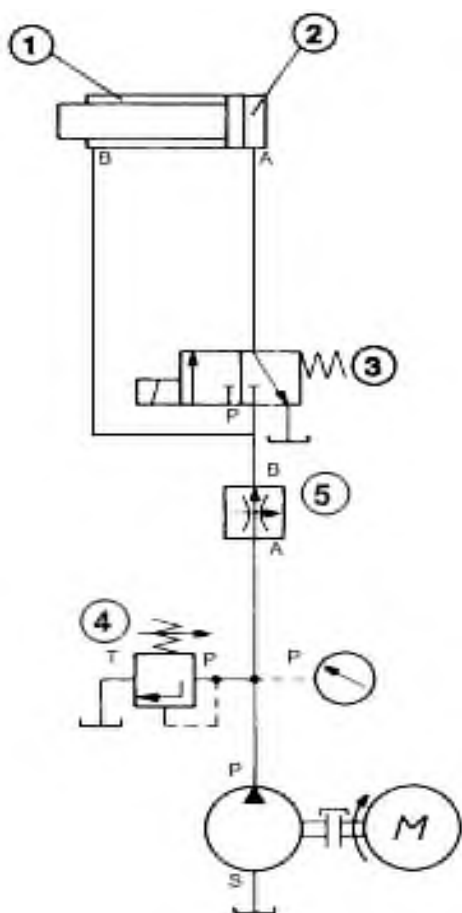


Рисунок 3 - Схема включения дифференциального гидроцилиндра

Особенность этой схемы является то, что в полости штока 1 цилиндра постоянно находится сжатая рабочая жидкость, а полость поршня 2 через двухпозиционный трехлинейный распределитель 3 нагружается или разгружается в направлении бака.

Отношение действующих на шток поршня сил соответствует отношению площадей сторон поршня и штока. Отсюда и название "дифференциальная схема".

Эта схема применяется в гидравлических зажимах с малогабаритными насосами. При выдвигении штока поршня рабочая жидкость вытесняется из полости штока и вместе с рабочей жидкостью насоса подается на противоположную сторону в полость поршня. Предохранительный клапан 4 защищает гидросистему от перегрузок. При повышении давления в системе выше установленного значения в клапане 4, клапан открывается и рабочая жидкость из системы сливается в бак.

Регулятор расхода 5 поддерживает

постоянный расход жидкости, поступающей в полость гидроцилиндра, а следовательно поддерживает постоянной и скорость движения штока гидроцилиндра.

Разумеется, при применении подобной схемы следует помнить, что усилие штока поршня соответствует разности площадей поверхности поршня и кольцевой поверхности поршня, иными словами, это усилие соответствует площади штока поршня.

Если выбранное нами отношение площадей кольцевой поверхности поршня и поверхности поршня составляет 1 : 2, то скорость выдвигания и скорость возврата штока поршня дифференциального цилиндра одинаковы.

В этом состоит преимущество данной схемы.

Гидросистема с использованием клапанов давления для последовательного включения.

Гидросистема с регулированием давления в первом цилиндре и подключением второго цилиндра для выдвигания и возврата. Второй цилиндр регулируется по давлению.

Перед нами на рисунке 4 упрощенная схема зажимного устройства с подачей сверла. На ней представлен принцип гидравлического последовательного включения в зависимости от давления.

На практике необходимо следить за тем, чтобы проводился контроль положения цилиндра и давления с

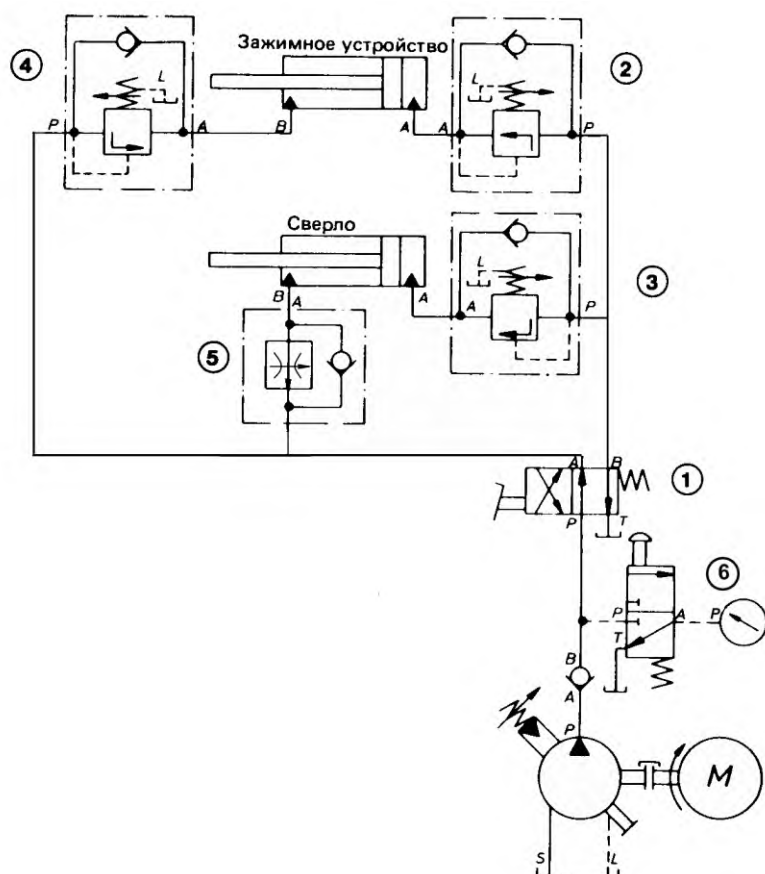


Рисунок 4 - Схема гидропривода с использованием клапанов давления

пан регулирования давления 2 поступает в цилиндр гидравлического зажима. Шток цилиндра выдвигается. Канал, соединяющий цилиндр подачи сверла, перекрыт клапаном подключения давления 3. После того, как цилиндр зажимного уст-

рождения цилиндра и давления с целью получения очередного сигнала в зависимости от выше указанных контролируемых величин. Это на схеме не показано.

Четырехлинейный двухпозиционный (4/2) распределитель 1, приводимый в движение педалью, удерживается в исходном положении с помощью пружины. Оба цилиндра (подача сверла и гидравлический зажим) втянуты. При включении распределителя 1 точка подключения P соединяется с точкой подключения B, а точка подключения A с точкой подключения T, что соответствует левому положению распределителя 1. Рабочая жидкость через открытый в исходном положении клапан

ройства занял заданное положение, давление нарастает. В цилиндре зажимного устройства устанавливается регулируемое клапаном 2 давление. В линии насос-клапан регулирования давления, давление возрастает до тех пор, пока не достигнет величины, установленной на клапане подключения давления 3.

Когда заданное давление достигнуто, клапан 3 открывается и цилиндр подачи сверла выдвигается со скоростью, установленной на регуляторе потока 5. Возврат цилиндров производится в обратном порядке. Цилиндр зажимного устройства отпускает заготовку только после того, как цилиндр механизма подачи сверла вернулся в исходное положение. Такая последовательность возврата определяется клапаном подключения давления 4. После того, как пружина вернула распределитель 1 в исходное положение, начинается возврат цилиндров. Рабочая жидкость вначале поступает в цилиндр механизма подачи сверла. В этот момент канал, ведущий к цилиндру зажимного механизма, перекрыт клапаном подключения давления 4. Когда цилиндр подачи сверла достигнул конечное положение, давление продолжает нарастать. Как только, достигается давление, установленное на клапане 4, этот клапан открывает канал цилиндра зажимного механизма и цилиндр начинает возвратное движение. В гидросистеме применяется саморегулирующийся насос с компенсацией давления и регулируемой подачей (например, лопастной насос). Таким образом, максимальное рабочее давление устанавливается непосредственно на насосе. К гидросистеме подсоединен манометр 6, который показывает значение давления в системе при переключении 3/2 – распределителя.

Гидропривод с использованием двойного гидрозамка.

В ряде случаев для фиксации подвижных элементов гидроцилиндров недостаточно применение традиционных схемных решений, например,

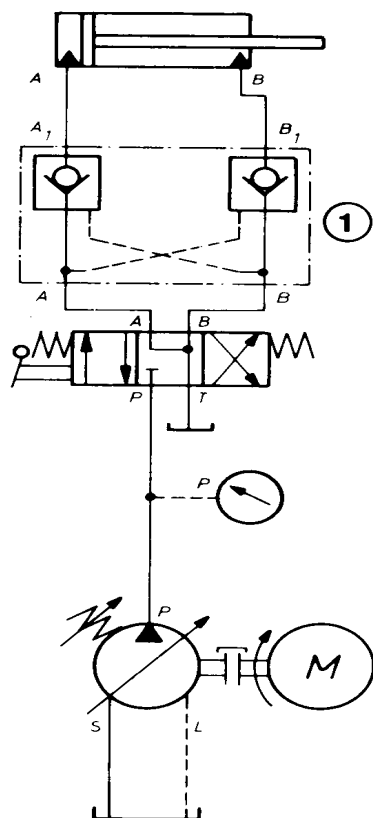


Рисунок 5 - Схема применения двойного гидрозамка

применение традиционных схемных решений, например, применение распределителей серии 44, которые, обеспечивая хорошее торможение, не обеспечивают длительное удержание подвижных частей гидроцилиндра под нагрузкой. Если необходимо гарантированно зажать гидроцилиндр (рисунок 5) в обоих направлениях движения, зафиксировав его в нужном положении, применяется двоякий управляемый обратный клапан 1 (или двойной гидрозамок) с деблокировкой в обоих направлениях.

Гидрозамок – это обратный клапан с гидравлической деблокировкой, в отличие от простых обратных клапанов, он может открываться и в обратном направлении при подаче давления по линии управления. Данная схема

применяется в различных подъемниках и кранах, например, для стабилизации стрелы крана или подъемника военного применения в период пуска объекта. Когда распределитель находится в положении, изображенном на схеме, цилиндр невозможно сдвинуть с места усилием извне.

В зависимости от направления приложения силы левый или правый гидрозамок герметически перекрывает отток рабочей жидкости.

Для выдвигания или возврата гидроцилиндра из подводящей стороны включается (через управляющую линию) расположенный в магистрали слива гидрозамок.

Когда распределитель занял нейтральное положение, следует обратить внимание на то, чтобы обе точки подключения деблокируемых гидрозамков были разгружены в направлении магистрали бака. Только тогда можно обеспечить быстрое и точное закрытие конуса клапанов и герметичность перекрытий.

Гидропривод пресса.

На рисунке 6 представлена гидравлическая схема пресса с использованием управляемого обратного клапана – гидрозамка.

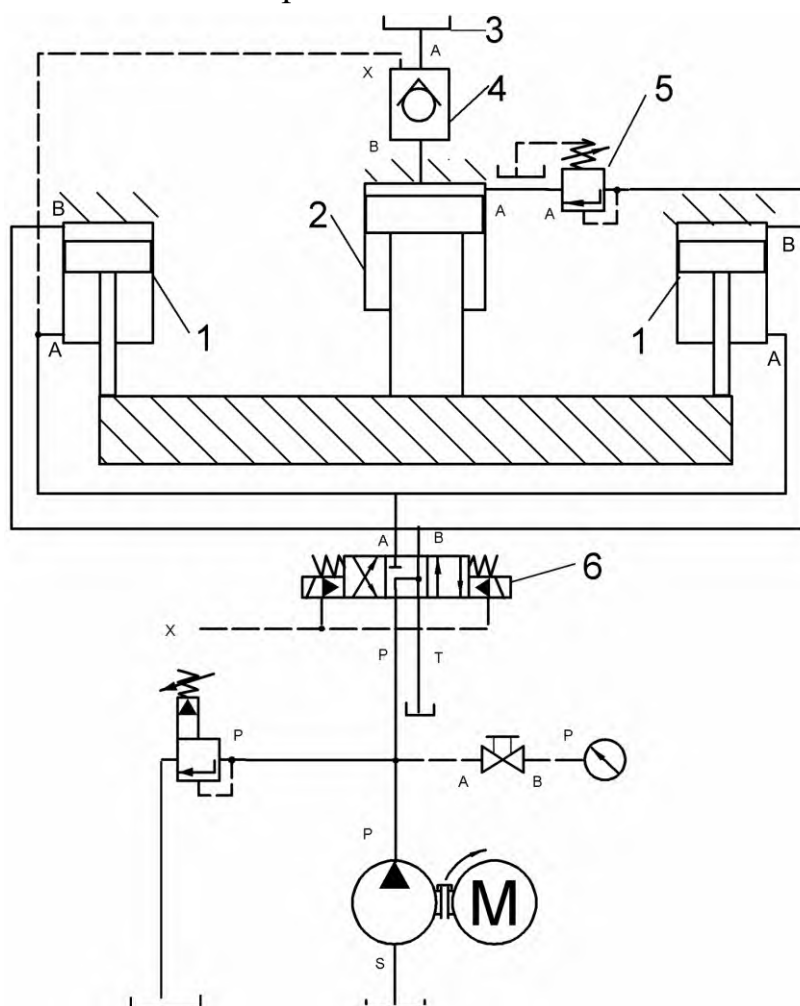


Рисунок 6 - Гидропривод пресса

В данной схеме основным элементом является рабочий цилиндр 2, который обеспечивает выполнение необходимых технологических операций. Как правило, данные цилиндры отличаются большими диаметрами и большими объемами. Для обеспечения ускоренного хода поршня цилиндра 2 применяют вместо насосов,

создающих большую производительность, безнапорную подачу рабочей жидкости из бака 3 через управляемый гидрозамок 4. В данных машинах их чаще всего называют наполнительными клапанами. Исходное положение ползуна – вверху. Включив левую секцию гидрораспределителя 6, направляют поток рабочей жидкости в поршневые полости гидроцилиндров 1 ускоренного хода. В основной цилиндр жидкость подается через наполнительный клапан 4 из бака 3 безнапорно.

По мере перемещения ползуна вниз и достижения им заготовки, начинает повышаться давление в поршневых полостях гидроцилиндров 1. Открывается клапан подключения давления 5 и рабочая полость цилиндра 2 начинает наполняться жидкостью под давлением, что создаёт условия для выполнения необходимой технологической операции. Наполнительный клапан 4 при этом перекрывает подачу жидкости. При перемещении ползуна вверх рабочая жидкость подается в штоковые полости гидроцилиндров 1, одновременно сигнал по линии управления подается на наполнительный клапан в точку х, что обеспечивает свободный слив жидкости из полости основного цилиндра в его бак, через наполнительный клапан 4.

Гидравлическая система с трехкаскадным дистанционным ограничением давления.

Если в гидравлической установке возникает необходимость применить трехкаскадное управление давлением, то это делается путем подключения двух дополнительных клапанов ограничения давления или двух клапанов предварительного управления.

На принципиальной схеме (рисунок 7) изображен клапан ограничения давления 1 с предварительным управлением, который с помощью распределителя 2 соединяется с одним из двух клапанов предварительного управления 3 или 4.

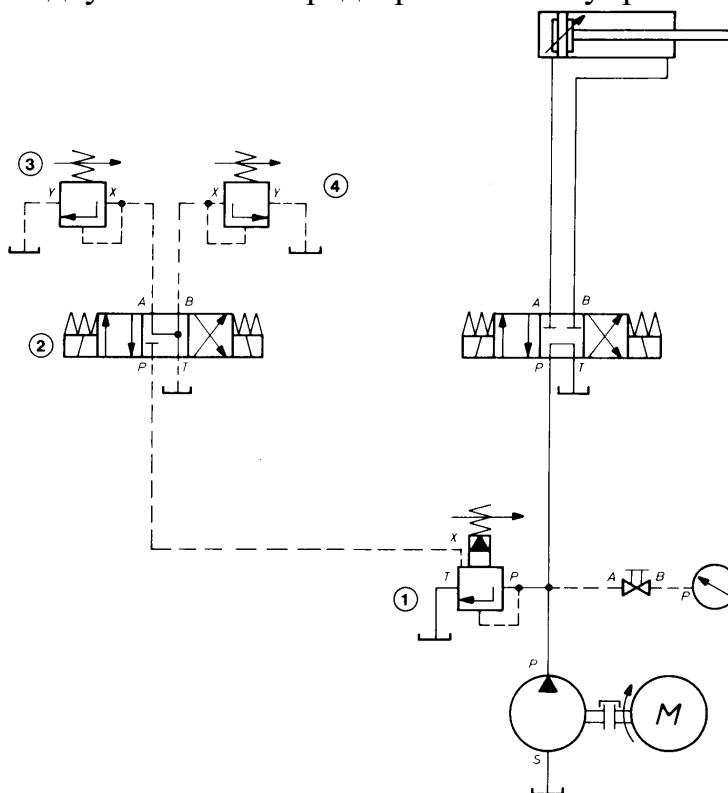


Рисунок 7 - Гидравлическая схема с трехкаскадным регулированием давления

Когда распределитель 2 находится в нейтральном положении, клапаны 3 и 4 соединяются с баком. Давление в гидросистеме устанавливается такое, как установлено на клапане ограничения давления 1. Когда к распределителю 2 подключается напорный клапан 3 или 4 (в данном случае клапаны предварительного управления), то давление подается одновременно на клапан 1 и 3 или 4. Это означает, что на клапане 1 устанавливается максимальное рабочее давление, а в подключенном напорном клапане 3 или 4 более низкое давление. Таким образом, для установления в гидросистеме максимального давления, распределитель 2 должен находиться в нейтральном положении; для установления другого значения давления необходимо переключить распределитель 2 в крайнее правое или левое положение, соединив клапан 1 с клапаном 3 или 4. Эта схема может применяться и в качестве дистанционного управления.

5.2 Порядок проведения работы

Работа выполняется в течение семи учебных часов и заключается в изучении принципов работы типовых гидравлических схем.

Работа проводится в следующей последовательности:

1. разбирается теоретический материал к работе, каждым обучающимся готовится выступление, описывающее принципы функционирования предложенных гидравлических схем;
2. при помощи беседы устанавливается уровень освоения материала обучающимися;
3. схемы вычерчиваются в рабочих тетрадях, делаются обозначения гидрочертежных линий и ГА.

5.3 Контрольные вопросы

Схема 1:

1. Элементы основного контура.
2. Назначение отдельных элементов гидросистемы.
3. Элементы предохранительного контура.
4. Элементы контура подпитки.
5. Элементы контура промывки и охлаждения.
6. Взаимосвязь контуров промывки и подпитки в процессе работы.

Схема 2:

1. Особенности включения дифференциального гидроцилиндра.
2. Расчетные зависимости по определению усилий при движении штока вправо и влево.
3. Отметьте основные элементы данной схемы.
4. Работа гидросистемы.

Схема 3:

1. Типы и особенности применяемых в данной схеме клапанов давления.
2. Работа гидросистемы.
3. Порядок и последовательность включения клапанов давления.

4. Добавьте необходимые элементы в насосной установке гидросистемы.

5. Типы и особенности элементов для регулирования скорости перемещения рабочих элементов цилиндров.

Схема 4:

1. Компоновка гидросистемы. Особенности.

2. Особенности применяемого распределителя.

3. Область применения двойного гидрозамка.

Схема 5:

1. Основные элементы гидросхемы.

2. Работа гидросистемы при движении плиты вниз.

3. Работа гидросистемы при движении плиты вверх.

4. Работа наполнительного клапана, его особенности.

5. Особенности работы клапана давления в данной схеме.

6. Начертите развернутую схему предохранительного клапана с предварительным управлением.

Схема 6:

1. Работа схемы.

2. Особенности использования распределителей в данной схеме.

3. Особенности использования клапанов давления в данной схеме.

4. Нарисуйте развернутую схему предохранительного клапана с непрямым управлением.

5. Отметьте особенности представленного на схеме гидроцилиндра.

6. Отметьте, как обеспечивается регулирование давления в гидросистеме.

Библиографический список

1. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т.М. Башта, С.С. Руднов, Б.Б. Некрасов и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 427 с.
2. Исследование работы и характеристик элементов гидропривода металлургических машин: учеб. пособие / В.В. Точилкин и др. – Магнитогорск: Изд-во Магнитогорск. гос. техн. ун-та им. Г.И.Носова, 2014. – 207 с.
3. Марутов В.А., Павловский С.А. Гидроцилиндры. – М.: Машиностроение, 1966. – 171 с.
4. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: справочник. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2004. – 512 с.
5. Основы гидравлики и гидравлического оборудования: учеб. пособие / Басков С.Н., Иванов С.А. Точилкин В.В. Филатов А.М. – Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ», 2007. – 212 с.
6. Основы функционирования гидравлических систем металлургического оборудования: учеб. пособие / А.Д. Кольга, С.А.Иванов, В.В. Точилкин и др. – Магнитогорск: Изд-во Магнитогорск. гос. техн. ун-та им. Г.И.Носова, 2011. – 197 с.
7. Основы функционирования гидравлических систем металлургического оборудования. Лабораторный практикум по гидроприводу и гидроавтоматике: учеб. пособие / В.В. Точилкин, А.М. Филатов, В.Д. Задорожный и др. – Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ», 2009. – 105 с.
8. Исследование работы и характеристик элементов гидроавтоматики металлургических машин: учеб. пособие / В.В. Точилкин и др. – Магнитогорск: Изд-во Магнитогорск. гос. техн. ун-та им. Г.И.Носова, 2014. – 168 с.
9. Точилкин В.В., Филатов А.М. Пневмопривод металлургических манипуляторов: монография. – Магнитогорск: МГТУ, 2005. – 211 с.
10. Точилкин В.В., Филатов А.М. Основы гидравлики и гидропривода технологических машин: учеб. пособие. – Магнитогорск: МГТУ, 2002. – 211 с.
11. Точилкин В.В., Филатов А.М. Гидропривод подъемно-транспортных машин и роботов: учеб. пособие. – Магнитогорск: МГТУ, 2004. – 166 с.
12. Филатов, А.М., Точилкин В.В. Пневмопривод и пневмоавтоматика подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин: учеб. пособие. – 2-е изд., перераб. и доп. – Магнитогорск: МГТУ, 2006. – 187 с.

НЕФЕДОВ АНДРЕЙ ВИКТОРОВИЧ

ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ЦЕХОВ

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ

для студентов направления подготовки
15.03.02 Технологические машины и оборудование
очной и заочной форм обучения

Подписано в печать 16.12.2020 г.		
Формат 60x90 $\frac{1}{16}$ Рег. № 198	Печать цифровая Тираж 10 экз.	Уч.-изд.л. 2,44

Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС»
Новотроицкий филиал
462359, Оренбургская обл., г. Новотроицк, ул. Фрунзе, 8.
E-mail: nf@misis.ru
Контактный тел. 8 (3537) 679729.

