

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Металлорежущие станки и инструменты»

ГИДРО- И ПНЕВМОПРИВОД ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

*Методические рекомендации к практическим занятиям
для студентов специальности
1-36 01 03 «Технологическое оборудование
машиностроительного производства»
дневной и заочной форм обучения*



Могилев 2022

УДК 621.22
ББК 31.56
Г46

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Металлорежущие станки и инструменты»
«28» января 2022 г., протокол № 8

Составитель канд. техн. наук В. Б. Попов

Рецензент канд. техн. наук, доц. А. Е. Науменко

Методические рекомендации к практическим занятиям предназначены для студентов специальности 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства» дневной и заочной форм обучения.

Учебно-методическое издание

ГИДРО- И ПНЕВМОПРИВОД ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Ответственный за выпуск	С. Н. Хатетовский
Корректор	Т. А. Рыжикова
Компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 38 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 07.03.2019.
Пр-т Мира, 43, 212022, г. Могилев.

© Белорусско-Российский
университет, 2022

Содержание

Введение.....	4
1 Практическое занятие № 1. Разработка принципиальной гидравлической схемы	5
2 Практическое занятие № 2. Определение основных параметров гидродвигателей	27
3 Практическое занятие № 3. Построение циклограммы работы гидропривода и выбор источников давления	31
4 Практическое занятие № 4. Выбор гидроаппаратуры и трубопроводов	35
5 Практическое занятие № 5. Определение потерь давления и КПД.....	37
6 Практическое занятие № 6. Расчет насосной установки	41
Список литературы	42

Введение

Гидропривод – это совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин посредством рабочей жидкости под давлением [1].

Плавность и бесступенчатость регулирования скорости, возможность получения значительных усилий при ограниченных размерах, обеспечение работоспособности в динамических режимах, высокое значение КПД – все эти свойства присущи гидроприводу и определяют использование гидроприводов в станкостроении.

Целью практических занятий является получение навыков по расчету и выбору гидравлических систем металлообрабатывающих станков.

1 Практическое занятие № 1. Разработка принципиальной гидравлической схемы

Цель работы: изучение гидравлических схем и приобретение навыков в их разработке.

1.1 Структура гидропривода главного движения

Принципиальную гидравлическую схему целесообразно составлять по принципу «от двигателей»: выбрать тип гидродвигателей; нанести эти двигатели на схему; на рабочих гидролиниях изобразить регулирующие и распределительные аппараты в соответствии с требованиями к работе каждого двигателя; определить места установки редуцирующих клапанов, клапанов усилия зажима, клапанов последовательности и аппаратов, согласующих работу участков схемы между собой; разработать схему насосной установки, размещения фильтров, манометров и т. п.

При необходимости в схему нужно ввести блокирующие устройства, гидрозамки сигнальные и другие элементы, исключающие возможность возникновения аварийных ситуаций.

Необходимо помнить, что скорость выходного звена объемного гидропривода может изменяться регулирующими гидромашинами (насос, мотор) в гидроприводах с объемным регулированием или с помощью аппаратов, регулирующих расход масла, в гидроприводах с дроссельным регулированием. Первый способ более экономичен, но в этом случае требуется применение регулируемых гидромашин, которые более сложны и дороги. Быстродействие гидроприводов с объемным регулированием ограничивается временем, необходимым для изменения подачи насоса или рабочего объема гидромотора. При дроссельном способе регулирования в гидросистеме устанавливается регулируемое гидравлическое сопротивление (дроссель или регулятор расхода), которое ограничивает расход масла, поступающего к гидродвигателю. В этом случае не требуются регулируемые насосы и можно существенно повысить быстродействие привода. Сокращение потерь энергии и одновременно высокое быстродействие можно получить в гидроприводах с объемно-дроссельным регулированием, в которых регулируемые гидромашины (чаще всего насосы) применяются вместе с аппаратами, регулирующими расход масла.

Наибольшее применение в станкостроении получили гидроприводы с разомкнутой циркуляцией, в которых масло из бака всасывается насосом и из гидросистемы вновь сливается в бак.

По методу управления и контроля следует различать гидроприводы циклового управления (с контролем по пути, давлению или времени), а также гидроприводы со следящим, адаптивным или программным управлением. При наиболее простом и надежном цикловом управлении с контролем по пути команда на выполнение очередного перехода цикла работы гидропривода поступает от средств путевого контроля реализации предыдущего перехода

(с помощью путевых распределителей, распределителей с электроуправлением от конечных выключателей или датчиков положения рабочих органов). При контроле по давлению режимы движения переключаются с помощью гидроклапанов давления или команд, поступающих от реле давления. Этот метод часто применяется при работе по жестким упорам, в зажимных механизмах, системах контроля перегрузок и т. п. Надежность этого метода ограничена в связи с возможностью ложных срабатываний реле давления при наличии гидроударов и пиков давления в гидросистеме. Контроль по времени применяется сравнительно редко.

В общем случае в структуру гидропривода главного движения включено следующее:

- гидродвигатель. В основном это гидроцилиндр, причем одноштоковый. Рабочая полость – поршневая, штоковая – для холостых ходов. Иногда рабочей полостью является штоковая (протяжные станки), и для холостых ходов в таком случае рабочая жидкость поступает в обе полости одновременно (дифференциальное подключение);

- гидрораспределители. Реверсируют большие потоки рабочей жидкости, поэтому рабочий золотниковый распределитель управляется гидравлическим путем управляющим гидрораспределителем (пилотом), который, в свою очередь, переключается за счет механической связи с рабочим органом станка (при обработке в «упор» – в строгальных станках, к примеру) и за счет электро- или гидроуправления при обработке «на проход» (как в протяжных станках). В строгальных станках применяют двухпозиционные распределители, в протяжных – трехпозиционные;

- устройства для регулирования скорости движения. Применяют дроссельное и объемное регулирование скорости движения. Требуется применение регуляторов расхода для поддержания постоянной скорости движения при переменной нагрузке. Следует отдавать предпочтение объемному способу регулирования как более экономичному;

- устройства для разгона в начале движения гидроцилиндра и торможения в конце. Применяют путевое дросселирование, конструктивно объединенное с гидромеханическим управлением распределителями и путевое управление регулируемым насосом;

- аппаратура для управления пуском и остановкой гидродвигателя. Используют обычно для этой цели гидрораспределители с различными видами управления;

- аппаратура для предотвращения самопроизвольного опускания штока с рабочим органом при вертикальном его движении;

- устройства для демпфирования колебаний, возникающих при некоторых видах обработки: строгании широким резцом, протягивании и т. д.

Часто перечисленные выше устройства и гидроаппаратуру объединяют в едином корпусе и называют гидропанелью. Гидропривод существующих строгальных (долбежных) станков реализуется на основе гидропанели типа ГЗ1-26.

Гидропанель типа ГЗ1-26 применяется также в строгальных станках [1]

и может использоваться в станках других типов, имеющих сходный с долбежным или строгальным станком цикл движений.

1.2 Структура гидропривода подачи

В структуру гидропривода подачи, во многом повторяющую структуру гидропривода главного движения, включено обычно следующее:

- гидродвигатель. Применяют все виды гидродвигателей, и их выбор зависит от вида движения подачи. Часто используют гидродвигатели в совокупности с преобразующим механизмом. Например, гидроцилиндр с храповым механизмом для реализации периодических движений;

- блокировка. Применяют при подключении рабочего органа к двум приводам, один из которых гидропривод. Поочередное подключение приводов обычно выполняют за счет перемещаемого гидроцилиндром зубчатого колеса.

Далее следуют элементы:

- гидрораспределители;
- устройства для регулирования скорости движения гидродвигателей. Часто для этой цели используют путевое управление;
- устройства для разгона и торможения. Применяют, например, при скорости движения поршней $V > 18$ м/мин в гидроприводах станков нормальной точности и при $V > 8$ м/мин в станках повышенной точности;
- гидроаппаратура против самопроизвольного штока с рабочим органом при вертикальном его перемещении;
- гидроаппаратура для демпфирования колебаний, возникающих при резком изменении усилия резания, к примеру, при фрезеровании;
- гидроаппаратура для пуска и остановки гидропривода.

Гидропривод кругло- и внутришлифовальных, а также других станков, требующих точности реверса подачи и имеющих сходный цикл движений, разрабатывается на основе гидропанелей типа Г34-2 и ВШПГ-35 с путевым гидромеханическим управлением. Такие гидропанели включают в себя многие вышеперечисленные гидроаппараты и устройства.

В плоскошлифовальных и других станках, не требующих точности реверса подачи, гидропривод может проектироваться на основе гидропанелей ГС-3Е711В, а также с применением стандартной гидроаппаратуры с путевым электроуправлением.

Гидропривод подачи с постоянным усилием (сюда относятся и шлифовальные станки) разрабатывается на основе использования управляющего дросселя, при переменном усилии – регулятора расхода.

Для выполнения цикла движения рабочего органа «быстрый подвод (БП) – рабочая подача (РП) с регулируемой скоростью, независимой от нагрузки, – быстрый отвод (БО)» находит применение регулятор расхода ПГ55-62 с обратным клапаном и распределителем. Модификация ПГ55-72 позволяет дополнительно регулировать скорость БО. Причем переход от БП и РП реализуется кулачком, установленным на рабочем органе.

В гидросистеме (рисунок 1, *а*) из напорной линии через распределитель *1* масло поступает в поршневую полость цилиндра *4*, а из штоковой через распределитель регулятора расхода *2* типа ПГ55-62 и распределитель *1* вытесняется в бак, реализуя БП. После переключения золотника кулачком *3* скорость РП регулируется регулятором расхода, а после срабатывания распределителя *1* реализуется БО, т. к. масло свободно проходит в цилиндр через обратный клапан аппарата *2*. При применении регулятора ПГ55-72 (рисунок 1, *б*) скорость БО регулируется дополнительным дросселем, и лишь после того, как кулачок освобождает распределитель, она становится максимальной. Такое решение позволяет ограничить скорость БО в то время, когда инструмент находится вблизи обработанной поверхности.

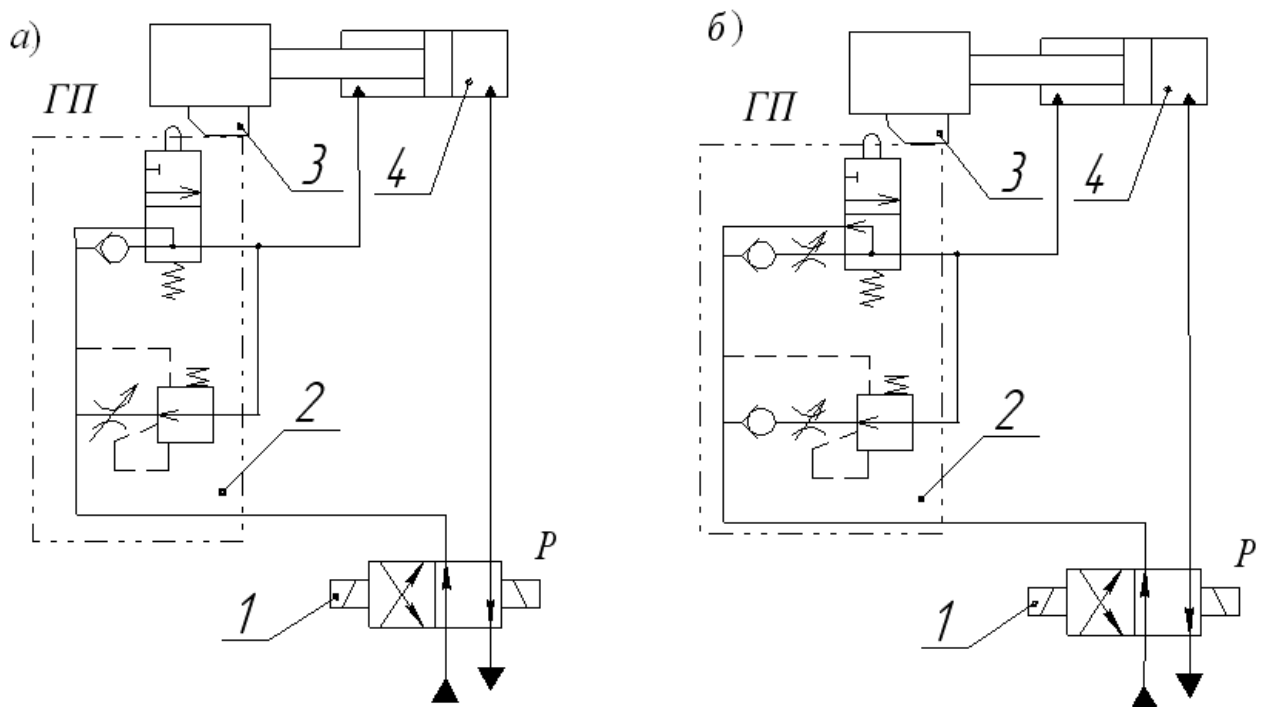
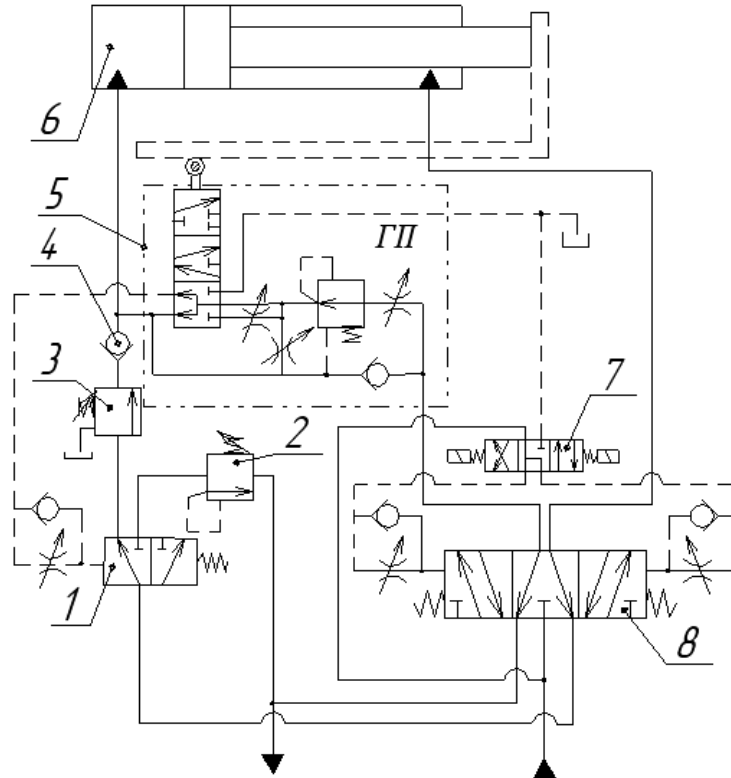


Рисунок 1 – Типовые схемы применения регулятора расхода ПГ 55-62 (*а*) и регулятора расхода ПГ 55-72 (*б*)

Для реализации указанного выше цикла БП-РП-БО, но с двумя рабочими подачами РП применяются гидропанели типа ПГ36-1 (рисунок 2).

В режиме БП включен левый электромагнит пилота *7* (рисунок 2, *а*). В режиме РП включен левый электромагнит пилота *7* (см. рисунок 3, *а*). Масло из напорной линии через распределитель *8* и гидропанель *5* поступает в поршневую полость цилиндра *6*, а из штоковой вытесняется через распределители *8* и *1*, тормозной клапан *3* (полностью открыт давлением масла) и обратный клапан *4* в поршневую полость (дифференциальное включение цилиндра). После переключения золотника в положение первой рабочей подачи (1РП) левая торцовая полость распределителя *1* соединяется с дренажной линией.

а)



б)

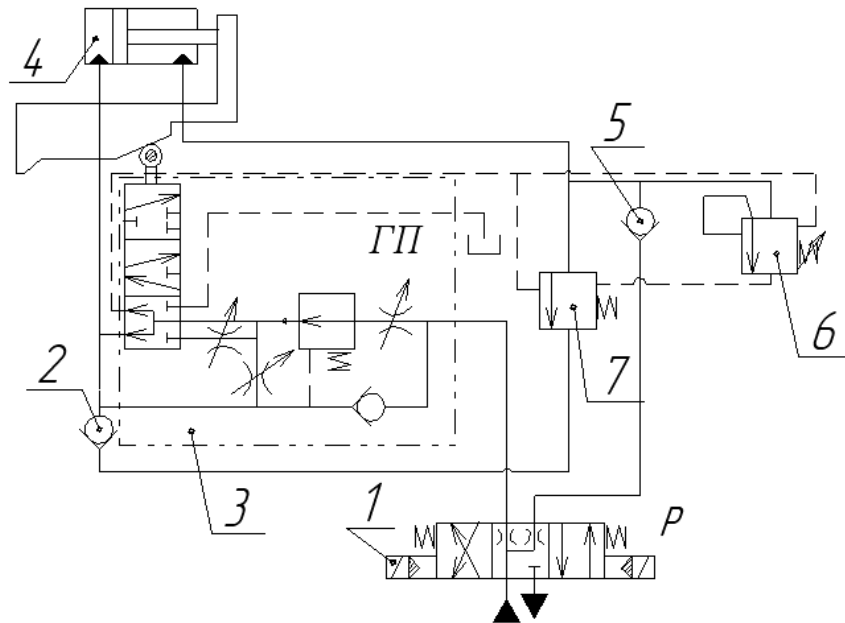


Рисунок 2 – Типовые схемы применения гидропанелей типа ПГ 36-1

Масло в поршневую полость цилиндра поступает через включенные параллельно дроссели и подпорный клапан 2, обеспечивающий стабильность малых подач. В положении второй рабочей подачи (2РП) масло проходит только через дроссель тонкой подачи. При быстром отводе включается правый электромагнит пилота 7, масло из напорной линии поступает в штоковую полость цилиндра, а из поршневой свободно сливается в бак через обратный клапан гидропанели 5.

В упрощенном варианте гидропривода (рисунок 2, б) четырехлинейный распределитель 1 с электрогидравлическим управлением и гидроклапан давления 7, изменяющий схему включения цилиндра. При БП масло из напорной линии через гидропанель 3 поступает в поршневую полость цилиндра 4, а из его штоковой полости вытесняется через клапаны 7 и 2 в поршневую полость. В положениях, соответствующих режимам 1РП и 2РП, линия ДУ соединяется с дренажной линией, благодаря чему клапан 7 запирается пружиной, а клапан 6 пропускает поток масла из штоковой полости в бак с определенным подпором, определяемым усилием его пружины. В режиме БО масло через распределитель 1 и клапан 5 поступает в штоковую полость цилиндра (клапан 7 заперт давлением в его пружинной полости управления), а из поршневой вытесняется в бак через обратный клапан гидропанели 3 и распределитель 1.

В силовых столах агрегатных станков и автоматических линий, а также в других гидрофицированных механизмах требуется реализовать цикл движения рабочего органа: БП – РП (одна или две) – БО – стоп. Для этих целей может применяться гидропривод на базе гидропанели типа 2ПГ36-14 и гидроблока Г36-54, устанавливаемого на задней крышке гидроцилиндра подачи.

1.3 Структура гидроприводов вспомогательных механизмов

1.3.1 Гидроприводы зажимных механизмов. Используются в станках для зажима заготовок в приспособлении, зажима подвижных узлов после их перемещения в заданное положение, закрепления режущего инструмента и др. Обычно в гидроприводы включено следующее:

– гидродвигатель. Находят применение одноштоковые двустороннего и одностороннего действия. Если зажимной механизм содержит самотормозящие передачи, то гидропривод должен обеспечивать усилие разжима больше, чем усилие зажима, т. к. коэффициент трения покоя выше, чем коэффициент трения движения. Большее усилие разжима по сравнению с усилием зажима может быть достигнуто в гидроприводе двумя способами: подводом при разжиге более высокого давления, чем при зажиме, или использованием гидроцилиндра с различными рабочими площадями в полостях зажима и разжима. В некоторых самотормозящих механизмах разжим приходится производить с ударом для страгивания передачи в начальный момент. В несамотормозящих механизмах усилие разжима может быть меньше усилия зажима. Находят также применение гидроцилиндры одностороннего действия, в которых часто зажим осуществляется пружиной, разжим – гидроприводом;

– гидрораспределитель. Используют обычно золотниковый двухпозиционный с электроуправлением. Для установки зажимного механизма в определенном положении при обесточенном электромагните на длительное время применяют распределитель с пружинным возвратом;

– гидроаппарат для регулировки давления. При использовании гидропривода для закрепления обрабатываемых деталей требуется регулировать усилие в зависимости от ее жесткости и характера обработки (черновая, чистовая) и

контролировать давление зажима с целью безопасной работы. В гидроприводах зажима заготовок предпочтительнее применять клапан усилия зажима с электроконтролем типа ЭПГ57-72 (в иных случаях без электроконтроля – ПГ57-72) или редукционный клапан. Если регулировки давления зажима не требуется, то контролируется только уровень давления при помощи реле давления или не контролируется и не регулируется вообще;

- манометр. С его помощью визуально контролируется давление при наладке и эксплуатации гидропривода;

- запирающий гидроаппарат. Применяют обратный клапан или гидрозамок. Ими снабжается гидропривод для исключения возможности разжима при появлении неисправностей в работе (падение давления, обрыв трубопровода и др.) или резкого колебания давления.

На рисунке 3, *а* представлена схема самотормозящегося зажимного механизма. Зажим обеспечивается подачей жидкости в левую полость с меньшей площадью поршня, разжим – подачей жидкости в правую полость с большой рабочей площадью поршня. Сила зажима регулируется модульным редукционным клапаном КРМ, сохранение давления – обратным клапаном КОМ. Распределитель Р с фиксаторами управляется двумя электромагнитами. Контроль за величиной давления в гидроприводе осуществляется манометром МН.

На рисунке 3, *б* приведена одна из наиболее распространенных схем зажимного механизма, в котором зажим обеспечивается пружинами, разжим – путем подачи давления в рабочие полости гидроцилиндров разжима Ц1–Ц4 при включении электромагнита распределителя Р. Сохранение давления в гидроцилиндре выполняется модульным клапаном КОМ. Контроль за давлением разжима при управлении группой из нескольких гидроцилиндров целесообразно выполнять при помощи реле давления РД, а при одном гидроцилиндре – конечным выключателем.

Для сохранения давления используется односторонний гидрозамок ГЗ (рисунок 4), установка требуемого давления реализуется клапаном усилия зажима ЭПГ 57-72. Движение зажима обеспечивается подачей рабочей жидкости в поршневую камеру, движение разжима – усилием пружины в штоковой камере гидроцилиндра Ц.

Для зажима деталей во вращающемся патроне находит применение гидропривод, изображенный на рисунке 5, *а*.

Заготовка 1 закрепляется в кулачковом патроне 2, установленном на шпинделе 3. На противоположном конце шпинделя размещается вращающийся цилиндр 4 с двусторонним штоком.

Правый шток связан с механизмом перемещения кулачков патрона через тягу 5. В левом штоке размещен двусторонний гидрозамок 6 и каналы для подвода масла в полости гидроцилиндра.

При зажиме заготовки по наружной поверхности масло под давлением из напорной линии через распределитель 14, клапан усилия зажима 16, распределитель выбора направления зажима 12, маслоподводящее устройство 11, обратный клапан 17 подводится в правую полость цилиндра 4.

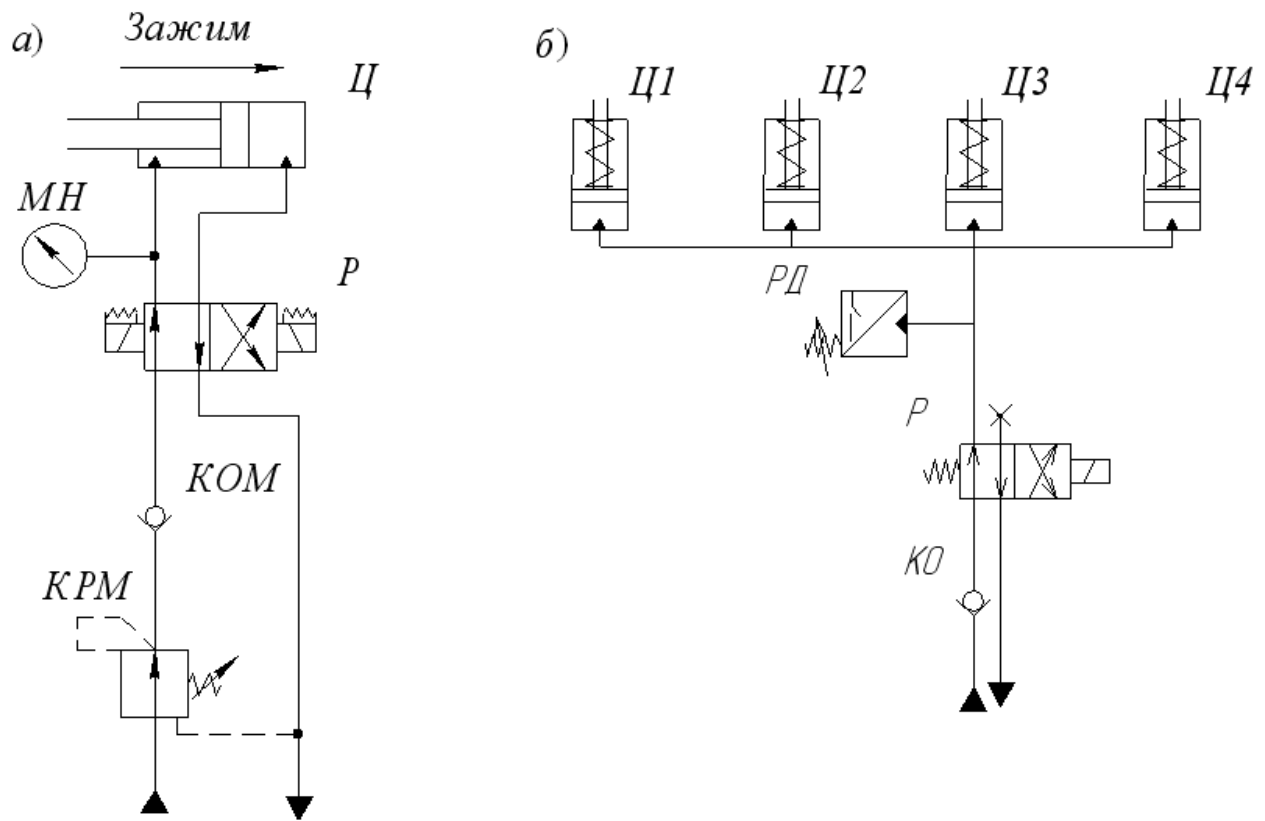


Рисунок 3 – Гидроприводы зажимных механизмов

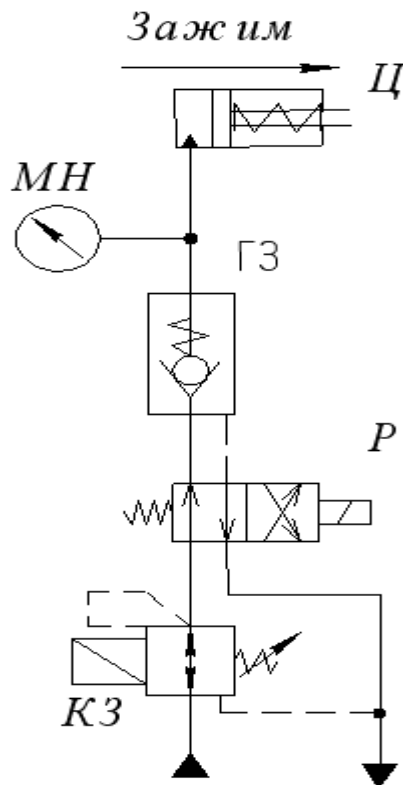


Рисунок 4 – Гидропривод зажимного механизма с односторонним гидрозамком

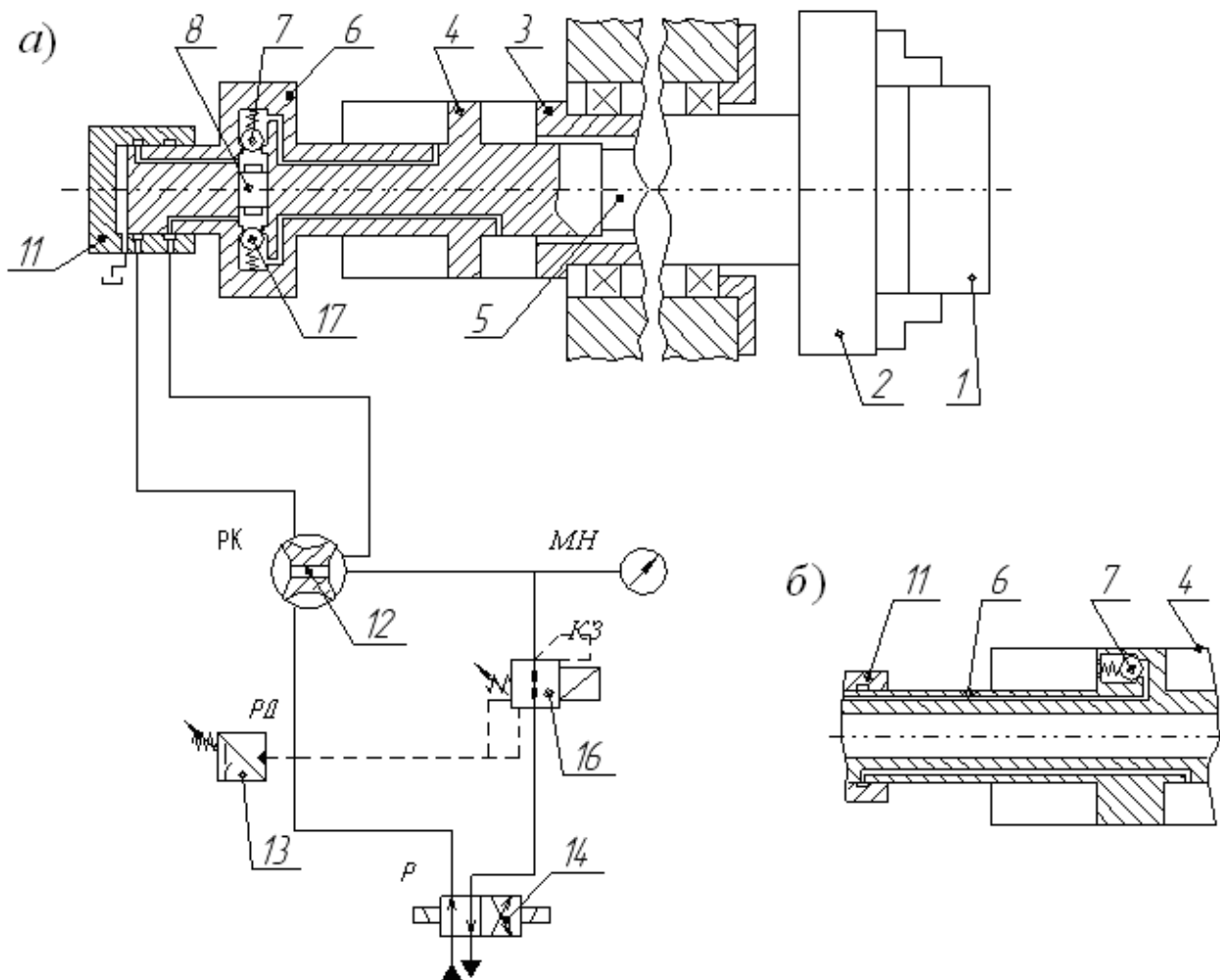


Рисунок 5 – Гидропривод для зажима во вращающемся патроне

Давлением масла управляющий поршень 8 гидрозамка 6 перемещается и принудительно открывает обратный клапан 7. Поршень и шток цилиндра перемещается влево. Масло из левой полости цилиндра 4 через обратный клапан 7, маслоподводящее устройство 11, распределители 12 и 14 вытесняется в линию слива. Происходит сведение кулачков и зажим детали. Давление зажима настраивается регулировкой клапана 16, который и выдает сигнал в электросхему станка – сигнал о достижении заданного давления.

В случае падения давления в подводящих к маслоподводящему устройству 11 линиях обратные клапаны 7 и 16 гидрозамка 6 запирают выход масла из полостей цилиндра 4 и усилие зажима сохраняется в течение времени, достаточного для остановки шпинделя по команде от клапана 16. Разжим заготовки производится переключением распределителя 14.

При этом масло под давлением подводится через распределитель 12, клапан 7 в левую полость цилиндра 4.

Из правой полости масло через клапан 16, принудительно открытый поршнем 8, через распределители 12 и 14 подводится в линию слива. В конце движения поршня и штока вправо давление в подводящей линии повышается и от реле давления 13 в электросхему подается соответствующий сигнал.

При обработке заготовок типа колец или фланцев требуется изменять направление движения кулачков при зажиме в зависимости от того, по какой поверхности производится зажим – *наружной или внутренней*. Изменение направления движения кулачков производится при наладке переключением двухпозиционного кранового распределителя 12.

На рисунке 5, б показана часть схемы зажимного механизма для зажима пруткового материала, незначительно отличающейся от предыдущей схемы, с сохранением принятых обозначений: 4 – цилиндр, 6 – шток, 7 – гидрозамок, 11 – маслоподводящее устройство и т. д.

1.3.2 Гидроприводы перемещения. В гидроприводах перемещения (рисунок 6) с цикловыми электрическими системами управления регулирование скорости осуществляют обычно посредством различных дроссельных устройств, а позиционирование производится с помощью жестких упоров с допускаемой погрешностью $0,1 \dots 1,0$ мм с предварительным (по необходимости) торможением исполнительного двигателя. При отсутствии жестких требований к стабильности скорости перемещения гидропривода целесообразно применять схему регулирования с дросселированием на выходе, используя дроссель с обратным клапаном типа ДКМ (см. рисунок 6, а), который позволяет производить независимую регулировку скорости при движении поршня в обоих направлениях.

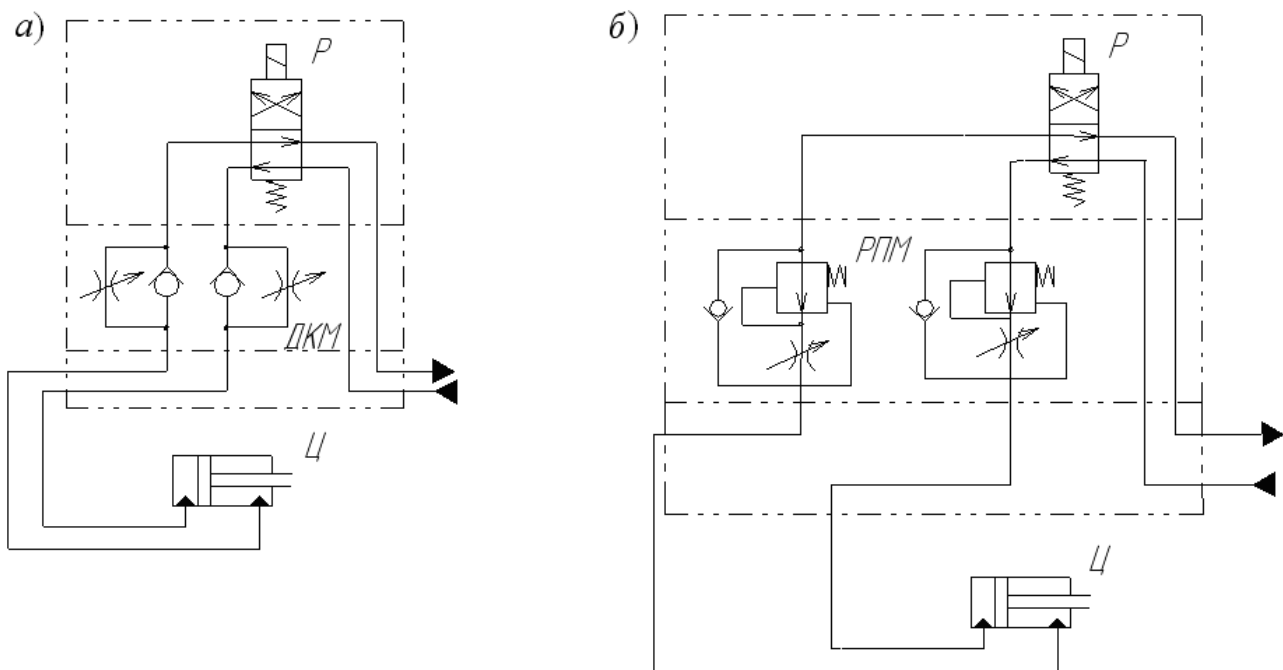


Рисунок 6 – Гидропривод перемещения

В ряде случаев при ограниченной продольной скорости движения суппортов (например, токарных станков) существенное снижение времени смены инструмента может быть достигнуто путем продольного перемещения узла станка с инструментальным магазином со скоростью до 20 м/мин в зону обработки и

последующего возврата в исходное положение (рисунок 7). При включении электромагнита распределителя 8 масло из напорной линии поступает в полость 7 дросселирующего распределителя 6, смещая его золотник в крайнее левое (на схеме) положение, при котором гидроцилиндр 1 перемещает узел станка влево до тех пор, пока рычаг 2, взаимодействуя с упором 3, не установит золотник в нейтральное положение. При этом достигается точность позиционирования каретки примерно 0,2 мм.

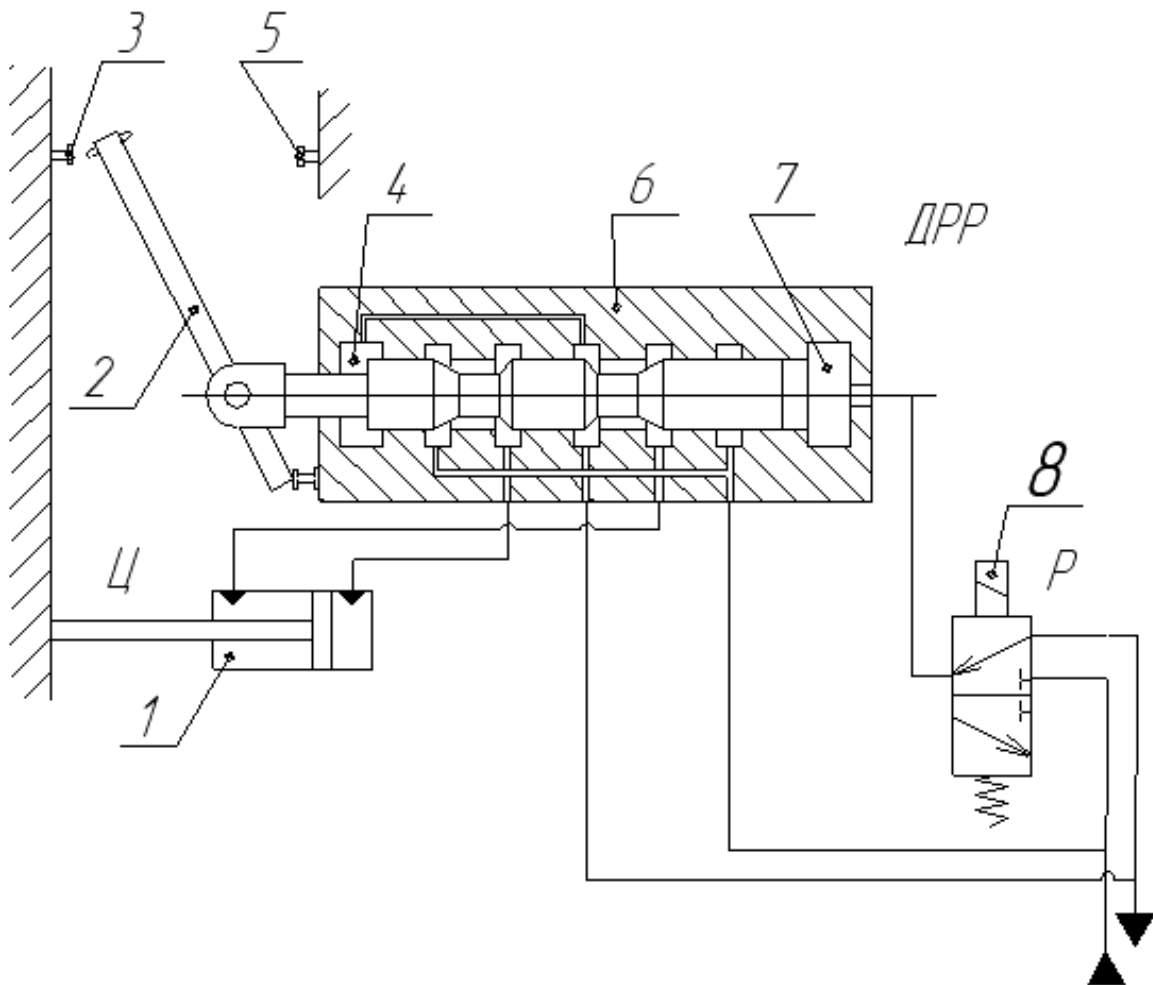


Рисунок 7 – Гидропривод продольного перемещения

После смены инструмента выключается электромагнит распределителя 9, давлением в полости 4 золотник распределителя 6 смещается вправо, и узел станка отводится в исходное положение, определяемое настройкой упора 5.

При значительных массах вертикально перемещаемых узлов во избежание аварийной ситуации при внезапном отключении электроэнергии или падении давления в напорной гидролинии используют (рисунок 8, а) односторонний гидрозамок в комбинации с трехпозиционным распределителем.

Подключать замок в этом случае необходимо как можно ближе к гидроцилиндру для предотвращения самопроизвольного перемещения исполнительных органов при повреждении или разрыве трубопроводов. При горизонтальном

положении гидроцилиндра для надежной фиксации потока в крайних или промежуточных положениях при действии различных по направлению нагрузок используют двусторонние гидрозамки модульного исполнения (рисунок 8, б).

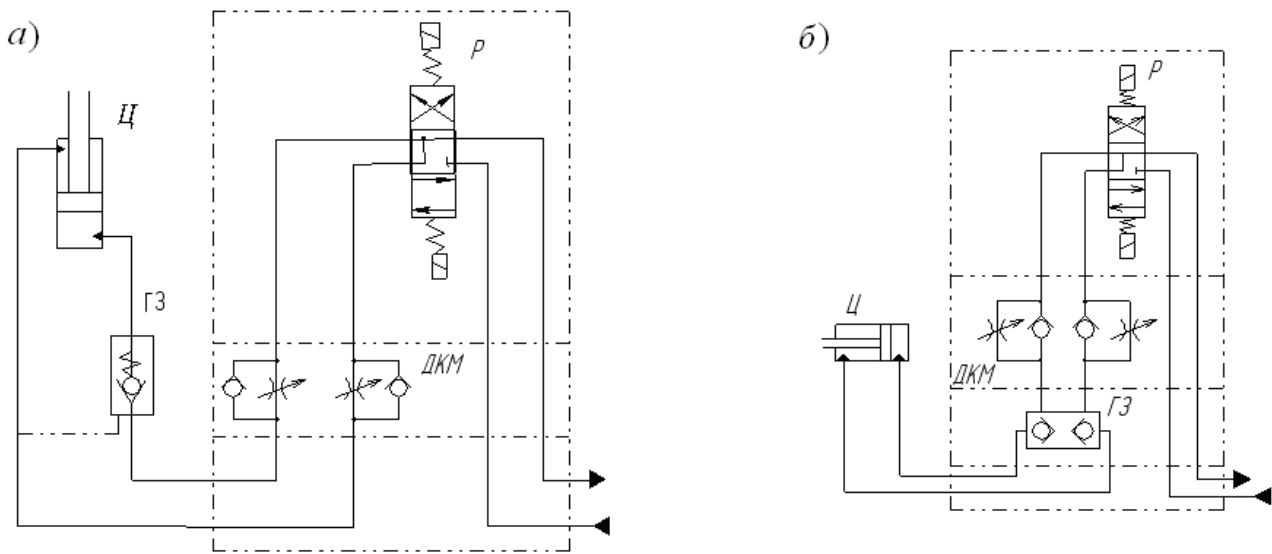


Рисунок 8 – Гидропривод продольного перемещения с применением гидрозамков

На рисунке 9, а изображена гидросхема подъема груза 5 весом G . Гидрозамок 3 исключает возможность самопроизвольного опускания груза при нейтральном положении распределителя 4 или случайном падении давления в гидросистеме. Гидроклапан давления с обратным клапаном настроен на давление, превышающее давление, создаваемое силой тяжести груза в штоковой полости цилиндра 6. Поэтому движение поршня вниз возможно только после переключения распределителя 4 влево и подвода давления в поршневую полость цилиндра и отверстия P_x гидрозамка. Скорость опускания регулируется дросселем 1. Движение вверх происходит быстро, поскольку масло свободно проходит через линии А и В гидрозамка и обратные клапаны в штоковую полость.

В гидросистеме (рисунок 9, б) обеспечивается синхронное движение двух одинаковых цилиндров 2 и 6 путем их последовательного включения. Из-за невозможности сделать цилиндры абсолютно идентичными, а также из-за наличия утечек возможно некоторое нарушение синхронности, которое будет постепенно накапливаться. Для исключения этого явления служит гидрозамок 1, который периодически соединяет линию 5 с напорной или сливной линией. Управление гидрозамком реализуется пилотом 7 таким образом, что, если первым срабатывает выключатель 3 контроля хода цилиндра 2, включается электромагнит Э1 (масло из напорной линии через гидрозамок поступает в линию 5), а если первым срабатывает выключатель 4 – электромагнит Э2 (гидрозамок, открыватель, соединяет линию 5 со сливом). Таким образом, ошибки устраняются в конце каждого хода и не накапливаются.

На рисунке 9, в самопроизвольному опусканию штока цилиндра 1 препятствует подключенный к соответствующей гидролинии клапан давления с об-

ратным клапаном 2. Редукционный клапан 3 служит для поддержания рабочего давления в нижней полости гидроцилиндра.

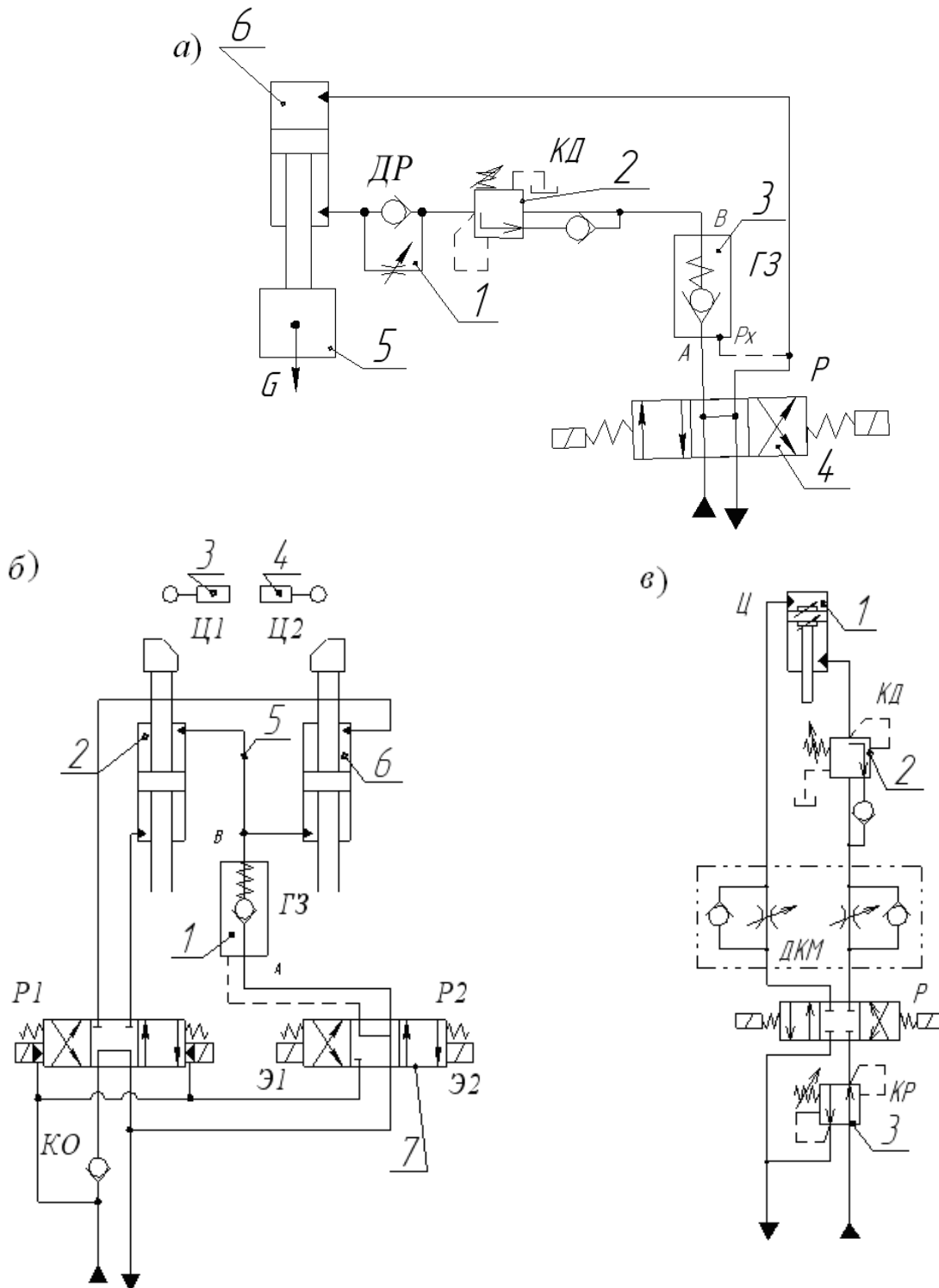


Рисунок 9 – Гидропривод вертикального перемещения

В схеме на рисунке 10 делитель потока 2 обеспечивает синхронное движение цилиндров 5 и 6 в обе стороны. При выключенных магнитах распределителей 4 и 7 источник давления частично разгружается. При переключении распределителей вправо цилиндры синхронно поднимаются, однако из-за ошибки

деления потока один из цилиндров (например, б) первым подойдет к упору. При этом делитель перекроет поток масла, поступающий в цилиндр 5, и цилиндр также остановится, давление в системе возрастет, откроется клапан 8 и перепустит часть масла в бак, давая возможность цилиндру 5 дойти до упора. Конечные выключатели дают сигнал на реверсирование движения. Перепускные клапаны 3 и 8 настраиваются на давление, превышающее рабочее, однако ниже давления настройки предохранительного клапана 1. Подпорный клапан 9 исключает возможность опускания цилиндров под действием силы тяжести. Переключая один из распределителей, можно обеспечить независимое движение соответствующего цилиндра.

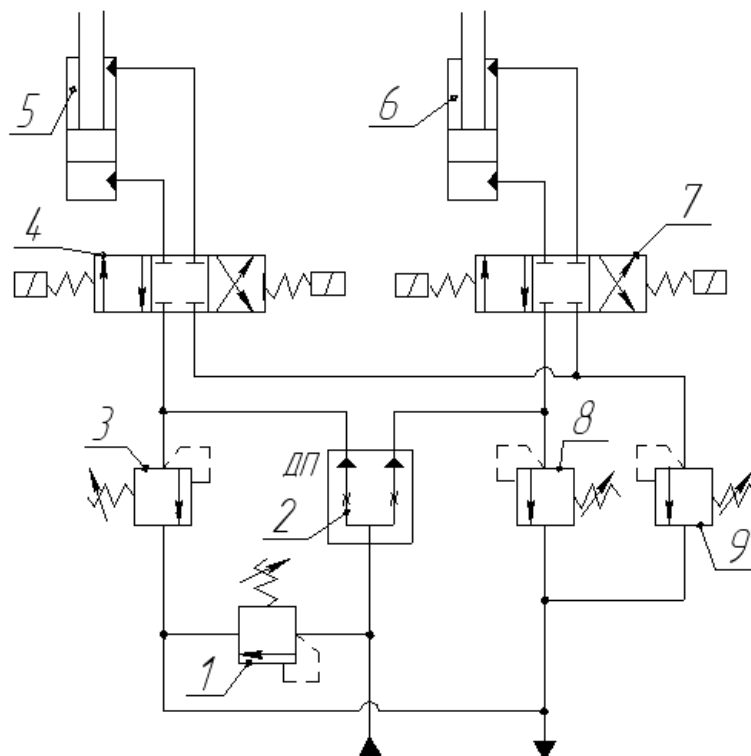


Рисунок 10 – Гидропривод вертикального перемещения с делителем потока

В станках с ЧПУ для перемещения рабочих органов станка РО применяют дросселирующие распределители ДГР, управляемые от шаговых двигателей ШД через редуктор Р (рисунок 11).

В результате поворота задающего винта ЗВ (от шагового двигателя ШД через редуктор Р) щуп Щ, прижатый к кромке резьбы винта, смещает золотник ДГР. Масло поступает в цилиндр, перемещающий рабочий орган в направлении, противоположном направлению смещения верхнего конца щупа. Поскольку ЗВ перемещается вместе с рабочим органом, движение последнего прекращается, когда золотник ДГР возвращается в нейтральное положение.

Для перемещения и удержания в рабочем положении узлов станка при помощи цилиндра Ц, например, пиноли токарного станка, применяют клапан давления с обратным КД (рисунок 12, а), а в более ответственных случаях – клапан усилия зажима КЗ с электровыходом (рисунок 12, б).

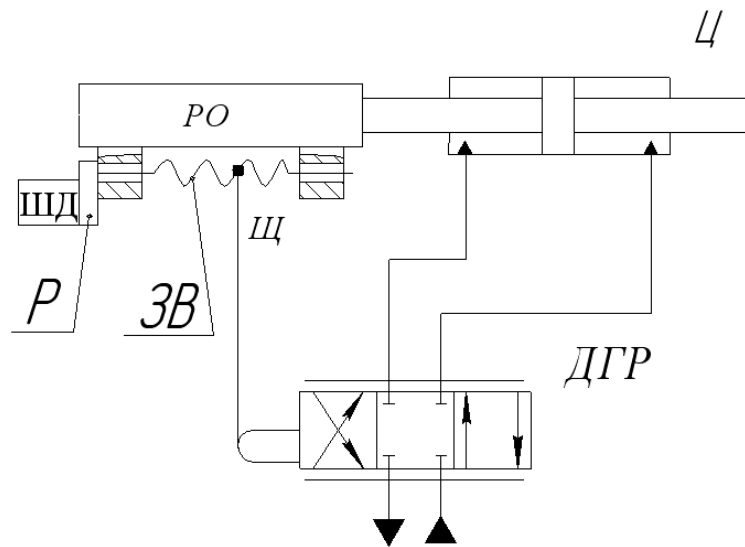


Рисунок 11 – Схема следящего гидропривода

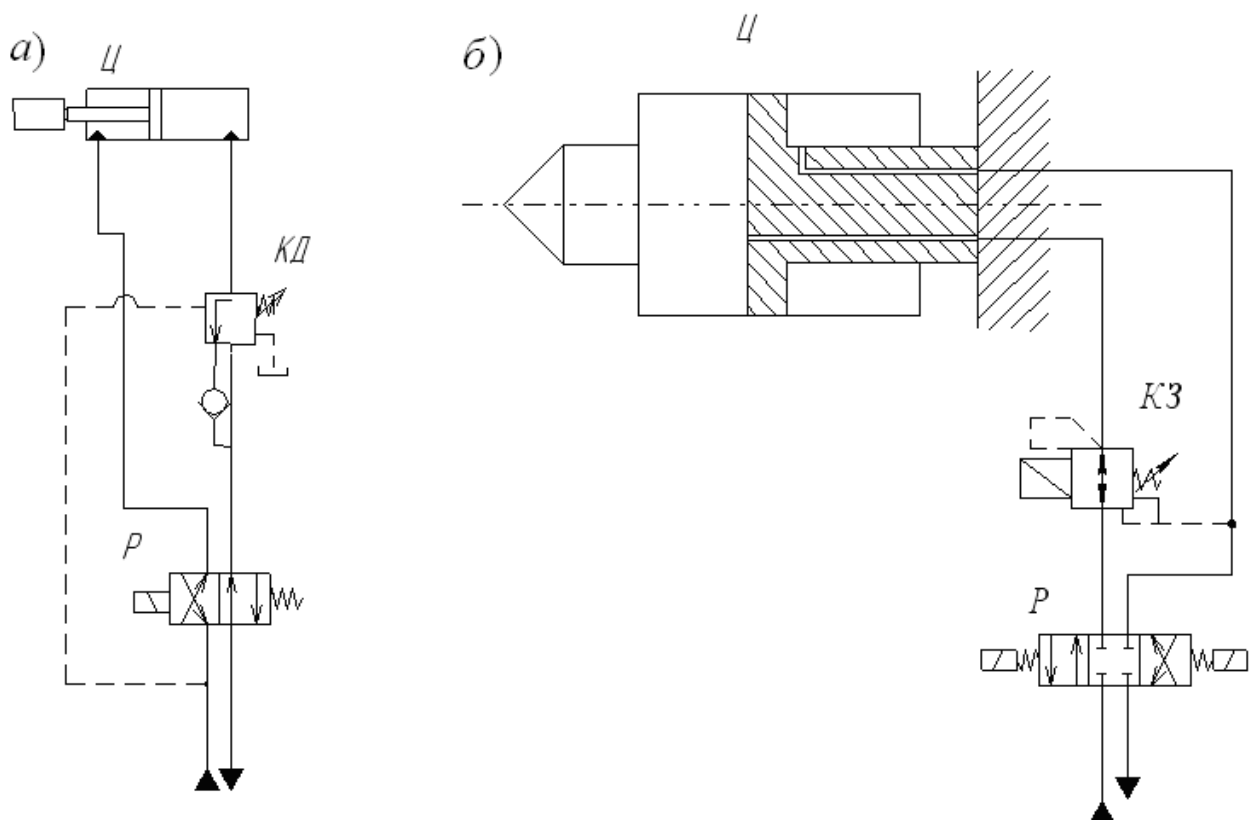


Рисунок 12 – Схема гидропривода перемещения

1.3.3 Гидроприводы уравнивания. Для некоторых узлов станка требуется обеспечить устойчивое положение на определенной высоте в неизменном положении. Для обеспечения такого положения применяются механизмы уравнивания, реализуемые с помощью двух основных схем: с клапаном уравнивания (рисунок 13, а) или с системами объемного регулирования за счет использования гидроаккумулятора (рисунок 13, б). Схема с гидроакку-

мулятором не используется в системах гидропривода с объемным или объемно-дрессельным регулированием.

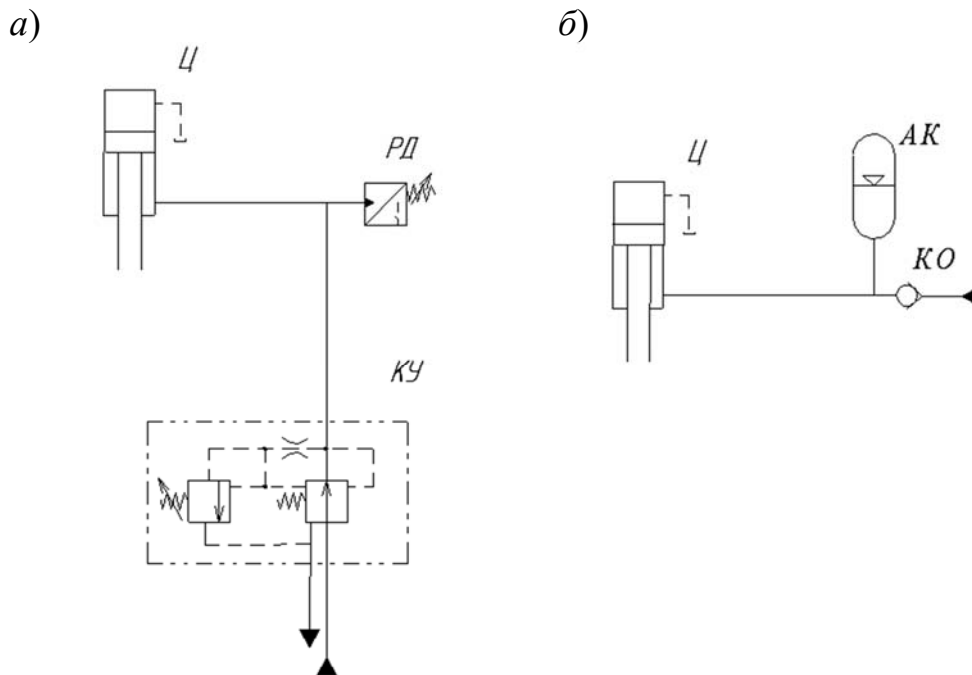


Рисунок 13 – Схема гидравлического уравнивания

1.3.4 Гидроприводы торможения и фиксации. Одна из проблем в гидроприводе – обеспечение безударной остановки поршня в крайних положениях. Срабатывание привода считается безударным, если скорость поршня в конце хода не превышает 18 м/мин (в точных станках – 8 м/мин) при массе движущихся частей привода 3...20 кг. При этом большим значениям массы соответствуют меньшие значения скорости. Уменьшать скорость поршня на протяжении всего хода можно только для короткоходовых приводов или при невысоких требованиях к быстродействию. При значительных скоростях перемещения и длинноходовых цилиндрах необходимо обеспечить торможение поршня в конце хода. Получил распространение такой способ торможения по пути, при котором тормозной элемент кинематически связан с рабочим органом.

Применяемые схемы управления перемещением цилиндров с внутренними тормозными устройствами (рисунок 14, а), обеспечивают компактность и малые габаритные размеры привода, особенно если затруднено использование электрических конечных выключателей, сигнализирующих о перемещениях исполнительных органов. К недостаткам внутренних тормозных устройств относятся невозможность регулирования длины тормозного пути, неудобное расположение мест регулировок на станке, трудоемкость и высокие требования к точности расчета, значительное усложнение конструкции цилиндров.

Применение серийно выпускаемых путевых дросселей типа МДО для торможения гидроцилиндров (рисунок 14, б) позволяет использовать при настройке оптимального режима торможения два параметра: длину тормозного пути и площадь сечения канала дросселя. К недостаткам этого способа торможения

относится громоздкость конструкции системы из-за необходимости расположения тормозных дросселей рядом с гидроцилиндром. Перспективной и универсальной является система управления перемещением и торможением гидропривода с помощью функционального блока (рисунок 14, в). Направление движения поршня определяется трехпозиционным распределителем Р1. Дроссель ДР1 золотникового типа имеет в своих крайних положениях два регулируемых проходных сечения и управляется тормозным распределителем Р2, с помощью которого осуществляется переключение дросселя ДР1 с максимального расхода на минимальный. Скорость этого переключения, т. е. эффективность и плавность торможения, регулируется дросселем ДР2. Включение тормозного распределителя Р2 осуществляется от электрических малогабаритных конечных выключателей, взаимодействующих со штоком гидроцилиндра.

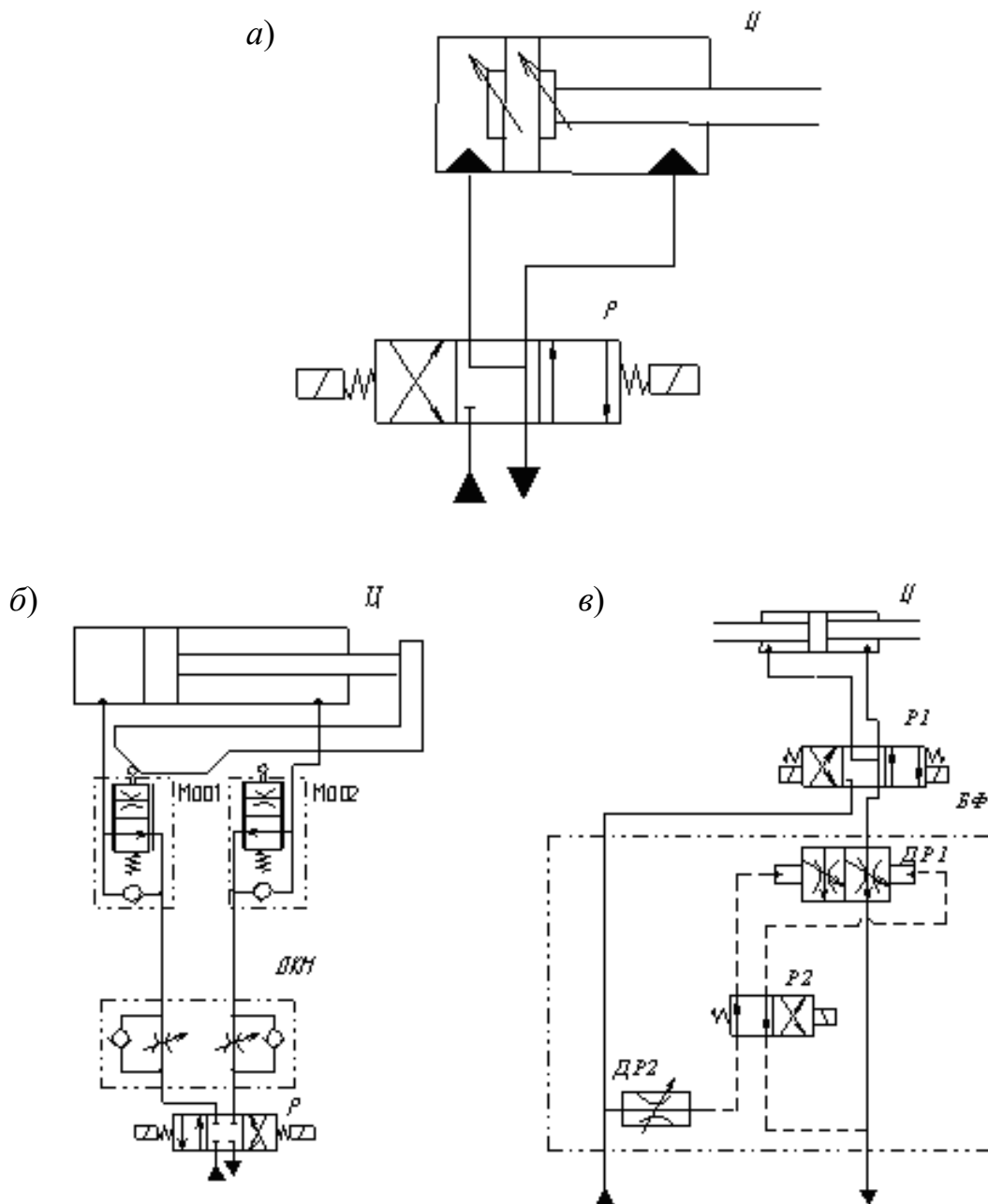


Рисунок 14 – Гидроприводы торможения

Находит применение гидросхема фиксации при помощи пружины (рисунок 15, а), установленной в поршневой полости цилиндра, расфиксация путем подачи масла под давлением в противоположную полость цилиндра.

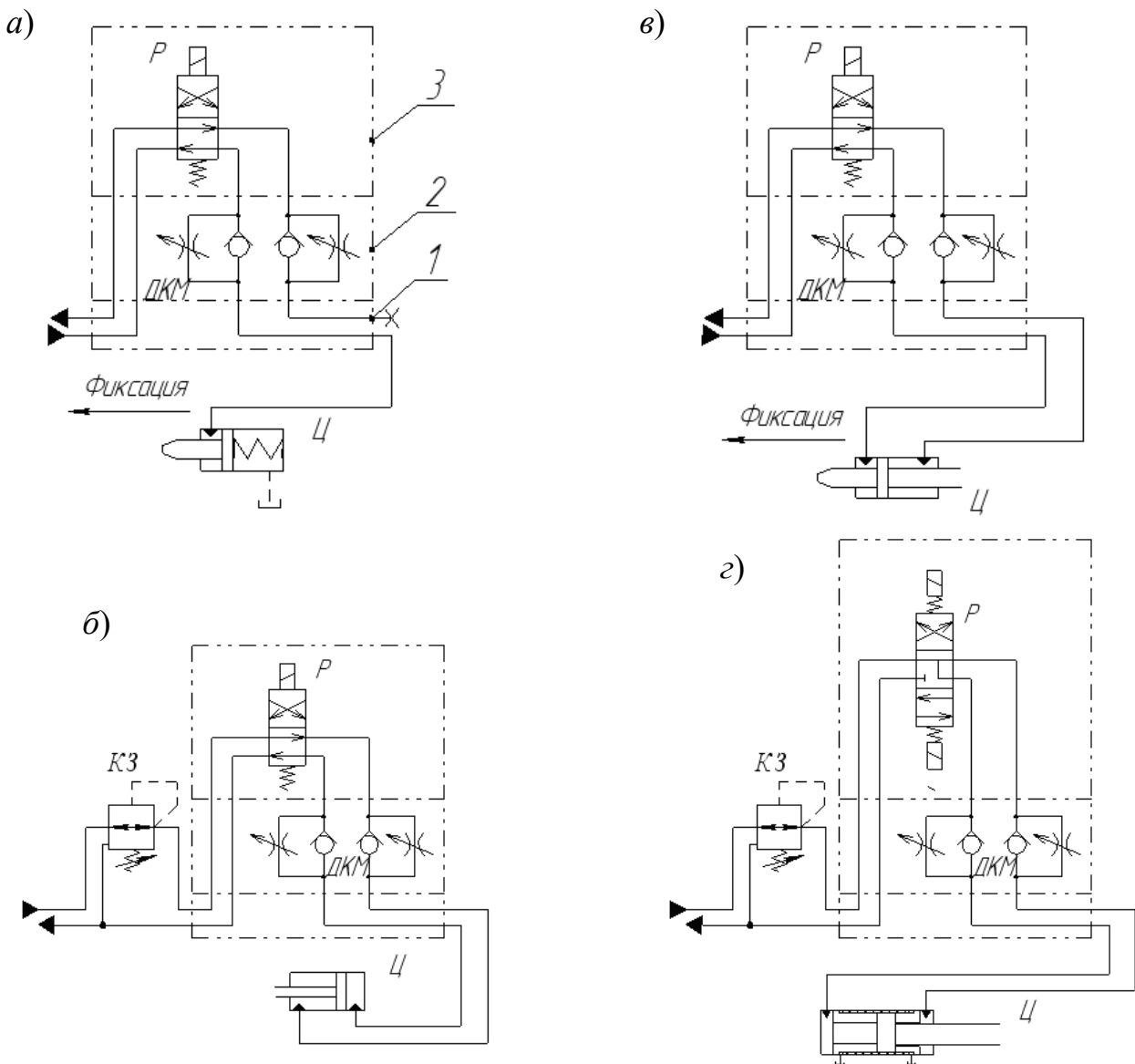


Рисунок 15 – Гидроприводы фиксации

Если требуется создать большее усилие для фиксации и расфиксации, то используют гидросхему, изображенную на рисунке 15, в. Для переключения двухвенцовых блоков зубчатых колес применяют гидросхему, показанную на рисунке 15, б, а для трехвенцовых – на рисунке 15, г. На всех рисунках в систему управления цилиндром Ц входит дроссель 2 с обратными клапанами типа ДКМ и распределитель 3 (двух- или трехпозиционный).

Для удержания блоков зубчатых колес в рабочем положении может применяться клапан усилия зажима без электровыхода КЗ или редукционный клапан. Вся гидроаппаратура монтируется на плите 1.

1.3.5 Гидроприводы поворотных механизмов. В револьверных головках, делительных столах, инструментальных магазинах и других механизмах станков требуется обеспечить поворот и фиксацию рабочего органа в заданном угловом положении с высокой точностью за ограниченное время, причем приводной механизм, расположенный в зоне обслуживания, должен быть возможно более компактным. Гидравлический привод (рисунок 16) наилучшим образом решает эту задачу.

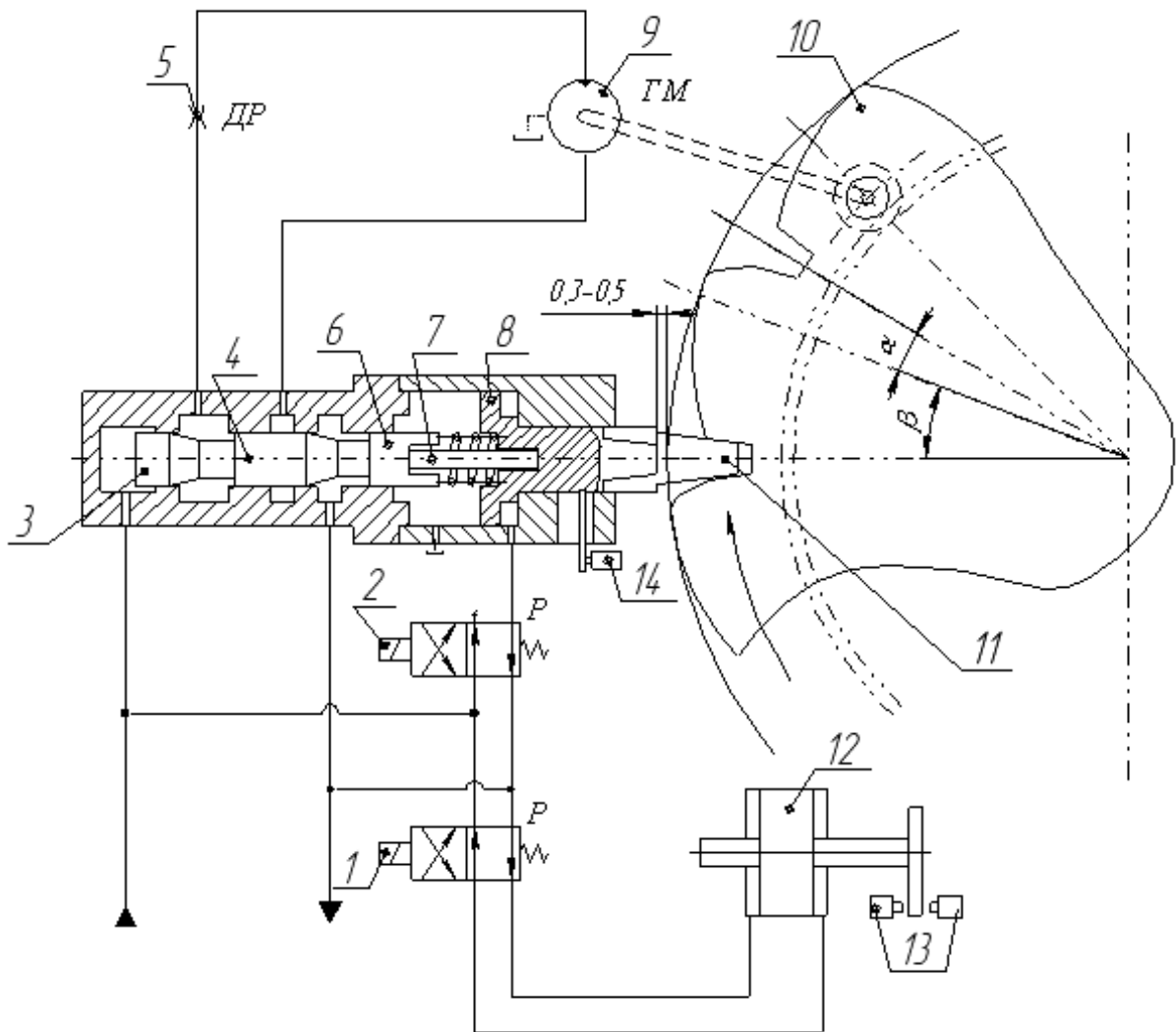


Рисунок 16 – Гидропривод поворотного механизма

В исходном положении электромагниты распределителей *1* и *2* обесточены. При повороте включаются электромагниты распределителей *1* (цилиндр *12* расцепляет торцовые зубья зубчатых венцов) и *2* (масло под давлением поступает в полость *8*, обеспечивая выход фиксатора *11* из паза диска *10*), толкателем *7* золотник *3* типа 361-41М смещается влево, соединяя камеры гидромотора *9* с напорной и сливной линиями. Гидромотор через зубчатую передачу поворачивает планшайбу в направлении, указанном стрелкой.

При подходе к заданному угловому положению устройство поиска в зоне

углового расположения паза на диске *10* отключает электромагнит распределителя *2*, в результате чего фиксатор *11* пружиной *6* и давлением в торцовой полости золотника *3* прижимается к наружной цилиндрической поверхности диска *10*. Далее при повороте в соответствии с профилем диска фиксатор *11* вместе с золотником *3* смещается вправо (на схеме), и золотник своими конусными поверхностями дросселирует поток масла одновременно на входе и выходе из гидромотора, обеспечивая его плавное торможение с контролем по пути (эффективность торможения может регулироваться путем изменения длины толкателя). После того как фиксатор заскакивает в паз диска, конечный выключатель *14* дает сигнал на выключение электромагнита *1* и цилиндр *12* вводит в зацепление торцовые зубья, обеспечивая точную фиксацию планшайбы. При этом возможность некоторого проворота гидромотора обеспечивается путем соединения его рабочих камер через паз *4* золотника (поскольку ход фиксатора *11* вправо ограничен упором, между фиксатором и пазом диска имеется боковой зазор). Блок микровыключателей *13* дает сигнал на продолжение цикла. Частота вращения при повороте может ограничиваться дросселем *5*.

В делительных механизмах необходимая точность угла поворота может быть достигнута без применения зубчатых венцов с торцовыми зубьями. В этом случае распределитель *1* и цилиндр *12* отсутствуют, а фиксатор *11* без зазора входит в паз диска *10*.

1.3.6 Гидроприводы устройств автоматической смены инструментов (АСИ). Устройствами АСИ оснащаются почти все группы станков. К этим устройствам относятся инструментальные магазины ИМ, манипуляторы, кантователи и др. Работа устройств АСИ связана определенной последовательностью движений, которая включает выбор нужного инструмента ИМ, его передачу на позицию смены, смену инструмента в шпинделе, на суппорте или револьверной головке, возврат в ИМ снятого инструмента.

Цикл смены инструмента разбивается на совмещенные по времени с обработкой заготовки и несовмещенные переходы. Время несовмещенных переходов должно быть, по возможности, уменьшено, и совмещенные движения при коротких операциях должны производиться достаточно быстро. Поэтому устройства АСИ должны обладать высоким быстродействием. Для гидравлического привода это означает, что при достаточно высоких скоростях движений, коротком времени разгона и торможения должна быть обеспечена плавность работы.

Инструментальные магазины в основном бывают барабанные и цепные.

Хорошо зарекомендовали себя в эксплуатации гидравлический привод магазина барабанного типа с гидромеханическим управлением торможением.

В варианте цепного магазина (см. рисунок 16) конструктивно трудно выполнить гидромеханическое управление торможением. Поэтому в данном случае применяют электрогидравлическое управление торможением с использованием дросселей со ступенчатым переключением (рисунок 17).

Манипулятор (автооператор) осуществляет передачу инструмента из магазина в шпиндель или на другую рабочую позицию (суппорт, револьверную го-

ловку) и обратно. Далее рассмотрен типовой цикл смены инструмента. Шпиндельная бабка с заменяемым в шпинделе инструментом на оправке устанавливается в позицию смены.

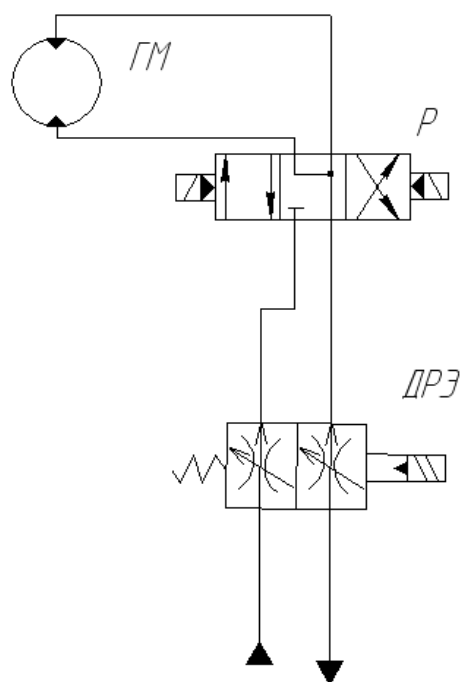


Рисунок 17 – Гидропривод поворотного механизма инструментального магазина барабанного типа

Манипулятор перемещается в сторону шпинделя и свободной рукой захватывает оправку с инструментом, производится разжим в шпинделе, рука манипулятора выдвигается (вдоль оси поворота) и вынимает оправку с инструментом из посадочного отверстия шпинделя. Затем рука поворачивается на 180° и втягивается вдоль оси. Новый инструмент вводится в шпиндель, зажимается, а манипулятор перемещается в исходное (промежуточное) положение между позицией обмена инструментом со шпинделем и позицией обмена инструментом с ИМ. Производится поиск свободного гнезда для установки снятого инструмента, выдвижение руки, перемещение манипулятора к ИМ, установка снятого инструмента в гнездо магазина, отвод манипулятора в исходное положение, поиск следующего инструмента, передача его в аналогичной последовательности в захват и перемещение манипулятора в исходную позицию, что соответствует готовности к следующей смене инструмента в шпинделе.

Обмен инструментом между шпинделем и манипулятором требует перерыва в обработке, поэтому время обмена, включая время выхода шпиндельной бабки в позицию смены, является несовмещенным, и эту часть цикла смены стремятся выполнить за возможно короткое время. Остальные движения манипулятора и ИМ происходят во время обработки заготовки (совмещенное время), но следующий инструмент должен быть подготовлен для смены во времени окончания работы предыдущего инструмента. Плавность торможения

в конце каждого из движений манипулятора может достигаться тормозными устройствами, встроенными в гидроцилиндры или выполненными в виде отдельных гидроаппаратов (путевых дросселей типа МДО).

На рисунке 18, а изображена типовая гидросхема управления манипулятором многоинструментального сверлильно-фрезерно-расточного станка с ЧПУ.

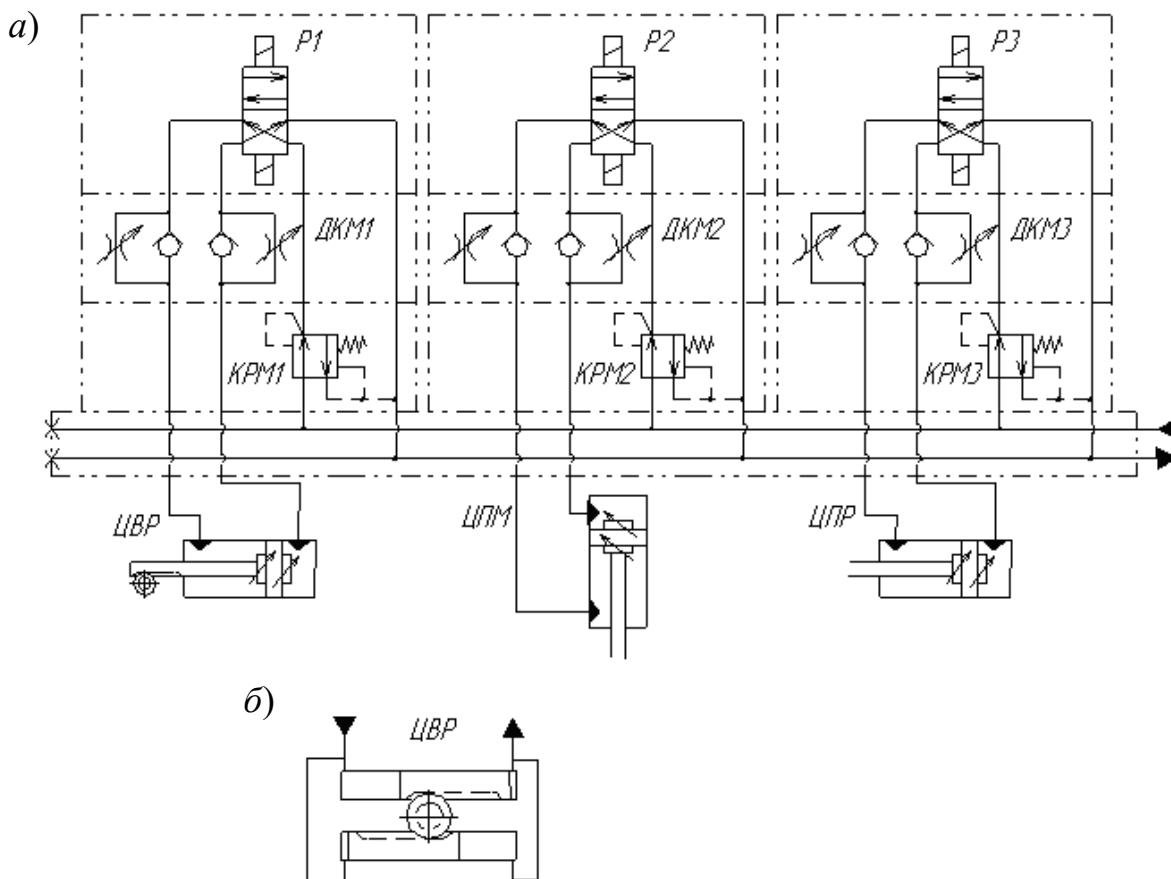


Рисунок 18 – Гидроприводы устройств автоматической смены инструмента

Гидроцилиндры выдвижения руки (ЦВР), поворота руки (ЦПР) и перемещения манипулятора (ЦПМ) оборудованы встроенными тормозными устройствами. Схемы управления каждым из этих гидроцилиндров включают двухпозиционные распределители P1–P3 с электроуправлением, дроссели с обратными клапанами ДР1–ДР2, включенные в рабочие гидролинии цилиндров, редукционные клапаны КР1–КР2 на входе в распределители. Вертикальный набор для каждого из цилиндров манипулятора состоит из редукционного клапана 2 типа КРМ, дросселей с обратными клапанами 3 типа ДКМ и распределителя 4 типа В.

Эти вертикальные наборы устанавливаются на единой плите 1 и вместе с ней образуют блок управления. Редукционные клапаны позволяют настраивать требуемое давление, а дроссели – скорости движения для каждого из гидроцилиндров независимо от других.

Часто для поворота инструментального магазина применяют плунжерные гидроцилиндры согласно рисунку 18, б.

Задание

1 Изучить виды гидравлических приводов главного движения, подачи и вспомогательных механизмов.

2 По заданию преподавателя (в зависимости от типа станка) произвести конкретный выбор указанных в п. 1 приводов.

Контрольные вопросы

1 Разработка циклограмма работы исполнительных звеньев.

2 Реализация элементов цикла гидравлическими средствами.

3 Структура гидропривода главного движения.

4 Структура гидропривода подачи.

5 Структура гидроприводов вспомогательных механизмов.

2 Практическое занятие № 2. Определение основных параметров гидродвигателей

Цель работы: ознакомление с расчетом размеров гидропанелей.

Общие сведения

В зависимости от давления в гидросистеме различают гидроприводы низкого (до 2 МПа), среднего (2...6,3 МПа) и высокого (6,3...20 МПа) давлений. Приводы низкого давления применяются главным образом в станках для чистовой обработки (шлифовальные, расточные), где имеются незначительные нагрузки и требуется низкий уровень колебаний давления. Приводы среднего давления мощностью до 20 кВт используются наиболее часто, обеспечивая высокие жесткость и точность; их преимущество – возможность использования дешевых пластинчатых и шестеренных насосов. Приводы высокого давления на базе поршневых насосов применяют в основном в мощных протяжных и строгальных станках, где они позволяют получить большую выходную мощность при ограниченных размерах гидродвигателей.

После составления принципиальной схемы, ориентируясь на определенный тип насоса, предварительно устанавливают величину рабочего давления (чаще $p = 4...6,3$ МПа).

Учитывая, что падение давления может достигать 10 % от рабочего давления (в гидроприводах низкого давления, например шлифовальных станков, – до 20 %), определяют максимальное давление в гидродвигателях – $p_H = (0,8...0,9)p$. В случае, когда p_H регулируется клапаном давления (редукционный клапан, клапан усилия зажима, регулятор давления для уравнивания

ющих цилиндров и т. д.), p_H принимается на 1 МПа меньше.

В процессе работы оборудования цилиндр преодолевает силы полезной нагрузки F_H , трения F_{mp} в направляющих и уплотнениях, веса G :

$$F_{cm} = F_H + F_{mp} + G, \quad (1)$$

а в динамических режимах – инерционные нагрузки $F_{ин}$, которые в металло-режущих станках чаще всего не совпадают по времени с действием полезных нагрузок. В этих случаях нагрузки, преодолеваемые цилиндрами при разгоне и торможении, могут определяться по формулам (для вертикального движения):

– ускорение вверх

$$F_{дин} = m \cdot a_1 + G + F_{mp};$$

– замедление вниз

$$F_{дин} = m \cdot a_2 + G - F_{mp};$$

– ускорение вниз

$$F_{дин} = m \cdot a_1 - G + F_{mp};$$

– замедление вверх

$$F_{дин} = m \cdot a_2 + G - F_{mp}, \quad (2)$$

где m – приведенная к поршню масса подвижных частей цилиндра, приводимого механизма и масса масла в напорном и сливном трубопроводах (для предварительных расчетов можно принять заданную массу механизма), кг;

a_1, a_2 – ускорения разгона и торможения,

$$a_1 = 0,139 \cdot \frac{V_1^2}{x_1}; \quad a_2 = 0,139 \cdot \frac{V_2^2}{x_2}, \quad (3)$$

где V_1, V_2 – скорости поршня на рабочем и холостом ходу, м/мин;

x_1, x_2 – пути разгона и торможения, обычно принимают x_1 и x_2 равным 5...6 мм.

Для горизонтального движения $G = 0$.

После сравнения между собой статической и динамической нагрузок в качестве расчетной выбирается наибольшая.

Диаметр цилиндра определяется по следующей формуле:

$$D = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{F}{\Delta p \cdot \eta_m}}, \quad (4)$$

где Δp – перепад давлений в напорной (поршневой) и сливной полостях, $\Delta p = p_n - p_{сл}$ ($p_{сл} = 0,2..0,3$ МПа);

η_m – механический КПД цилиндра, $\eta_m = 0,95...0,98$.

Если напорной является штоковая, то

$$\Delta p = p_n \cdot \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \right) - p_{сл},$$

где отношение d (диаметр штока) и D (диаметр цилиндра) обычно равны 0,5.

Рассчитанный по формуле (4) диаметр цилиндра, а затем диаметр штока $d = D/2$ уточняются по нормальному ряду диаметров поршней и штоков: 1; 2; 2,5; 3; 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; (220); 250; 280; 320; (360); 400. Необходимо принять большее значение.

После окончательного принятия диаметров D и d вычисляем перепад давлений в цилиндре:

$$\Delta p_1 = \frac{1,33 \cdot F_1}{D^2 \cdot \eta_m}; \quad \Delta p_2 = \frac{1,33 \cdot F_2}{(D^2 - d^2) \cdot \eta_m}, \quad (5)$$

где F_2 – сила при холостом ходе, $F_2 = \frac{F_1}{2}$;

F_1, F_2 – нагрузки, преодолеваемые силами давлений поршневой и штоковой полостей, Н. Если зажим осуществляется в i точках, то $F_1 = \frac{F}{i}$.

Поворотные гидродвигатели и гидромоторы развивают момент M , преодолевающий момент от инерционной нагрузки M_u , момент от нагрузок M_n и силы трения $M_{тр}$:

$$M = M_u + M_n + M_{тр}. \quad (6)$$

Момент M_u определяется по формуле

$$M_u = I \cdot \varepsilon, \quad (7)$$

где I – момент инерции поворотного механизма и гидромотора, приведенный к валу гидромотора, Н·м²;

ε – угловое ускорение.

$$\varepsilon = 0,313 \cdot \frac{n^2}{\varphi_n}, \quad (8)$$

где n – частота вращения вала гидромотора, мин⁻¹;

φ_n – угол поворота вала гидромотора, на котором происходит разгон или торможение, $\varphi_n = \frac{\Phi}{2}$ (Φ – угол поворота вала гидромотора в следующую позицию).

Требуемый рабочий объем гидромотора рассчитывается по формуле

$$V_{OT} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M}{\Delta p_{ГД} \cdot \eta_m}, \quad (9)$$

где $\Delta p_{ГД}$ – перепад давлений в гидромоторе, $\Delta p_{ГД} = p_H - p_{СЛ}$;

η_m – механический КПД гидромотора, $\eta_m \approx 0,9$.

По таблице 1 с учетом V_{OT} принимается гидромотор с рабочим объемом V_0 . Необходимо принять большее значение.

Таблица 1 – Рабочие объемы гидромоторов типа Г15-2

Тип	Г15-21Р	Г15-22Р	Г15-23Р	Г15-24Р	Г15-25Р
Рабочий объем, см ³	11,2	20	40	80	160

Перепад давлений на принятом гидромоторе рассчитывается по формуле

$$\Delta p_{ГД} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M}{V_{OT} \cdot \eta_m}. \quad (10)$$

Результаты расчетов гидродвигателей вносят в таблицу 2.

Таблица 2 – Определение размеров гидродвигателей

Гидродвигатель	Исходные данные и рассчитанные величины				Принятые величины				
	F , Н	M , Н·м	τ_1 , с	V_0 , см ³	D , мм	d , мм	$p_{ГД1}$, МПа	$p_{ГД2}$, МПа	V_0 , см ³
									
									

Задание

В соответствии с заданным в практическом задании №1 станком произвести расчет основных параметров гидродвигателя.

Контрольные вопросы

1 Порядок расчетов для определения размеров гидродвигателей.

3 Практическое занятие № 3. Построение циклограммы работы гидропривода и выбор источников давления

Цель работы: приобретение практических навыков в построении циклограммы работы гидроприводов.

Общие сведения

Для построения циклограммы работы гидропривода заполняем таблицу 3, используя следующие зависимости. Расходы жидкости для цилиндров:

– с поршневой полостью

$$Q_i = V_1 \cdot \frac{D^2}{1270};$$

– со штоковой полостью

$$Q_i = V_2 \cdot \frac{D^2 - d^2}{1270}, \quad (11)$$

где V_1, V_2 – скорости перемещения поршней в соответствующем направлении ($V_1 = V_2$, если V_2 не задано).

Время перемещения поршня на величину хода S со скоростями V_1 и V_2 определяют по следующим формулам:

$$\tau_1 = 0,06 \cdot \frac{S}{V_1}; \quad \tau_2 = 0,06 \cdot \frac{S}{V_2}. \quad (12)$$

Таблица 3 – Данные для построения циклограммы

Гидро-двигатель	Исходные данные							Определяемые величины		
	D , мм	d , мм	V_o , см ³	S , мм	V_1 , м/мин	n , мин ⁻¹	φ , град	Q_1 , л/мин	Q_2 , л/мин	τ_1 , с
Ц1										
ГМ										

Для гидромотора расход жидкости и время перемещения рассчитывают по формулам

$$Q_1 = Q_2 = \frac{n \cdot V_o}{\eta_o} \cdot 10^{-3}; \quad (13)$$

$$\tau_1 = \tau_2 = \frac{60}{n \cdot Z},$$

где Z – число позиций, $Z = \frac{360^\circ}{\varphi}$ (где φ – угол поворота);

n – частота вращения, мин⁻¹.

Результаты расчетов расходов и времени перехода заносят в таблицу 3.

Затем разрабатывается типовой цикл работы гидропривода [1] (последовательность работы гидродвигателей), обеспечивающий работу станка в штатном режиме. К примеру, если МПИМ – мотор поворота инструментального магазина, ЦПДВБ – цилиндр переключения двухвенцовых блоков, ЦЗ – цилиндр зажима, ЦСД – цилиндры синхронного движения, ЦП – цилиндр перемещения, то типовой цикл можно записать следующим образом:

МПИМ → ЦПДВБ → ЦЗ → ЦСД → ЦП → ЦП → ЦСД → ЦЗ → ЦПДВБ.

По результатам записей в таблице 3 необходимо построить циклограмму (рисунок 19). На эпюрах расходов жидкости отдельных гидродвигателей рекомендуется указывать расход Q и время перехода τ , а сверху – порядковый номер перехода. Суммарную эпюру расходов строят путем сноса и сложения (если требуется) отдельных эпюр расходов гидродвигателей.

Для выбора источников давления заполняют таблицу 4, используя данные таблицы 3 и циклограммы работы гидропривода.

Таблица 4 – Выбор источников давления

Номер перехода	Наименование перехода	Время перехода τ , с	Суммарный расход масла Q_i , л/мин	Объем масла, л		$V_i = V_{Hi} - V_{Ti}$	Давление в конце перехода P_n , МПа
				требуемый насосом V_{Ti}	подаваемый насосом V_{Hi}		
1	МПИМ						
...	...						
9	ЦПДВБ						

Для заполнения таблицы 4 необходимо рассчитать следующие зависимости. Требуемый объем масла в каждом переходе цикла

$$V_{Ti} = \frac{Q_i \cdot \tau_i}{60}, \quad (14)$$

где i – номер перехода.

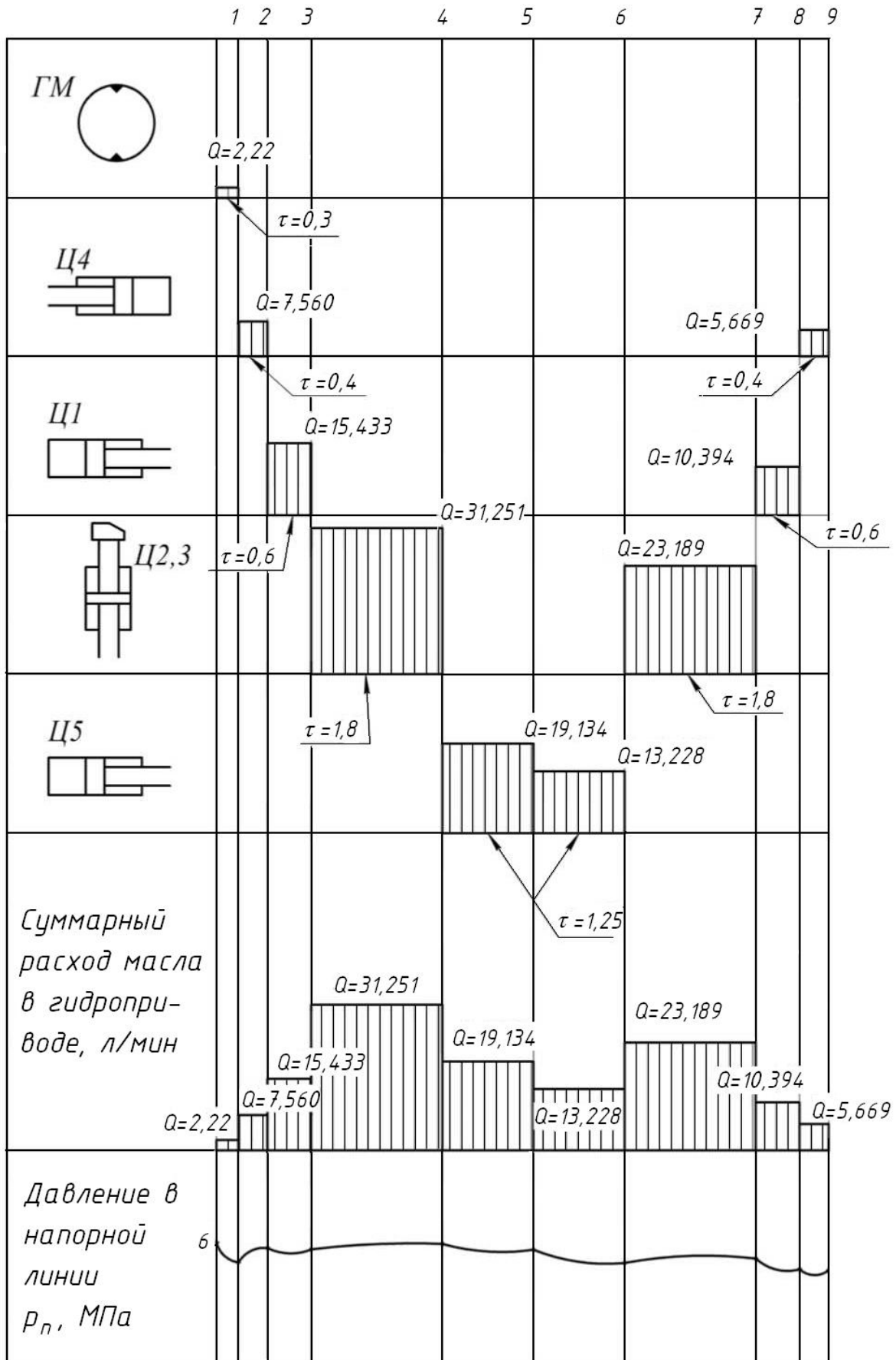


Рисунок 19 – Пример построения циклограммы

Требуемый объем масла за весь цикл

$$\sum V_{Ti} = V_{T1} + V_{T2} + V_{T3} + \dots + V_{Ti}, \quad (15)$$

где i – количество переходов цикла.

Требуемая подача насоса

$$Q_{HT} = 60 \cdot \frac{\sum V_{Ti}}{\tau_{\text{ц}}}, \quad (16)$$

где $\tau_{\text{ц}}$ – время цикла, $\tau_{\text{ц}} = \sum \tau_i$.

Исходя из Q_{HT} , P_n выбираем насос по [1].

Объем масла, подаваемый нерегулируемым насосом за τ_i каждого перехода, вычисляется по формуле

$$V_{Hi} = \frac{Q_H \cdot \tau_i}{60}, \quad (17)$$

где Q_H – максимальная подача насоса (из технической характеристики [1]) при эксплуатации в номинальном режиме.

Разность требуемых объемов для каждого перехода

$$V_i = V_{Hi} - V_{Ti}. \quad (18)$$

Задавшись величиной давления зарядки, принимая во внимание ΔV_{max} , выбирают аккумулятор [1], обеспечивающий поддержание необходимой величины давления в гидросистеме. Затем, учитывая ΔV_i для каждого перехода (см. таблицу 4) по номограмме [1] для принятого аккумулятора, определяют давление p_n в конце перехода. На циклограмме строят график изменения p_n (см. рисунок 1). Необходимо иметь в виду, что изменение p_n в промежутках между переходами происходит по кривой выпуклостью вверх (увеличение p_n) и выпуклостью вниз (уменьшение p_n).

Задание

Для заданного (практическое занятие № 1) станка построить циклограмму работы гидропривода.

Контрольные вопросы

1 Порядок разработки циклограммы работы исполнительных звеньев.

4 Практическое занятие № 4. Выбор гидроаппаратуры и трубопроводов

Цель работы: приобретение навыков выбора гидроаппаратуры и трубопроводов.

Общие сведения

Согласно принципиальной гидросхеме подбирается аппаратура и другие узлы гидропривода по их функциональному назначению, величине условного прохода и способу исполнения [1, 2]. Для каждого типоразмера гидроаппаратуры по ее технической характеристике определяются потери давления и величина допустимых утечек.

Аппаратура подбирается по величине давления и пропускаемому расходу (см. таблицу 3). Потери давления p_n и допустимые утечки в аппаратуре $Q_{ут}$ находят в технической характеристике [1]. При этом нужно иметь в виду, что p_n указаны для номинального расхода Q_n . Если аппарат пропускает некоторый расход Q , то потери давления в гидроаппарате p_a при этом расходе определяются по формулам:

– для распределителей

$$p_a = p_n \left(\frac{Q}{Q_n} \right)^2 ; \quad (19)$$

– для предохранительных, переливных, обратных и других нормально закрытых клапанов

$$p_a = p_n \frac{Q}{Q_n} . \quad (20)$$

Потери давления находятся при совершении гидродвигателем прямого (рабочего) хода. Все данные сводят в таблицу 5.

Таблица 5 – Выбор гидроаппаратуры

Наименование	Тип	Расход пропускаемый Q , л/мин	Расход номинальный Q_n , л/мин	Перепад давлений номинальный p_n , МПа	Перепад давлений рабочий p_a , МПа	Утечки $Q_{ут}$, см ³ /мин
Распределитель						
Клапан обратный						
...						

При выборе диаметра трубопровода необходимо учитывать рекомендацию,

регламентирующую скорость V_M потоков жидкости в трубопроводах в зависимости от их назначения и номинального давления p_n (таблица 6).

Таблица 6 – Скорости потоков жидкости

p_n , МПа	2,5	6,3	16	32
V_M , м/с, не более	2	3,2	4	5

Для сливных линий обычно принимают $V_M = 2$ м/с, а для всасывающих – $V_M \leq 1,6$ м/с.

Внутренний диаметр трубопровода, по которому проходит масло:

$$d = 4,6 \cdot \sqrt{Q_{\max} / V_M}. \quad (21)$$

Минимально допустимая толщина стенки трубопровода

$$j = \frac{p \cdot d}{2 \cdot \tau_{\text{сп}}} \cdot k_{\delta}, \quad (22)$$

где $\tau_{\text{сп}}$ – предел прочности на растяжение материала трубопровода: для стали 10 – $\tau_{\text{сп}} = 343$ МПа; для стали 20 – $\tau_{\text{сп}} = 412$ МПа; для стали 35 – $\tau_{\text{сп}} = 510$ МПа; для стали 45 – $\tau_{\text{сп}} = 589$ МПа;

k_{δ} – коэффициент безопасности, рекомендуется $k_{\delta} = 4 \dots 8$.

По рассчитанной толщине стенки j принимается ее стандартное значение. Затем с учетом потребного внутреннего диаметра d определяется наружный диаметр трубы d_H , который имеет стандартную величину (таблица 7). Не рекомендуется толщину стенки j принимать менее 0,5 мм.

Таблица 7 – Основные размеры бесшовных холоднодеформированных труб

d_H , мм	j , мм
1	2
5	0,3...1,5
6	0,3...2
7...9	0,3...2,5
10	0,3...3,5
11, 12	0,3...5,5
13...15	0,3...4
16...19	0,3...5
20	0,3...6
21...23	0,4...6
24	0,4...6,5
25...28	0,4...7

Окончание таблицы 7

1	2
30	0,4...8
32...36	0,4...8
38...40	0,4...9
42	1...9
45...48	1...10
50	1...12

Выбрав трубопровод по наружному диаметру и толщине стенки, необходимо пересчитать его внутренний диаметр, т. к. в дальнейших расчетах учитывается именно он.

Задание

Для заданного (практическое занятие № 1) станка провести выбор управляющей гидроаппаратуры и определить проходные сечения трубопроводов.

Контрольные вопросы

- 1 Порядок выбора гидроаппаратуры.
- 2 Методика расчета трубопроводов.
- 3 Определение расхода, пропускаемого гидроаппаратурой и трубопроводами.
- 4 Выбор управляющей гидроаппаратуры и вспомогательного оборудования.
- 5 Определение проходных сечений трубопровода и толщины его стенки.

5 Практическое занятие № 5. Определение потерь давления и КПД

Цель работы: ознакомление с расчетом определения потерь и КПД.

Общие сведения

Потери в гидроприводе необходимо определять исходя из режима течения рабочей жидкости, который определяется числом Рейнольдса. Для трубопроводов (каналов) круглого сечения

$$R_e = 21200 \cdot \frac{Q}{d \cdot \nu}, \quad (23)$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости, зависящий от марки принятого минерального масла (таблица 8), мм²/с.

Таблица 8 – Кинематическая вязкость применяемых марок гидравлических масел

Марка масла	Кинематическая вязкость, мм ² /с
ИГП-18	16,5...20,5
ИГП-30	28...31
ИГП-38	35...40

Если $Re > Re_{кр}$, то режим течения масла турбулентный [2].

Если $Re < Re_{кр}$, то режим течения масла ламинарный.

При этом $Re_{кр} = 2300$ для гладких круглых труб.

При этом $Re_{кр} = 1600$ для гибких резиновых рукавов.

Определим потери давления по длине трубопровода. Если режим течения ламинарный, то потери давления в трубопроводе длиной L , м, при внутреннем диаметре d , мм, и расходе Q , л/мин, вычисляются следующим образом:

$$\Delta p_{mp} = 0,62 \cdot \frac{v \cdot Q_i \cdot L_i}{d^4}. \quad (24)$$

Если режим турбулентный, то

$$\Delta p_{mp} = 7,8 \cdot \frac{Q_i^2 \cdot L_i}{d^5}. \quad (25)$$

Потери давления в различных местных сопротивлениях

$$\Delta p_m = 0,21 \cdot \frac{Q^2}{d^4} \cdot \sum \xi_m, \quad (26)$$

где ξ_m – коэффициент местного сопротивления.

Потери давления в последовательно подключенных аппаратах определяются по таблице 5 и суммируются:

$$\Delta p_a = \Delta p_p + \Delta p_{др} + \Delta p_{кл} + \dots, \quad (27)$$

где Δp_p – потери давления в распределителе;

$\Delta p_{др}$ – потери давления в дросселе;

$\Delta p_{кл}$ – потери давления в клапане и т. д.

Потери давления на преодоление всех видов сопротивлений

$$\Delta p_{\Pi} = \Delta p_{mp} + \Delta p_m + \Delta p_a. \quad (28)$$

При применении одноштокового цилиндра расходы поршневой Q_1 и што-

ковой Q_2 полостей различны, поэтому потери давления p_{II} на каждом из параллельных участков находят отдельно для напорной $p_{НИ}$ и сливной $p_{СЛ}$ гидролиний (таблицы 9 и 10). Тогда потери давления в этом случае определяются как

$$\Delta p_{II} = \Delta p_{НИ} + \Delta p_{СЛ}, \quad (29)$$

а полные потери на участке гидропривода как

$$\Delta p = \Delta p_{II} + \Delta p_{ГД} = p_{II}, \quad (30)$$

где $\Delta p_{ГД}$ – перепад давления в гидродвигателе при совершении рабочего хода (см. таблицу 2);

p_{II} – давление в конце перехода (см. таблицу 4).

Полученные данные сводим в таблицы 9 и 10.

Таблица 9 – Определение потерь давления в напорной гидролинии

Участок гидропривода	Q , л/мин	По длине трубопровода				В местных сопротивлениях		В гидроаппаратуре				Полные $\Delta p_{НИ}$, МПа
		d , мм	Re	L , м	$\Delta p_{тр}$, МПа	ξ	Δp_m , МПа	$\Delta p_{рег}; \Delta p_{др}$, МПа	$\Delta p_{р1}$, МПа	$\Delta p_{ко}$, МПа	$\Delta p_{дкм}$, МПа	
Ц1												
...												
ГМ												

Таблица 10 – Определение потерь давления в сливной гидролинии

Участок гидропривода	Q , л/мин	По длине трубопровода				В местных сопротивлениях		В гидроаппаратуре				Полные $\Delta p_{СЛ}$, МПа
		d , мм	Re	L , м	$\Delta p_{тр}$, МПа	ξ	Δp_m , МПа	$\Delta p_{р1}$, МПа	$\Delta p_{др}$, МПа	$\Delta p_{дкм}$, МПа	$\Delta p_{рег}$, МПа	
Ц1												
...												
ГМ												

Определяют гидравлический КПД участка по формуле

$$\eta_{Г} = \frac{\Delta p_{ГД}}{\Delta p_{II}}, \quad (31)$$

а также объёмный КПД участка

$$\eta_o = \frac{Q}{Q + \sum Q_{УГ}} \cdot \eta_{ог}, \quad (32)$$

где Q – расход рабочей жидкости гидродвигателем (см. таблицу 3);

$\Sigma Q_{ут}$ – сумма утечек в аппаратуре участка (см. таблицу 5);

$\eta_{ог}$ – объёмный КПД гидродвигателя, для цилиндра $\eta_{ог} = 1$.

Рассчитывают общий КПД участка без учёта КПД насоса по формуле

$$\eta = \eta_{г} \cdot \eta_{о} \cdot \eta_{м}, \quad (33)$$

и полный КПД гидропривода

$$\eta_{гп} = \frac{p_1 + p_2 + p_3 + \dots + p_m}{\frac{p_1}{\eta_1} + \frac{p_2}{\eta_2} + \frac{p_3}{\eta_3} + \dots + \frac{p_m}{\eta_m}} \eta_n, \quad (34)$$

где p_1, \dots, p_m – полезная мощность гидродвигателя отдельного участка;

η_1, \dots, η_m – КПД отдельных участков;

η_n – полный КПД насоса [1].

Полезная мощность для гидроцилиндров

$$P_{п} = \frac{F \cdot V}{60}, \quad (35)$$

где F – преодолеваемая нагрузка при прямом (рабочем) ходе;

V – скорость перемещения при преодолении этой нагрузки.

Полезная мощность для поворотного гидромотора

$$P_{п} = \frac{M \cdot \pi \cdot n}{30}. \quad (36)$$

Расчеты сводят в таблицу 11.

Таблица 11 – Определение КПД гидропривода

Участок гидропривода	p_n	$\Delta p_{ГД}$	$\eta_{г}$	$Q_{ум},$ л/мин	$Q,$ л/мин	$\eta_{ог}$	$\eta_{о}$	$\eta_{м}$	η	$P_{п},$ кВт	$\eta_{гп}$
Ц1											
...											
ГМ											

Задание

Для заданного (практическое занятие № 1) станка рассчитать КПД гидро-системы.

Контрольные вопросы

1 Определение потерянной мощности в гидроприводе.

2 Методы расчета КПД гидросистемы.

6 Практическое занятие № 6. Расчет насосной установки

Цель работы: изучение расчета насосной установки.

Общие сведения

Определяют потери мощности в насосе и гидроприводе:

$$P_{ном} = \frac{\left(P_{н1} - \frac{\Delta p_{ГД1} \cdot Q_1}{60} \right) \cdot \tau_1 + \dots + \left(P_{ни} - \frac{\Delta p_{ГДи} \cdot Q_i}{60} \right) \cdot \tau_i}{\tau_1 + \dots + \tau_i}, \quad (37)$$

где $P_{н1}, \dots, P_{ни}$ – мощность, потребляемая насосом в каждом переходе цикла работы станка;

$\Delta p_{ГДи}, Q_i$ – перепады давлений и расходы масла, требующиеся для преодоления нагрузки гидродвигателя на каждом переходе цикла соответственно, МПа и л/мин;

τ_1, \dots, τ_i – время переходов.

Для нерегулируемого насоса, работающего в режиме постоянного давления:

$$P_n = \frac{P_{п} \cdot Q_i}{60 \cdot \eta}. \quad (38)$$

Для нерегулируемого насоса $Q_i = Q_H = \text{const}$.

Необходимый объем масла в баке

$$V = 27000 \cdot \sqrt{\left(\frac{P_{ном}}{\Delta t} \right)^3}, \quad (39)$$

где Δt – рекомендуемое допустимое превышение установившейся температуры масла в баке над температурой окружающей среды, $\Delta t = 35$ °С.

Гидропривод станка работает в повторно-кратковременном режиме. В этих условиях электродвигатель привода насоса подбирается по эквивалентной мощности

$$P_{экв} = \sqrt{\frac{P_1^2 \cdot \tau_1 + P_2^2 \cdot \tau_2 + P_3^2 \cdot \tau_3 + P_4^2 \cdot \tau_4 + P_5^2 \cdot \tau_5}{\tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \tau_4 + \tau_5}}. \quad (40)$$

Причем в каждом из переходов цикла длительностью τ_i , с, мощность не

должна превышать максимально допустимого значения для выбранного типа электродвигателя:

$$P_{\max} \approx P_{\text{ном}} \cdot \frac{M_{\max}}{M_{\text{ном}}} \quad (41)$$

Величины $P_{\text{ном}}$ и $M_{\max}/M_{\text{ном}}$ определяют по каталогу электродвигателей. Для электродвигателей серии 4А $M_{\max}/M_{\text{ном}} = 1,7 \dots 2,2$.

Задание

Для заданного (практическое занятие № 1) станка рассчитать параметры и выбрать насосную установку.

Контрольные вопросы

- 1 Определение объема бака.
- 2 Выбор приводного электродвигателя.
- 3 Порядок выбора гидронасоса.

Список литературы

- 1 **Свешников, В. К.** Станочные гидроприводы : справочник / В. К. Свешников. – 6-е изд., перераб. и доп. – Санкт-Петербург : Политехника, 2015. – 627 с.
- 2 Гидравлика: учебник и практикум для академического бакалавриата / В. А. Кудинов [и др.]; под ред. В. А. Кудинова. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва: Юрайт, 2018. – 386 с.