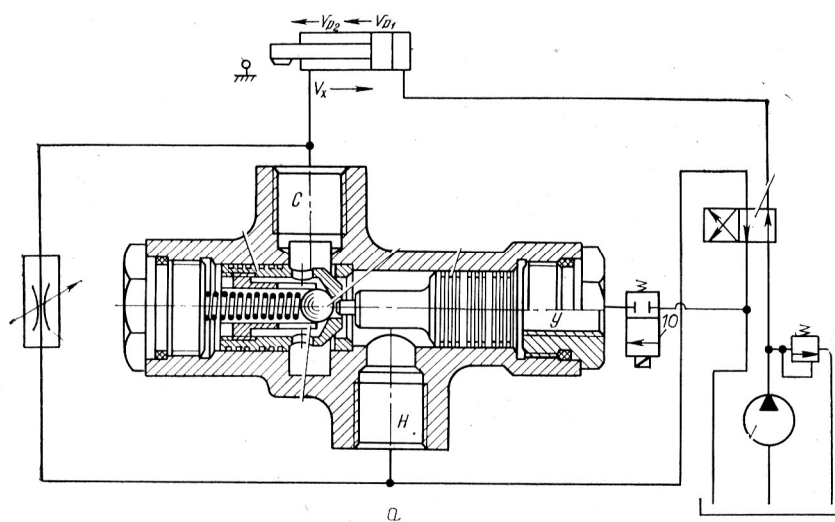


В.П. Корпачев, В.И. Дитрих, И.В. Губин

# Основы проектирования объемного гидропривода



Красноярск  
2006

Федеральное агентство по образованию

ГОУ ВПО «Сибирский государственный технологический университет»

В.П. Корпачев, В.И. Дитрих, И.В. Губин

## ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

Рекомендовано Учебно-методическим объединением по образованию в области лесного дела в качестве учебного пособия для изучения теоретической части курса и самостоятельной подготовки, выполнения практических работ и курсового проектирования для студентов специальности 250401.65 очной и заочной формы обучения

Красноярск  
2006

УДК 621.2

К688

Корпачев, В.П. Основы проектирования объемного гидропривода: Учебное пособие для изучения теоретической части курса и самостоятельной подготовки, выполнения практических работ и курсового проектирования для студентов специальности 250401.65 очной и заочной формы обучения /В.П. Корпачёв, В.И. Дитрих, И.В. Губин. – Красноярск: СибГТУ, 2006. – 143 с.

Изложены сведения о порядке проектирования объемного гидропривода, приведена методика расчета основных параметров гидропривода, выбора элементов гидропривода, разработка гидравлической схемы гидропривода.

Илл. 54, табл. 41, библиогр. назв. 15, приложений 2.

Рецензенты: профессор Каверзин С.В. (Красноярский государственный технический университет);  
доц. Алексеев В.Г. (методический совет СибГТУ)

© Корпачев В.П.

© Дитрих В.И.

© Губин И.В.

© ГОУ ВПО «Сибирский государственный технологический университет, 2006

## Содержание

Предисловие к третьему изданию .....	4
Введение.....	5
1. Общие вопросы проектирования.....	6
1.1. Состав проекта, представляемого к защите .....	6
1.2. Требования к оформлению проекта.....	6
1.3. Оформление графической части .....	7
1.4. Оформление пояснительной записки .....	10
1.5. Общие сведения о проектировании ОГП.....	11
2. Проектирование системы ОГП.....	22
2.1. Составление принципиальной схемы ОГП.....	22
2.2. Некоторые типовые схемы, применяемые в гидроприводах .....	25
3. Исполнительные органы ОГП .....	34
3.1. Классификация исполнительных органов.....	34
3.2. Гидроцилиндры возвратно-поступательного действия .....	34
3.3. Конструкции гидроцилиндров .....	35
3.4. Гидроцилиндры машин лесной промышленности.....	41
3.5. Гидроцилиндры – выбор или проектирование .....	46
3.6. Проектный (уточненный) расчет гидроцилиндров поступательного действия .....	49
3.7. Порядок расчета гидроцилиндра для поворотного устройства .....	57
3.8. Упрощенный расчет гидроцилиндров поступательного действия.....	59
3.9. Расчет на устойчивость гидроцилиндров поступательного действия .	61
3.10. Расчет гидроцилиндров на прочность .....	63
3.11. Насосы и гидромоторы.....	65
4. Регулирующие, запорно-регулирующие элементы гидропривода.....	86
4.1. Регуляторы давления .....	86
4.2. Регуляторы расхода рабочей жидкости.....	92
5. Распределители потока рабочей жидкости .....	98
5.1. Крановые гидрораспределители.....	99
5.2. Золотниковые гидрораспределители .....	99
5.3. Выбор рабочей жидкости.....	110
5.4. Разработка монтажной схемы.....	113
6. Трубопроводы.....	116
7. Потери напора (давления) в системе гидропривода.....	119
8. Объемные потери в системе гидропривода.....	125
9. КПД гидропривода.....	126
10. Тепловой расчет гидросистемы.....	127
Заключение .....	129
Библиографический список .....	130
Приложения .....	131

## ПРЕДИСЛОВИЕ К ТРЕТЬЕМУ ИЗДАНИЮ

Учебное пособие «Проектирование объемного гидропривода» подготовлено в соответствии с требованием государственного образовательного стандарта подготовки специалиста по специальности 250401 Лесоинженерное дело, 170400 по дисциплине «Гидравлика». Курс «Гидравлика» общим объемом 100 часов изучается в течение 5-6 семестров. По специальности 250401 Лесоинженерное дело в рабочем учебном плане дисциплина «Основы проектирования объемного гидропривода» выделена в отдельную объемом 70 часов.

Предусмотренная рабочим учебным планом курсовая работа по *объемному гидроприводу* (ОГП) является замыкающим звеном учебного процесса по дисциплине «Гидравлика», состоящего из лекционного курса, лабораторных и практических занятий и курсовой работы, объединённых в учебно-методический комплекс. Значительная часть учебного времени (примерно 40 – 50%) отводится на *самостоятельную работу* студентов, частью которой является курсовая работа.

Цель настоящего пособия – обеспечить *методическое руководство* по выполнению курсовой работы. Суть же самой работы заключается в подготовке студента к будущей практической инженерной деятельности на производстве.

Настоящее пособие отличается от предыдущих изданий максимальным, насколько это возможно в учебном процессе, приближением к *практическому проектированию*.

В частности введён новый раздел «Сбор и анализ информации» о гидроприводах машин аналогов. Особое внимание уделено разработке схем системы ОГП, которая производится на нескольких уровнях: от функциональной до монтажной. Разработка систем ориентирована на системный подход. Значительно переработана общая последовательность проектирования: введена процедура *кинематического расчёта нагрузок*, воздействующих на исполнительные органы (гидроцилиндры, гидромоторы), и их выбор из числа серийно выпускаемых, наряду с их расчётом и проектированием. Содержание задания привязывается к конкретной машине или оборудованию. Введено определение скорости срабатывания гидроцилиндров из производительности машины. Значительно изменена форма задания.

Соответствующие перечисленным изменениям разделы написаны В.И. Дитрихом, дополнения и переработка остального материала, а также общая редакция принадлежит В.П. Корпачёву.

Авторы будут благодарны всем читателям, использующим данное пособие, пожелавшим указать на замеченные возможности улучшения и опечатки, которые можно направлять по адресу: 660049, г. Красноярск, пр. Мира, 82, СибГТУ, кафедра использования водных ресурсов, тел. (8-3912) 275979, E-mail: ivr@sibstu.kts.ru

## **ВВЕДЕНИЕ**

В настоящее время невозможно представить развитие любой отрасли промышленности без гидравлического привода машин (гидропривод).

Гидравлический привод применяется в лесозаготовительных и лесохозяйственных машинах, дорожно-строительных, подъемно-транспортных, сельскохозяйственных и других машинах различного технологического назначения. Это объясняется большим преимуществом гидропривода: плавность и равномерность движения рабочих органов, возможность получения больших передаточных отношений, простота преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное, быстрое реверсирование, небольшой вес и габариты и т.д.

Впервые идею применения гидропривода высказал в конце XVII века Блез Паскаль, который указал на возможность создания гидравлического пресса. Эта идея Паскаля была использована в 1859-1861 гг. Хайзвеллом при конструкции первого гидравлического штамповочного пресса. В дальнейшем гидропривод долгое время применялся лишь для создания кузнечно-прессового оборудования.

В настоящее время в лесной и деревообрабатывающей промышленности гидропривод находит применение на всех стадиях производственного процесса, начиная с валки деревьев на лесосеке и кончая погрузкой готовой лесопроductии на транспорт.

Таким образом, с развитием и совершенствованием техники в лесном комплексе будет повышаться роль и значимость гидропривода.

## 1 ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ\*

Все процессы проектирования делятся на два типа: рутинные и творческие. При рутинном проектировании используются типовые схемы и проекты, типовые элементы (части схем) и проектов. В результате получаются типовые проекты (или схемы), *привязанные* к конкретным условиям. Творческое проектирование отличается наличием поиска новых, *отсутствующих в практике* решений. Учебный процесс включает оба вида проектирования. На его базе вырабатывается *индивидуальная инженерная технология*, определяющая профессиональный уровень инженера.

### 1.1 Состав проекта, представляемого к защите

Проект, представляемый к защите, является результатом длительного поэтапного процесса приближения к «оптимальному» варианту решения поставленной задачи. Это чистовое оформление одного выбранного автором результата многочисленных поисков и решений.

Представляемый проект должен содержать 1 – 2 листа чертежей схем, формата А1 и пояснительную записку. В графической части представляются принципиальная и монтажная схемы.

Пояснительная записка содержит: задание на проектирование (техническое задание), информационный материал об имеющихся на практике аналогичных разработках, его анализ и выбранное *направление* дальнейшей работы; обоснование принятых решений в виде расчётов или словесных (описательных) обоснований. Пояснительная записка заканчивается кратким резюме о преимуществе разработанного привода и перечнем аспектов, выносимых на защиту.

### 1.2 Требования к оформлению проекта

Оформление представляемого к защите проекта производится на основании «Единой системы конструкторской документации» и разработанных на её базе внутренних стандартов СибГТУ (СТП): «Единой системы конструкторской документации» - *оформление графических документов* (СТП СибГТУ, 2001г.) и «Единой системы конструкторской документации» - *оформления текстовых документов* (СТП СибГТУ, 1998г.).

### 1.3 Оформление графической части

---

\* Процесс работы над «Курсовым проектом» или над «Курсовой работой» является *проектированием*. Ниже именно в этом смысле будет использоваться этот термин. Курсовой проект отличается от курсовой работы тем, что в его составе обязательно присутствуют *рабочие чертежи*, разрабатываемые при проектировании. Графическая часть курсовой работы содержит только *схемы*.

Гидравлические системы (системы ОГП в том числе) изображаются на чертежах в виде условных схем. Отечественные стандарты предусматривают символическое изображение элементов и схем, соответствующее международной практике. Согласно ЕСКД схемы делятся на следующие типы: структурные, функциональные, принципиальные (полные), монтажные (соединений), подключения, общие, расположения. При разработке рабочих проектов ОГП на практике используются два типа схем: принципиальные и монтажные. Иногда в пояснительных записках используются структурные схемы.

В учебных проектах принципиальная гидравлическая схема машины изображается на отдельном листе формата А1 без масштаба.

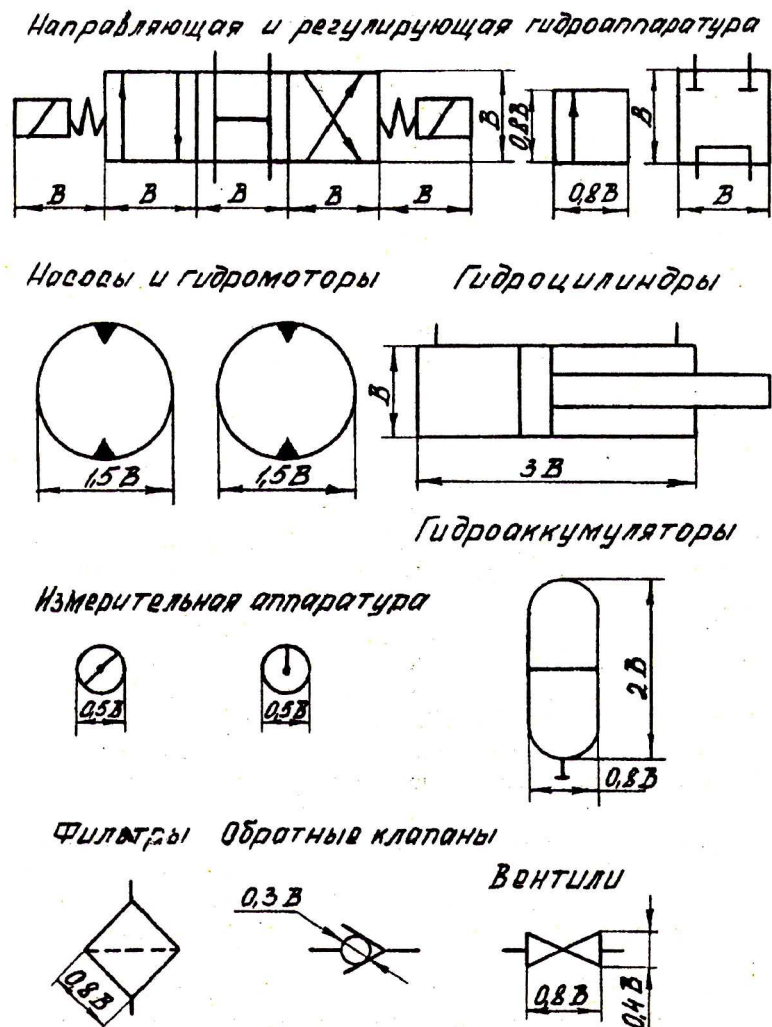


Рисунок 1.1 – Рекомендуемые соотношения размеров

Размеры обозначений элементов гидропривода стандартом не установлены. Поэтому на рисунке 1.1 показаны рекомендуемые соотношения размеров для обозначения гидрооборудования на схемах. Силовые гидрочерез линии (всасывания, напора, слива) на чертеже должны быть в три раза толще дренажных и линий управления, а расстояние между соседними параллельными линиями не менее 3 мм. На принципиальной гидравлической

схеме допускается изображение некоторых элементов электрической или кинематической схемы, непосредственно влияющих на работу гидропривода. Например, можно изображать конечные и путевые выключатели, кулачковые, зубчатые и другие механизмы, *которые в зависимости от положения рабочего органа машины подают команды гидроаппаратам управления.*

На принципиальной гидравлической и монтажной схемах все элементы гидропривода обозначаются соответствующими позициями, по которым заполняется спецификация\* по ГОСТ 2.108—68.

Рекомендуется на свободном поле монтажной схемы (лучше над основной надписью) указать техническую характеристику (таблица 1.1).

Таблица 1.1 - Техническая характеристика гидропривода машины

Наименование	Количество	Марка
Насос	1	210.20
Распределитель	2	P20.160
Гидромотор	2	210.20
Гидроцилиндр	2	1.1.100x50
Фильтр	3	1.2.32-40
Рабочая жидкость летом зимой		МГ-30 ВМГЗ
Вместимость гидробака, м <sup>3</sup> (л)		0,25 (250)
Номинальное давление, МПа		25,0
Число оборотов насоса, об/с, об/мин		40 2400
Подача насоса, 10 <sup>3</sup> , м <sup>3</sup> /с л/мин		0,105 63
Диаметры трубопроводов, м (мм): всасывающего напорного сливного	1 6 1	0,04 (40) 0,02 (20) 0,032 (32)
Общая длина трубопроводов, м	15	

Обозначение чертежа складывается из индекса проекта, индекса машины, номера совокупности сборочных единиц или номера детали и шифра документа. Для учебных проектов могут быть рекомендованы такие ин-

\* На принципиальных схемах спецификация не составляется, а заменяется перечнем наименований или экспликаций.

дексы: КР (курсовая работа), КП (курсовой проект), ДИП (дипломный проект). Индекс машины выбирается чаще всего по первым буквам машины и основной цифре технической характеристики.

Согласно ГОСТ 2.102—69 применяются следующие шифры документов: чертеж общего вида ...ВО, сборочный чертеж ...СБ, пояснительная записка ...ПЗ, расчеты РР.

Рассмотрим пример обозначения чертежей курсового проекта, в котором разработан гидропривод машины ЛП-18.

1. ЛП-18.01.00.000.ГЗ — принципиальная гидравлическая схема.

2. ЛП-18.02.00.000.Г4 — гидравлическая схема соединений (монтажная).

	ЛП-18.01.00.000.ГЗ		
	Схема гидравлическая принципиальная ЛП 18		
		СибГТУ, кафедра ИВР	

Рисунок 1.2 - Пример заполнения основной надписи чертежей

Фрагменты стандартов на условные (символические) изображения элементов ОГП приведены в приложении Б. На чертежах схем в правом углу записывают **указания** по настройке, регулировке, монтажу схем, а также требования по управлению, техническому уходу и т.д.

Пример заполнения угловых штампов (обозначения, основные надписи и пр.) приведён рисунках 1.2 и 1.3.

	ЛП-18.03.00.000.ПЗ		
	Пояснительная записка к проекту		
		СибГТУ, кафедра ИВР	

Рисунок 1.3 - Пример заполнения основной надписи пояснительной записки

#### 1.4 Оформление пояснительной записки

Пояснительная записка к курсовой работе оформляется в соответствии с требованиями СТП СибГТУ «ЕСКД текстовые документы».

Рекомендуется следующий состав и последовательность расположения материалов:

- 1 Титульный лист (приложение А).
- 2 Задание на проектирование (приложение Б).
- 3 Информационное обеспечение.
- 4 Описание *операционной* технологии машины (прототипа, аналогов).  
Выделение основных требований к логике управления ОГП.
- 5 Обзор и анализ информации об аналогичных системах ОГП. Выводы о возможностях усовершенствования системы.
- 6 Составление схемы ОГП с учётом системного подхода.
- 7 Расчёт основных силовых элементов схемы
  - гидроцилиндры; гидромоторы;
  - насосы;
  - выбор прочей аппаратуры и рабочей жидкости.
- 8 Составление монтажной схемы.
- 9 Расчёт потерь напора и КПД системы.
- 10 Положительные качества и преимущества спроектированной системы; положения (аспекты), выносимые на защиту.
- 11 Использованная литература.
- 12 Приложение.
- 13 Содержание.

Перечисленный состав материалов пояснительной записки *не является неизменным и может меняться* в зависимости от особенностей задания.

Пояснительная записка в соответствии со стандартом СибГТУ СТП выполняется на листах формата А4. На первом (заглавном)\* листе выполняется основная надпись (ГОСТ 2.104) или (СТП 3.4205-01 форма 1). На последующих листах используется форма 2. Текст выполняется *стандартным шрифтом* или печатается.

Расчётные формулы записываются в общем виде с последующим объяснением входящих величин и приведением численных значений, после чего производится подстановка и расчёт.

Пояснительная записка должна содержать не менее 18-20 листов текстовой части с таблицами, графиками и расчётными формулами.

В заключении следует отметить особенности проекта, его параметры, их соответствие цели (заданию), отличие от прототипа и аналогов.

Обязательно нужно отметить, **что выносятся на защиту**. На защиту выносятся решения тех задач, которые **отличают** представленный **проект от прототипа**; почему выбран именно этот путь решения, т.е. обосновать – были ли альтернативные варианты; представить сравнение вариантов.

---

\* «Заглавным» считается 1-й лист основного текста. Как правило, это введение.

## 1.5 Общие сведения о проектировании ОГП

«*С чего начать?*» – обычный вопрос возникающий у всех студентов, начинающих проектирование.

Начинать следует со знакомства с техническим заданием. заданием могут устанавливаться следующие цели:

***усовершенствование*** системы ОГП:

улучшение управления: исключение возможности ошибочного включения; уменьшения количества ручных включений, частичная автоматизация;

***разработка проекта гидрофикации*** машины (или узла), имеющей какой-либо другой вид привода;

***разработка системы ОГП*** для типоразмера какой-либо гидрофицированной машины;

***модификация ОГП*** по аппаратуре, исполнительным органам и прочей аппаратуре;

***разработка проекта специального гидропривода***, например: следящего, пропорционального, регулирующего без обратной связи;

***автоматизация работы*** гидрофицированной машины (процесса), например: тарного (прирезного), обрезающего, многопильного, шпалорезного, станков, пилорам.

***расчётно-аналитический анализ*** ОГП или некоторых узлов, например: удельная масса (вес); удельная энергоёмкость; оптимальная кинематика грузоподъёмных машин;

***проектирование базовых*** элементов схем, например: шариковых клапанов, гидрозамков, редуцированных клапанов и гидроцилиндров.

Техническое задание (задание на проектирование) может уточняться после сбора и анализа информации об аналогах, прототипах и схемах ОГП.

В процессе проектирования следует *периодически возвращаться* к заданию, уточнять различные аспекты и согласовывать их при необходимости с преподавателем.

Задание считается *окончательно сформулированным* только после анализа информации и выбора направления движения (разработки).

Задание является основным документом контроля проектирования со стороны преподавателя и должно представляться при консультациях и находиться в пояснительной записке после титульного листа.

### 1.5.1 Сбор информации

Для сбора информации об объёмных гидроприводах следует использовать: учебную литературу, монографии, справочники, технические паспорта оборудования и другую специальную литературу.

Основой для поиска служат ключевые слова:

объёмный гидропривод, гидропривод машин, технология и машины, оборудование, машины и оборудование.

Например: «Гидропривод машин лесной промышленности»; «Технология и машины лесозаготовок»; «Оборудование деревообрабатывающих производств»; «Объёмный гидропривод станков» и т.д.

Для поиска можно использовать также фамилии авторов. Основные из них: Т.М. Башта, Н.И. Осипов, Н.И. Лебедев, Ю.Н. Багин, С.В. Каверзин. Для установления и поиска других авторов следует использовать библиографические списки в имеющейся и найденной литературе. В зависимости от цели задания поиск следует проводить соответственно в следующих отраслях: лесозаготовки, лесное хозяйство, дорожное строительство, автомобильный транспорт, сельскохозяйственные и лесные тракторы, нижние склады. Поиск может проводиться в каталогах библиотек, а также с помощью компьютерного автоматического поиска в фондах библиотек и в интернете.

**Какую информацию искать?** – это также один из вопросов, возникающий у большинства студентов. Вне зависимости от конкретной цели, указанной в задании (усовершенствование, разработка типоразмера и т.д.), для проектирования необходимо иметь:

- **принципиальную схему гидропривода** и описание ее работы прототипа и машин аналогов; желательно иметь хронологические модификации схем;
- описание **операционной технологии** работы машины (или узла);
- **общий вид** или конструктивную схему машины (или узла);
- техническую характеристику прототипа;
- **специальные методики расчётов**, если они необходимы или вызывают интерес;
- **информация об аппаратуре**: марки, некоторые характеристики.

Информация представляется в виде ксерокопии с **обязательным (рукописным) указанием автора, источника и года издания**. Информация располагается в пояснительной записке по тексту. Для ссылок схемы требуется пронумеровать римскими цифрами рукописно, например: (см. схему I-ксерокопия).

При сборе информации об аналогах и прототипе особое внимание следует обратить на важность для дальнейшей работы технических характеристик машин.

Не следует представлять второстепенные характеристики, например: размер колеи, клиренс, количество передач и т.д. Необходимыми характеристиками являются:

- марка базовой машины;
- марка двигателя, базовой машины или характеристики электродвигателя;
- характеристики двигателя: мощность, номинальные обороты, максимальные обороты; **обороты при максимальной нагрузке**;

- монтажная схема ОГП\*
- тип привода *двигателя*: механический, гидравлический, электрический.

Эти данные необходимы при выборе насосов и проверке их работы на различных режимах.

Из технологических характеристик необходимы: основное назначение машины, производительность, *описание операционной технологии*. Последняя характеристика необходимая для определения логики управления: необходимая последовательность выполнения операций, возможность (или невозможность) одновременного выполнения операций, необходимые блокировки, исключения возможности ошибочных включений и т.д. Без этих данных невозможно составить принципиальную схему гидропривода. Для удобства их представляют в виде циклограммы последовательности работы. Пример приведён в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Циклограмма работы органов манипулятора

Рабочие органы	Последовательность работы				
	1	2	3	4	...
Поворотная колонна	/ / / / /				
Рукоять		/ / / / /			
Стрела		/ / / / /	/ / / / /		
Челюсти захвата			/ / / / /	/ / / / /	

Условные обозначения:



- работа



- возможный вариант работы

### 1.5.2 Анализ и разработка принципиальных схем\*\*

Этот этап работы над проектом является наиболее сложным в силу отсутствия каких-либо стандартных или более-менее отработанных методиче-

\* При отсутствии монтажных схем в литературных источниках следует собрать любую информацию о расположении аппаратуры, трубопроводов, насосов, распределителей и т.д., на машинах-аналогах и прототипе.

\*\* Составление принципиальной схемы на этом этапе является частью анализа. Основной этап разработки схемы изложен ниже.

ских схем. Вместе с тем, этот вид работы больше других дает опыт практического освоения индивидуальной инженерной технологии.

Анализ следует начинать после **подробного знакомства с операционной технологией узла или машины**, а также аналогичных узлов других машин. Для проведения анализа необходимо иметь как минимум 3 – 4 схемы аналога или прототипа, отличающиеся хронологически, или схемы аналогичных узлов разных машин.

Сам анализ заключается в сравнении тех способов и приемов, применяемых в различных схемах, с помощью которых достигается удовлетворение требований к управлению (логика управления) технологическими операциями, выявленными при описании и анализе операционной технологии. Для этого сравнивается структура схем, отмечается применение типовых решений (типовых блоков схем) и элементов и производится их оценка, выявляются прогрессивные решения.

При анализе следует использовать **описание работы схемы** так как из самой схемы не всегда понятны те или иные решения по управлению. Например, управление производительностью насоса можно осуществлять, управляя не самим насосом, а его приводом; последовательность включения гидроцилиндров можно обеспечить механической системой; включение распределителя или исполнительного органа можно произвести конечным или путевым включением и т.д.

Сравнение схем и различных решений следует проводить в хронологическом порядке, что позволит проследить процесс развития схем и выбор прогрессивных решений. Например, хронологию модификаций можно проследить по индексам: ЛП-18, ЛП-18А, ЛП-18Б, ЛП-18В, ЛП-18Г. Необходимо привлекать прогрессивные, вызывающие интерес или оригинальные решения, использованные в схемах других машин.

Структура и порядок анализа вырабатываются индивидуально и являются частью персональной инженерной технологии. Для начинающих можно рекомендовать следующий порядок анализа:

1. По операционной технологии устанавливается тип машины (грузоподъемная, переместительная) или узла (позиционирующий, плавающий). Для каждого из переместительных видов есть типовые элементы или блоки схем. Основные из них представлены на рисунке 1.4.

2. По имеющейся принципиальной схеме прототипа устанавливается классификационная принадлежность схемы; типы схем представлены на рисунке 1.6. При этом следует обратить внимание на вид соединений гидрораспределителей, цилиндров и насосов. Существует всего два принципиально отличных вида соединений: последовательное и параллельное; однако они приводят к резко отличающимся условиям управления и качеству схем. После этого выясняют, почему принято то или иное соединение.

3. Для облегчения дальнейшего анализа рекомендуется составить самостоятельно схему (или часть схемы) прототипа, руководствуясь при этом следующими положениями.

**Первое** - элементы любой схемы ОГП состоят из двух групп, выполняющих различные функции:

- обеспечение работоспособности;
- обеспечение различных функций управления, включая предохранение от перегрузок.

Минимально-необходимое количество элементов, обеспечивающих работоспособность, известно. Это исполнительный орган, распределитель, предохранительный клапан, насос, трубопровод, бак, рабочая жидкость. Остальные элементы, относящиеся к этой группе: фильтры, манометры, аккумуляторы энергии и т.д. – имеют второстепенное значение и их отсутствие не влияет на работоспособность системы. Поэтому схему-аналог надо составить из элементарного минимума элементов, сохраняя принцип соединения.

**Второе.** Функции управления обеспечиваются следующими элементами систем: распределителями, обратными клапанами, дросселями, редукционными клапанами, гидрозамками, синхронизаторами движения (делителями потока) и предохранителями. Для различных типов машин (выполняемых функций) элементы объединяются в типовые блоки. Основные из них представлены на рисунке 1.4. Наибольшее количество функций выполняют распределители: замыкание обеих магистралей исполнительного органа (фиксация положения), при этом система может находиться под давлением или нет; соединение обеих магистралей – плавающее положение рабочего органа с подпиткой, но без давления в системе; то же самое, но без давления в системе. Перечисленные управленческие ситуации представлены в таблице 5.2.

Достраивая схему, следует перенести элементы управления из схемы прототипа, одновременно осмысливая их назначение.

4. Дальнейший анализ является наиболее трудным, так как должен вестись в условиях многоплановости, т.е. следует учитывать необходимые условия логики управления, вытекающей из операционной технологии, одновременно выясняя как они выполняются в схеме прототипа и возможны или нет другие варианты. Вместе с тем необходимо оценивать правомерность использования той или иной гидроаппаратуры и, используя описание работы схемы в части управления, выяснить: не создаются ли управленческие ситуации не гидравлическими методами: механическими, электрическими и т.д.

5. Анализ следует закончить, проверяя выполнение требований экономичности, экологичности, надежности и т.д., что удобней всего сделать, используя «системный подход».

Системным при изучении, исследовании или разработке процесса, явления или схемы называют подход, когда изучаемый или разрабатываемый процесс или схема рассматривается как часть (т.е. подсистема) более общего

процесса или схемы и устанавливаются связи и отношения\* , являющиеся для подсистемы внешними.

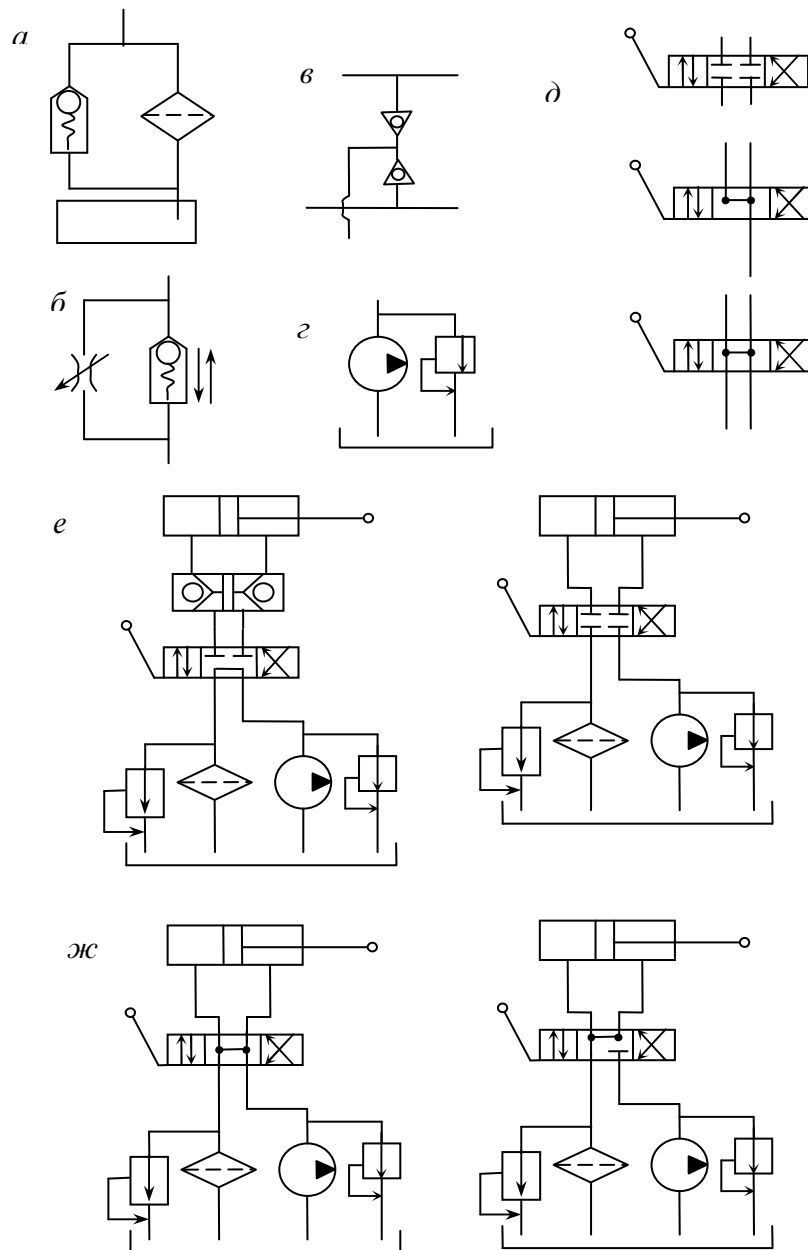


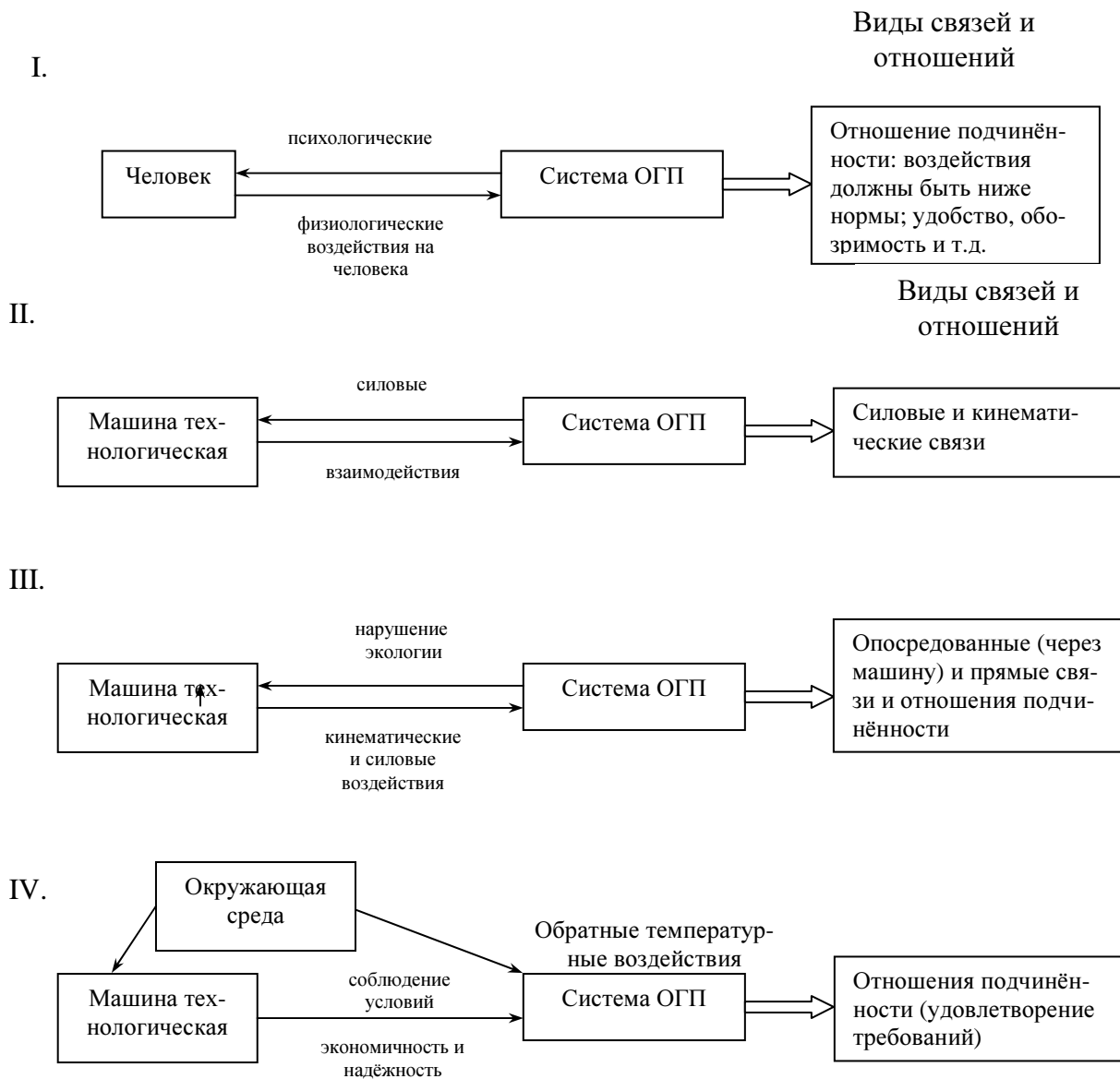
Рисунок 1.4 – Типовые элементы и блоки; типовые схемы:

*а)* блок фильтр-клапан; *б)* блок изменения скорости в обратном направлении; *в)* блок подпитки замкнутых систем; *г)* блок насос-клапан; *д)* типовые схемы распределителей; *е)* позиционирование с помощью гидрозамка и с помощью распределителя; *ж)* плавающее положение рабочего органа с подпиткой и без подпитки

\* Отношениями между предметами или явлениями мы называем правила, которые накладываются на поведение или управление для соблюдения каких-то условий или параметров; например: ни один г/ц стрелы и рукоятки не может быть включен, если работает режущий аппарат ЗСУ (ЛП-19, ЛП-49). В этом случае количественные связи отсутствуют.

В первом приближении связи и отношения между следующими подсистемами общей природной экосистемы представлены на рисунке 1.5.

В первой группе между оператором и системой существуют отношения подчинения в виде ограничения величины усилий на рычагах управления



(распределителей), расположения рычагов в зоне удобного направления движения рук, ног и других норм эргономики.

Рисунок 1.5 – Связи и отношения между подсистемами

Особое значение приобретает количество команд. Известно (правила Джонсона – Миллера), что вероятность ошибочных включений резко возрастает, если количество команд превышает пять-семь, и наиболее надёжно, если оно не более трёх. В тех случаях, когда количество команд превышает 5, их следует разбить на чётко различимые группы с соблюдением тех же правил. При расположении приборов и рычагов следует иметь в виду зону види-

мости оператора. На грузоподъёмных машинах при монтаже или погрузочных работах оператор не должен отвлекать взгляд от основных работ и видеть рычаги и приборы боковым зрением.

*Во второй группе* наиболее важными для проектирования являются количественные силовые связи, заключающиеся в том, что усилия (моменты) развиваемые исполнительными органами (гидроцилиндрами и гидродвигателями), находятся в закономерной (детерминированной) зависимости от внешних нагрузок и прочности деталей и узлов машины, т.е. усилия, например, гидроцилиндров должны быть достаточными для преодоления внешних нагрузок, но прочность деталей и узлов машины должна быть достаточной, чтобы выдержать усилия, развиваемые гидроцилиндром, которые выше сопротивлений внешних нагрузок. Эти количественные связи (соотношения) устанавливаются в расчётной части.

*В третьей группе* между ОГП и окружающей средой основными отношениями подчинённости по климатическим воздействиям на машину (и ОГП в том числе) являются температурные: обратные воздействия проявляются в загрязнении окружающей среды и при наличии контроля оказываются отношениями подчинённости нормативам или общим требованиям.

Воздействие окружающей среды проявляются также в виде загрязнения штоков цилиндров и других подвижных частей.

*В четвёртой группе* – аналогичные отношения подчинённости при наложенной системе обеспечения надёжности и экономичности. Особо важную роль в этой системе играют: холостая работа насосов под давлением и потери напора в системе. Приёмы уменьшения указанных явлений определяются в результате анализа **принципиальных и монтажных схем**, а также приводятся ниже.

Изложенный подход позволяет системно рассмотреть все взаимодействия подсистем, избегая «случайного поиска». Выявленные связи и отношения учитываются в различных этапах проектирования. Можно в общем случае выделить следующие этапы:

а) При составление (разработке) принципиальной схемы следует учесть возможности обогрева рабочей жидкости при низких температурах, что указывается *в примечаниях* на чертеже принципиальной схемы. Температурное воздействие необходимо учитывать при выборе рабочей жидкости. Там же указывается тип защиты от загрязнения подвижных частей (см. третью группу).

Уменьшение загрязнения окружающей среды рабочей жидкостью достигается отводом дренажных утечек, обеспечением герметичности. Использованием нескольких насосов в схемах можно уменьшить выброс жидкости при порыве трубопровода.

Это позволяет выделить простые или простые разветвлённые схемы, производительность насосов которых (а следовательно, и выброс!) ниже.

Из отношений четвёртой группы при разработке принципиальной схемы используются отношения подчинённости, экономичности и надёжности.

Как показали исследования надёжности лесозаготовительных машин, 33÷54% всех отказов падает на ОГП, из них 30÷44% на гибкие рукава (шланги) и 24% на распределители. Это позволяет сделать следующие выводы:

- уменьшение количества распределителей увеличивает надёжность ОГП; при этом следует иметь в виду, что количество позиций (команд) не должно превышать 5-ти;
- уменьшение количества гибких рукавов высокого давления увеличивает надёжность ОГП. Этого можно достичь, заменяя шланги поворотными муфтами там, где это возможно.

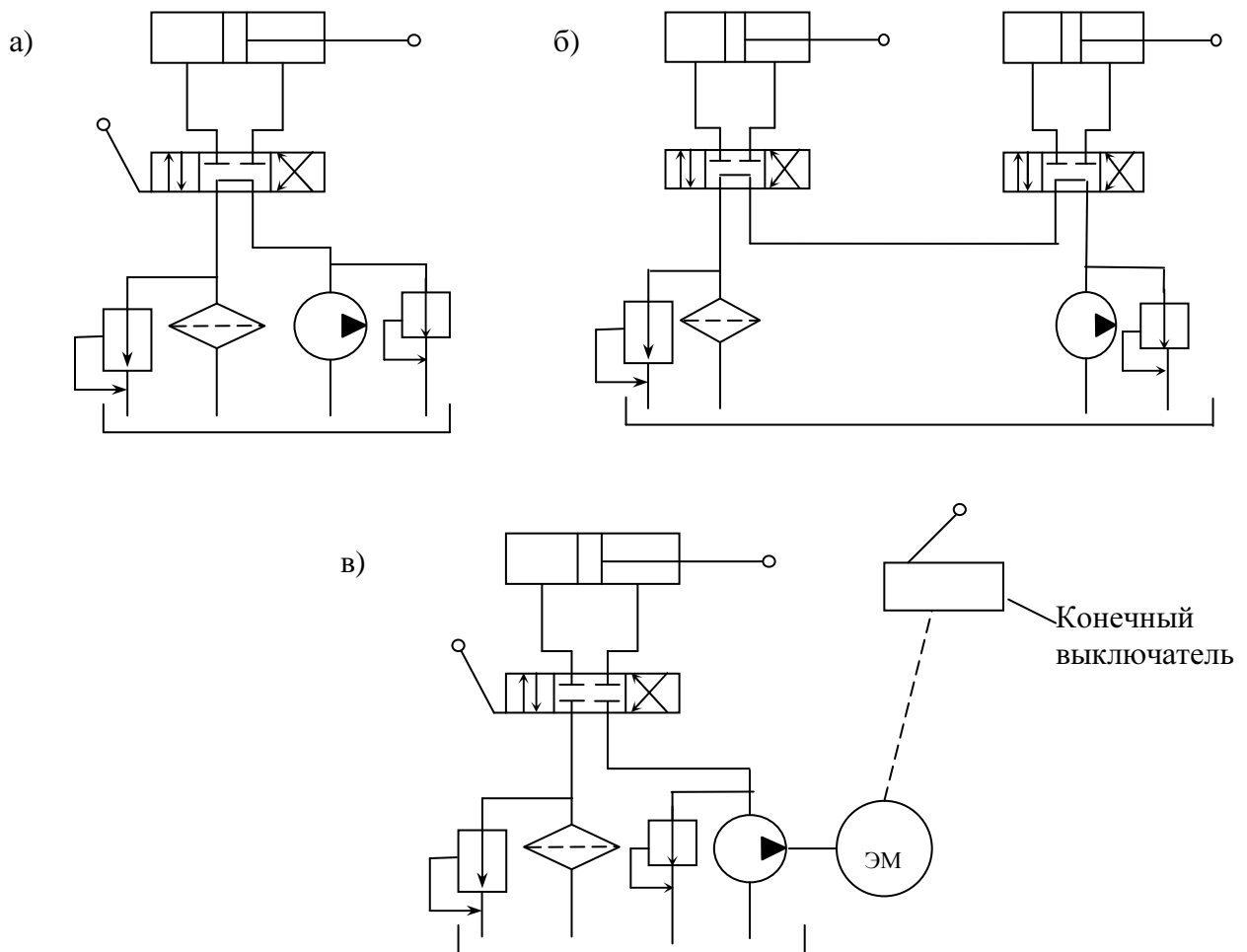


Рисунок 1.6 – Схемы выключения насосов:

- а) простая схема с самовыключением;
- б) разветвлённая простая схема с самовыключением;
- в) схема с остановкой электродвигателя конечным выключением

Как уже отмечалось выше, основными факторами в отношениях между системой экономичности и ОГП являются потери напора в системе и холостая работа насосов под давлением, определённым предохранительным клапаном. Одним из способов снижения потерь является подчинение управления работы насосов определённым правилам, например выключением привода

или переключением на свободный слив при остановке хода гидроцилиндра или гидромотора. Практически это достигается применением самовыключающихся распределителей (например Р-75), однако это не всегда возможно. Другим способом является остановка насоса, например выключением электродвигателя, или муфты при приводе от ДВС (двигатель внутреннего сгорания). На рисунке 1.6 представлены соответствующие схемы.

Указанные схемы могут управляться также оператором вручную. При невозможности изобразить правила управления схематически они указываются в примечаниях на поле чертежа принципиальной схемы текстом.

Приведенные методы повышения надёжности и экономичности не исчерпывают все возможности. Естественными мерами в этой области являются снижение стоимости оборудования и монтажных работ, а также повышение ресурса работы оборудования и системы в целом. В связи с этим следует выбирать оборудование с **большим количеством гарантированных безотказных включений** (в частности Европейских государств: Германии, Дании, Норвегии), с меньшим весом и стоимостью.

б) При разработке монтажной схемы (схемы соединений) следует учесть ограничения, накладываемые отношениями первой группы:

- усилия на рычагах не должно превышать 5 кгс; на педалях – 8 кгс;
- ход рычагов не должен превышать 200 мм, а педалей 150 – 200 мм.

Эти нормы записываются в виде примечаний на чертеже монтажной схемы для контроля.

На схеме изображается в плане (при необходимости представляется вид сбоку) расположение распределителей с указанием направления движения рычагов переключения.

Нормы дренажных утечек приводятся в технических паспортах аппаратуры, заполняемых при заводском контроле, а также в справочной литературе. Контроль за дренажными утечками в процессе эксплуатации контролируется во время проведения технического обслуживания (ТО).

### 1.5.3 Некоторые рекомендации по анализу принципиальных схем

1. Анализ принципиальных схем не следует начинать с попытки распутать переплетение соединительных линий, так как их расположение не соответствует действительности, а обусловлено индивидуальными предпочтениями того, кто их чертил. Для того чтобы понять принцип работы схемы, ее следует воспроизвести в упрощенном виде с получением четкого зрительного ощущения соединений и иметь описание работы.
2. Мысленный анализ следует обязательно сопровождать начертанием (составлением) схемы-повторения прототипа с целью упрощения и понимания принципов работы.
3. При составлении схемы следует придерживаться следующего:

- любую схему можно составить используя 3-позиционные 4-ходовые распределители;
  - условные обозначения оборудования следует располагать таким образом, чтобы упростить расположение трубопроводов;
  - делить схемы на простые, соединяя их потом в сложную комбинированную.
4. Следует помнить, что использование в схемах сложных многопозиционных многоходовых распределителей вызвано, в подавляющем числе случаев, не необходимостью, а производственными условиями (ценой, однотипностью и т.д.) и всегда может быть заменено более простым.
  5. Анализ следует закончить выводами, в которых обязательно нужно оценить уровень автоматического выполнения логики управления; провести сравнение различных вариантов и выделить прогрессивные; *сравнить гидроаппаратуру по массе, ресурсу включений, стоимости.*

## **Контрольные вопросы к главе 1**

1. Два типа процессов проектирования; в чем особенность процесса рутинного проектирования?
2. Результатом чего является представляемый к защите проект?
3. Чем отличается курсовая работа от курсового проекта?
4. Состав курсовой работы (проекта).
5. Какими нормативными документами регламентируется оформление проекта?
6. Как обозначаются (шифр) курсового проекта (работы)? Приведите пример.
7. Назовите нормативный материал, регламентирующий оформление пояснительной записки.
8. Перечислите состав и рекомендуемую последовательность расположения материалов в пояснительной записке.
9. Что приводится в заключении?
10. Какие цели могут устанавливаться заданием?
11. Как производится поиск информации? Какую информацию и где искать?

## **2 ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ОГП**

### **2.1 Составление принципиальной схемы ОГП**

Этот этап является первым этапом проектирования системы ОГП. Как уже указывалось выше, при выполнении курсовой работы используются два вида схем: *принципи-*

альные и монтажные. Но прежде чем приступить к основной теме этого раздела, напомним принцип действия объёмного гидропривода; для этого удобнее использовать функциональную схему (рисунок 2.1).

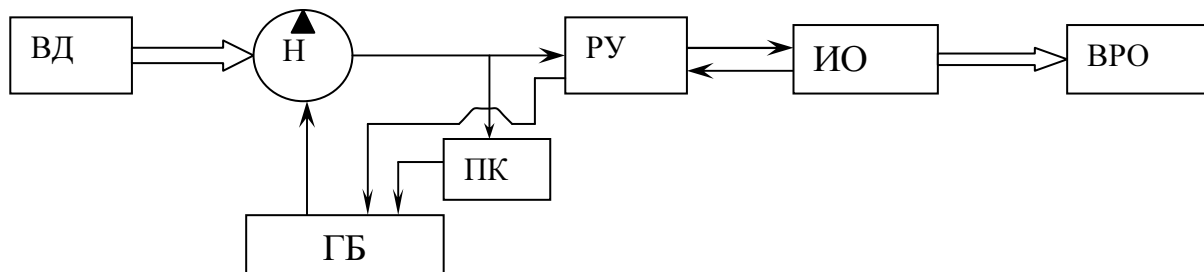


Рисунок 2.1 – Функциональная схема ОГП:

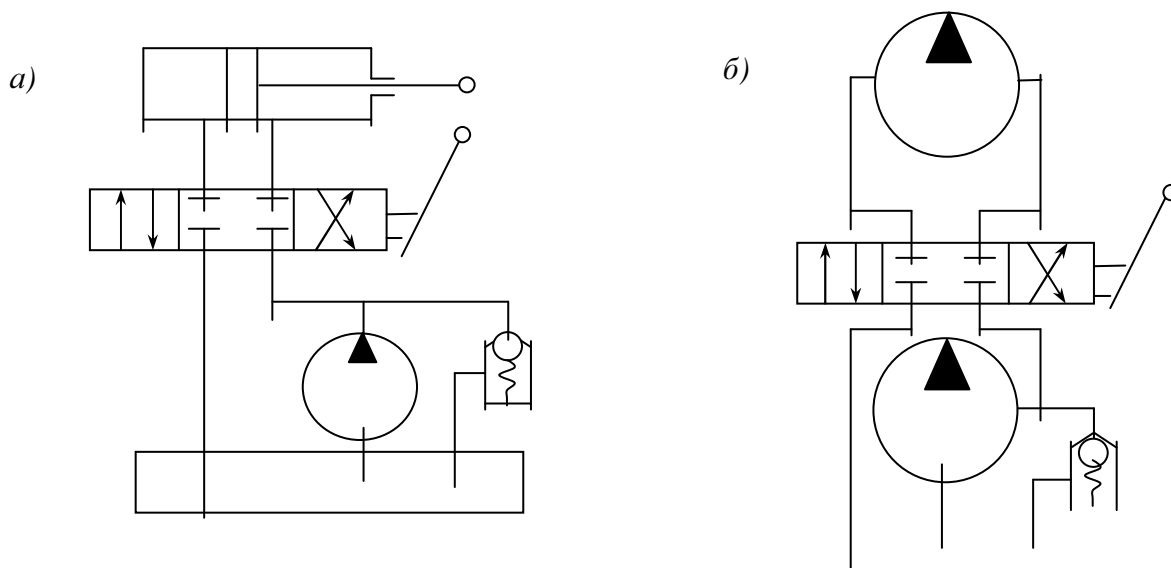
ВД – внешний двигатель; Н – насос; РУ – распределительное устройство; ПК – предохранительный клапан; ГБ – гидробак;  
ИО – исполнительный орган; ВРО – внешний рабочий орган (машины)

Механическая энергия «внешнего двигателя» (ВД) передаётся насосу (Н), который преобразует её в гидравлическую энергию. Распределительное устройство (РУ) направляет поток жидкости от насоса в исполнительный орган (ИО) и обратный поток в гидробак (ГБ).

Исполнительный орган преобразует гидравлическую энергию в механическую и передаёт её рабочему органу машины (для гидросистемы он «внешний») (ВРО). В этой схеме не показана второстепенная аппаратура, без которой система может выполнять свои функции: это измерительная, очищающая, теплообменная (охлаждающая) и энергонакопительная.

Для гидрофицированных машин фирмами-изготовителями разработаны типовые схемы ОГП. Однако эти схемы постоянно совершенствуются, в результате чего появляются модификации типовых схем. Студентам для лучшего усвоения материала рекомендуется составить первоначальную схему самостоятельно; некоторый опыт получен уже в начале анализа.

Гидропривод составляет часть функциональной схемы от внешнего двигателя до внешнего рабочего органа. Перейдя к символическим условным обозначениям, получим схему, представленную на рисунке 2.2 а, б, в, г, с поступательным или вращательным исполнительным органом.



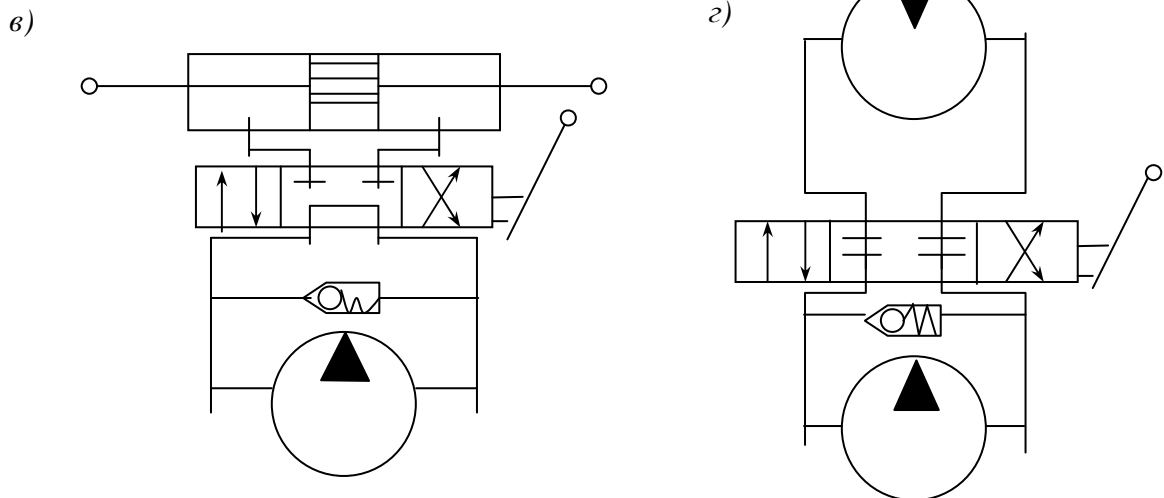


Рисунок 2.2 – Элементарные принципиальные схемы ОГП и их модификации

Эти схемы являются элементарными, но могут иметь (малоупотребительную на практике) модификацию (рисунок 2.2 б,з).

В результате эксплуатационных ограничений эти схемы усложняются.

Многие ограничения можно считать типовыми, некоторые из них рассмотрены ниже (рисунок 2.3)

Элементарные схемы, доведённые до эксплуатационного состояния, названы простыми и простыми разветвлёнными (рисунок 2.3).

Из простых и простых разветвлённых схем производятся комбинированные схемы. На рисунках 1.6 и 2.4 представлены примеры комбинированных схем. Как видно из приведённого, основным видоопределяющим признаком является количество насосов.

Комбинированные схемы позволяют объединить производительность нескольких насосов на работу какого – либо рабочего органа, осуществить ступенчатое регулирование скорости.

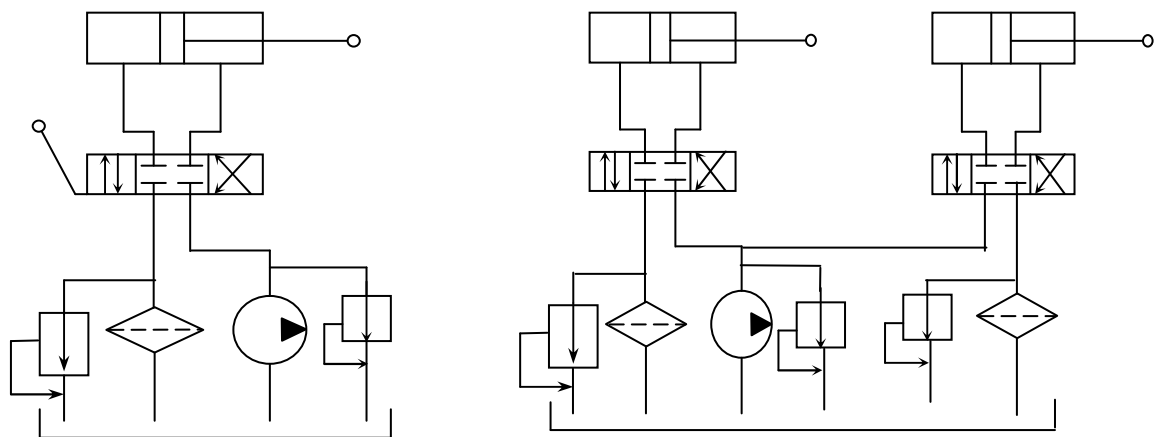


Рисунок 2.3 – Простые и простые разветвлённые схемы

Вводя дополнительные блоки (ограничения) и элементы, схему доводят до эксплуатационного состояния, удовлетворяющего требованиям логики управления, техники безопасности и результатов системного анализа (подхода), например:

- снижение энергозатрат;
- повышение надёжности;
- упрощение управления и т.д.

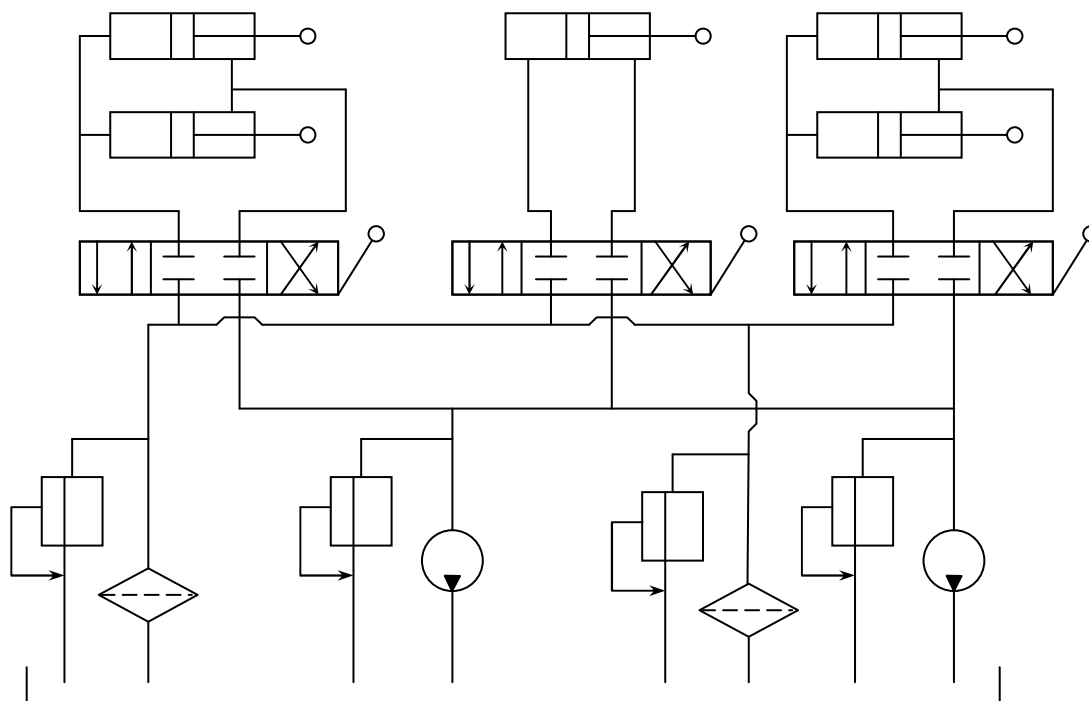


Рисунок 2.4 – Комбинированная схема со связанными насосами

Самостоятельное составление схем является неформальным процессом, вырабатывающим индивидуальность в решении инженерных задач. На основании изложенного можно рекомендовать следующую последовательность:

1 На основании изучения прототипа\* (а также аналогов) выделяются гидроцилиндры (или группы гидроцилиндров) и изображаются на схеме в условных обозначениях.

2 Производится предварительное разделение на группы, определяющие будущие простые, простые разветвленные или комбинированные схемы (части общей схемы).

3 Каждая группа достраивается до простой (простой разветвлённой) или комбинированной схемы.

---

\* Изучение конструкции по чертежам, рисункам и фотографиям, а также описаниям и принципиальным схемам.

4 Выполняя дополнительные условия: очистки рабочей жидкости, предохранения от перегрузок, подпитки замкнутых систем, условий логики управления и выводов системного анализа, вносят соответствующие типовые блоки, элементы или собственные решения и соединяют трубопроводами.

*Полученная схема является предварительной и будет уточняться по мере проведения расчётов и дальнейшей работы.* Рекомендуется также ознакомиться (с целью возможного использования) с материалом следующего раздела.

Полученную схему следует сравнить со схемой прототипа, что позволит углубить и уточнить анализ и понимание работы схемы. Схему следует выполнять на ватмане в карндаше или на миллиметровке, имея в виду, что схема является предварительной и будет уточняться. Закончив составление и сравнение схемы, можно приступить к расчётам и выбору оборудования и аппаратуры. Начинать следует с выбора (или проектирования) гидроцилиндров (исполнительных органов).

## **2.2 Некоторые типовые схемы, применяемые в гидроприводах**

Общая стратегия создания логики (логики управления) заключается в создании управляющих ситуаций на напорных или сливных линиях. В гидросистемах лесных машин преобладают способы создания управленческих действий на напорных линиях. В гидросистемах станков широко используются методы воздействия на сливных линиях. Такие методы воздействия являются косвенными.

Предлагаемые ниже типовые схемы могут использоваться в системах лесных машин. При этом следует помнить, что аппаратура, используемая в этих схемах, предназначена для эксплуатации в цеховых условиях, особенностями которых являются:

- стационарность оборудования;
- стабильность температуры;
- удобство обслуживания и ремонта.

В гидроприводах различных по назначению и сложности машин, агрегатных станков и поточных линий можно выделить такие участки и схемы, которые являются одинаковыми по своему функциональному назначению. Рассмотрим некоторые типовые функциональные гидросхемы, которые применяются или могут быть применены при проектировании гидроприводов лесных машин.

**Разгрузка насоса и гидросистемы.** В машинах циклического действия в промежутках между отдельными циклами или во время коротких технологических пауз необходимо разгружать насосы, пропуская рабочую жидкость в гидробак при низком давлении. Такая разгрузка способствует снижению

эксплуатационных расходов, уменьшает нагрев и удлиняет срок службы рабочей жидкости, увеличивает долговечность насосов и КПД гидропривода.

**Разгрузка через гидрораспределитель** достигается переводом золотника в нейтральное положение. При применении гидрораспределителей типа 6Г73-1 с электрическим управлением, типа 6Г73-2 с электрогидравлическим управлением, типа 6Г74-2 с ручным управлением и др., у которых при нейтральном положении золотника линия подвода рабочей жидкости соединена со сливом, разгружается только насос. При применении этих же золотников, но основного исполнения (Г73-1, Г73-2, Г74-2 и др., рисунок 2.5, а), при переводе золотника в нейтральное положение разгружается вся гидросистема. В момент разгрузки давление насоса определяется сопротивлением протеканию рабочей жидкости через гидрораспределитель и равно 0,2—0,5 МПа.

**Схема разгрузки насоса напорным клапаном** непрямого действия (типа Г52). Управление электромагнитом гидрораспределителя осуществляется с пульта управления нажатием оператором кнопок «Пуск» или «Стоп» или же автоматически при блокировке конечного выключателя кнопкой «Стоп». В последнем случае после завершения цикла и остановки исполнительного механизма в исходном положении насос автоматически разгружается. По такому же принципу осуществляется разгрузка насоса, когда в гидросистеме применены многозолотниковые гидрораспределители типа Р75, ГГ432 и др., в конструкции которых имеются напорные клапаны. Давление насоса в этих случаях определяется жесткостью нерегулируемой пружины напорного клапана и составляет 0,08—0,5 МПа.

**Разгрузка гидросистемы в положении «Стоп»** исполнительного механизма. В станках, работающих по циклам: рабочий ход — стоп — реверс — холостой ход; рабочий ход — стоп — реверс — холостой ход — стоп и т. д., для разгрузки гидросистемы могут быть использованы обратные клапаны, подключенные к гидроцилиндру. При достижении поршнем крайнего левого положения (рисунок 2.5, б) насос разгружается по линии а—б—в—г—д—е, а при достижении крайнего правого положения — по линии а—д—1—2—б—е. Давление насоса в этих случаях определяется гидравлическим сопротивлением гидролиний.

**Частичная разгрузка насоса.** Такая необходимость возникает: когда требуется удерживать поршень вертикально расположенного гидроцилиндра в верхнем положении; когда при дроссельном регулировании от одного насоса работают два или более гидродвигателей, преодолевающих неодинаковую нагрузку, и др.

В схеме на рисунке 2.6 преодолеваемая поршнем гидроцилиндра 2 нагрузка  $F_1$  больше нагрузки  $F_2$ , преодолеваемой поршнем гидроцилиндра 3. Соответственно  $P_1 > P_2$ . Для того чтобы при рабочих ходах гидроцилиндров насос развивал соответствующие давления, в схеме предусмотрены два последовательно соединенных напорных клапана, отрегулированные на давления  $P_1$  и  $P_2$ . При рабочем ходе поршня гидроцилиндра 2 гидрораспределители 1 и 8 занимают положения, указанные на рисунке 2.6, а насос развивает давление  $P_1$ , соответствующее настройке клапана 7. После завершения цикла работы первым гидроцилиндром переключается гидрораспределитель 4 и начинается рабочий ход гидроцилиндра 3. Одновременно включается электромагнит гидрораспределителя 8, благодаря чему поток жидкости с минимальной потерей давления проходит через клапан 7, а насос развивает давление  $P_2$ , равное давлению настройки напорного клапана 5. При одновременном включении электромагнитов гидрораспределителей 6 и 8 гидросистема разгружена от высокого давления.

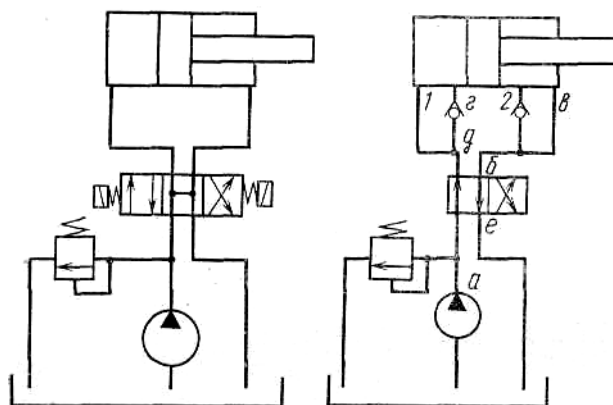


Рисунок 2.5 – Разгрузка насоса и гидросистемы:

- а) – через гидрораспределитель;
- б) – в положении «стоп» исполнительного механизма

Разгрузка насоса с удержанием в гидросистеме установившегося давления требуется в гидроприводах приспособлений, предназначенных для прижима обрабатываемых деталей к подстопному месту, а также в гидроприводах тех машин, в которых высокое давление должно поддерживаться достаточно долго при отсутствии расхода. В этих и некоторых других случаях применяют гидроаккумуляторы. После прижима детали 3 (рисунок 2.7) к подстопному месту начинается зарядка гидроаккумулятора 2. Одновременно жидкость под высоким давлением по линии управления 4 подводится к напорному клапану 5. При достижении в гидросистеме давления, соответствующего настройке клапана, он откроется и произойдет разгрузка насоса от высокого давления. При разгрузке насоса обратный клапан 1 блокирует напорную гидролинию от слива, а требуемое давление поддерживается гидро-

аккумулятором. Этот же аккумулятор компенсирует утечки жидкости в гидроаппаратуре и перетечки в гидродвигателе.

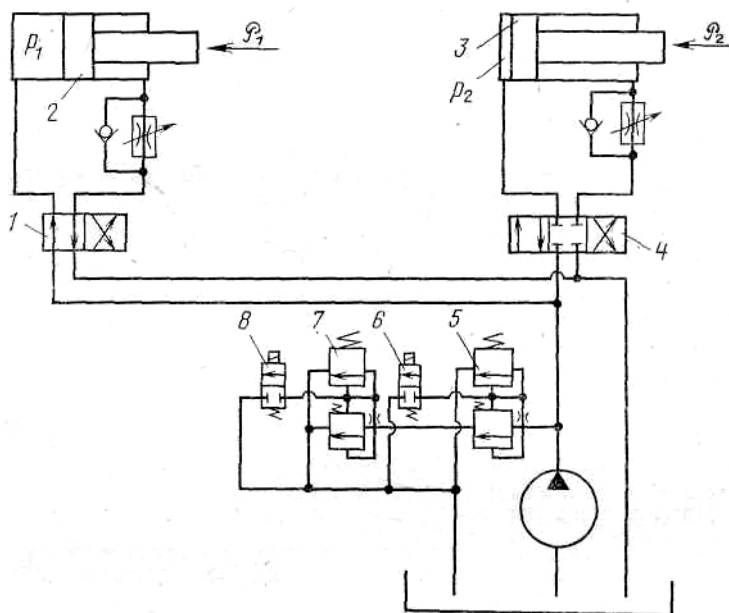


Рисунок 2.6 – Частичная разгрузка насоса

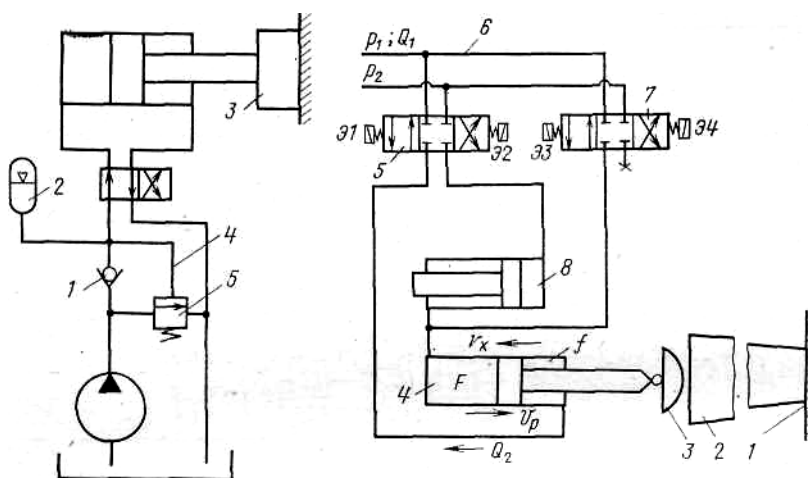


Рисунок 2.7 – Разгрузка насоса с удержанием установившегося давления

Рисунок 2.8 – Повышение давления на участке гидросистемы

**Изменение давления в гидросистеме.** В процессе эксплуатации гидроприводов может потребоваться периодически или постоянно снижать или повышать давление на каком-либо участке гидросистемы.

Снижение давления достигается применением редукционных клапанов типа Г57-2 и МКР.

Редукционные клапаны типа Г57-2 и МКР могут быть использованы как стабилизаторы давления. Клапан поддерживает редуцированное давле-

ние постоянным независимо как от колебания давления в гидросистеме, так и от изменения нагрузки в отводимом от клапана ответвлении.

Повышение давления сверх давления, развиваемого насосом, возможно при применении гидропреобразователей (рисунок 2.8). Приведем вариант гидросхемы, примененной в гидроприводе колуна ГК-2 для раскалывания чураков. При подводе ножа 3 колуна к чураку 2, прижатому к ножевой крестовине 1, включены электромагниты Э1 и Э3 гидрораспределителей 5 и 7, благодаря чему гидроцилиндр 4 дифференциально подключается к гидролинии 6, в которой давление  $P_1$ . При этом жидкость через гидрораспределитель 7 поступает в поршневую полость гидроцилиндра 4. Жидкость, вытесняемая из штоковой полости этого же гидроцилиндра, через гидрораспределитель 5, гидролинию 6 и гидрораспределитель 7, объединяясь с потоком от насоса, также поступает в поршневую полость гидроцилиндра 4. Одновременно вправо перемещается поршень гидропреобразователя 8. Благодаря дифференциальному подключению скорость движения поршня гидроцилиндра 4 увеличивается до  $v_p = (Q_1 + Q_2)F$ , что сокращает время раскалывания чурака. При дифференциальном подключении на штоке поршня гидроцилиндра 4 развивается усилие  $P = P_1/(F - f)$ . Если для раскалывания чурака этого усилия недостаточно, то оператор выключает электромагниты Э1 и Э3 и включает электромагнит Э2. В данном случае жидкость из гидролинии 6 через гидрораспределитель 5 поступает в поршневую полость гидропреобразователя 8, а из штоковой полости гидропреобразователя — в поршневую полость гидроцилиндра 4. При этом скорость движения поршня уменьшается

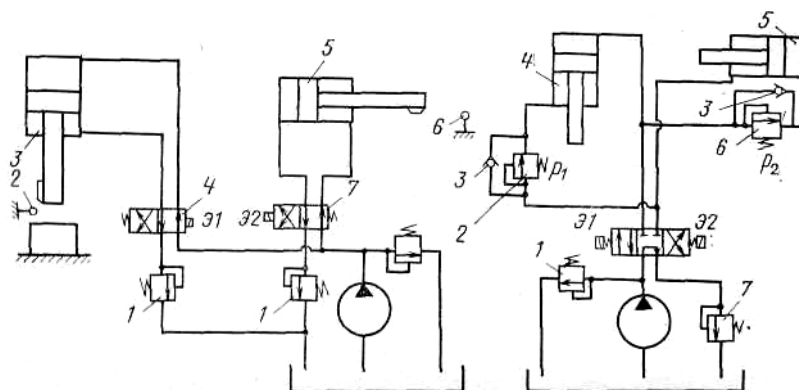
до  $v_p = \frac{Q_1 f}{F_1 F}$ , но при этом возрастает усилие на штоке, которое без учета про-

тиводавления  $P_2$  достигает  $P = P_1 \frac{F_1}{f_1} F$  (в формулах  $F$ ,  $F_1$ ,  $f$  и  $f_1$  — эффективные площади поршневой и штоковой полостей гидроцилиндра 4 и гидропреобразователя 8).

При отводе ножа колуна включены электромагниты Э1 и Э4 гидрораспределителей. При холостом ходе поршень гидроцилиндра 4 движется со скоростью  $v_x = Q/f$ .

**Последовательное включение в работу гидродвигателей.** В некоторых машинах их исполнительные механизмы должны включаться в работу в последовательности, определяемой назначением этой машины. Так, при раскряжевке хлыстов вначале в работу должны быть включены прижимы, а затем механизмы надвигания пилы; при раскалывании чураков на поленья вначале производится установка ножевой крестовины по центру чурака, а затем перемещение колуна и т. д.

При проектировании гидроприводов лесных машин в основном применяют два способа обеспечения последовательности включения в работу



гидродвигателей — «по пути» и «по давлению».

Рисунок 2.9 – Последовательное включение гидродвигателей в работу:  
а – по пути; б – по давлению

Последовательное включение «по пути» имеет наибольшее применение. Для этого в систему управления машиной включают путевые и конечные электровыключатели, механические упоры, командоаппараты и другие устройства, обеспечивающие требуемую последовательность включения в работу гидродвигателей. На рисунке 2.9, а рабочий ход вначале совершает гидроцилиндр 3. Для этого оператор включает электромагнит Э1 золотника 4. В конце хода упор штока нажимает на конечный выключатель 2, который включает электромагнит Э2 золотника 7. Начинается рабочий ход гидроцилиндра 5. После завершения вторым гидроцилиндром рабочего хода от конечного выключателя 6 выключаются электромагниты Э1 и Э2 и поршни обоих гидроцилиндров возвращаются в исходное положение. На рис. 2.9, а клапаны 1 предназначены для создания подпора в сливных линиях гидроцилиндров. В приведенной схеме при изменении электрической схемы управления электромагнитами золотников можно достигнуть и другой очередности включения в работу гидроцилиндров.

**Последовательность включения «по давлению»** (рисунок 2.9, б). При включении электромагнита Э1 золотника вначале приходит в движение поршень гидроцилиндра 4. После того как этот поршень дойдет до крайнего нижнего положения, давление в гидросистеме начнет повышаться. При достижении в гидросистеме давления  $P_2$ , равного давлению настройки пружины напорного клапана 6, начнет движение влево поршень гидроцилиндра 5. После переключения гидрораспределителя в движение придет вначале поршень гидроцилиндра 5, а затем (при достижении в гидросистеме давления  $P_1$ , равного давлению настройки пружины напорного клапана 2) и поршень гидроцилиндра 4. В этой схеме обратные клапаны 3 блокировочные, клапан 1 предохранительный, а клапан 7 исключает самопроизвольное опускание поршня гидроцилиндра 4 при выключенном приводе. При выключенных электромаг-

нитах Э1 и Э2 золотника насос разгружен и развивает давление, определяемое настройкой клапана 7. Иная очередность включения в работу гидродвигателей достигается при ином размещении в гидросистеме клапанов 2 и 6 при регулировании их на другие давления.

Аналогичным образом решается задача обеспечения требуемой последовательности включения в работу гидродвигателей при применении гидравлических реле давлений, выполняющих функции датчиков давления и управляющих работой электромагнитов гидрораспределителей.

Синхронизация движения выходных звеньев гидродвигателей. В тех случаях, когда рабочий орган машины перемещается при помощи двух или более гидродвигателей, нередко требуется синхронное движение их выходных звеньев (валов гидромоторов или штоков гидроцилиндров). Известно несколько способов синхронизации движений гидравлическим путем. Рассмотрим наиболее приемлемые для гидросистем лесных машин.

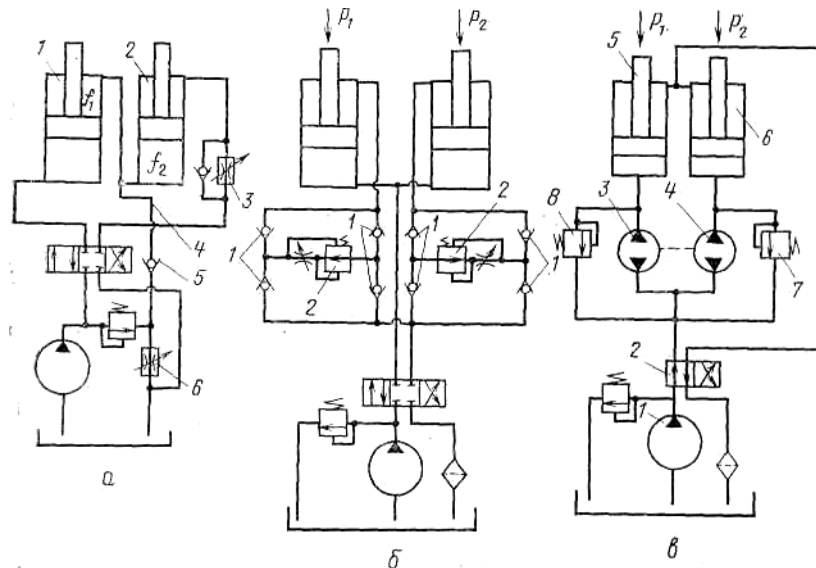


Рисунок 2.10 – Синхронизация движения выходных звеньев гидродвигателей:

- а — последовательным соединением гидродвигателей;
- б — регуляторами потока; в — двухпоточными насосами

**Последовательное соединение гидродвигателей** (рисунок 2.10, а). Гидроцилиндр 1— ведущий, гидроцилиндр 2 – ведомый. Для синхронного движения поршней требуется, чтобы эффективные площади  $f_1$  и  $f_2$  гидроцилиндров были равны друг другу. Вследствие различия утечек рабочей жидкости в гидроцилиндрах (из-за неодинакового состояния и качества уплотнений, из-за различия преодолеваемых нагрузок и др.) при работе происходит рассогласование движения поршней, поэтому в таких гидросистемах предусматривают установку обратного клапана 5 и дросселя 6, обеспечивающих заполнение участка 4 жидкостью в объеме в конце каждого цикла работы машины. Дроссель 3 предназначен для регулирования скорости движения

поршней при рабочем ходе. Последовательное соединение гидроцилиндров применяют в гидроприводах некоторых грузоподъемных машин.

При применении регуляторов расхода синхронизация движения обеспечивается соответствующей настройкой их дросселей. Благодаря обратным клапанам (рисунок 2.10, б) жидкость проходит через регуляторы расхода 2 всегда в одном направлении. При такой схеме синхронизируется движение поршней и при рабочем, и при холостом ходах.

Степень синхронизации определяется соответствием характеристик обоих регуляторов расхода. На скорость движения оказывает влияние также и температурный режим гидросистемы, так как с изменением температуры жидкости изменяются коэффициенты расхода дросселей и расходы через них.

Гидросхема с регуляторами расхода обеспечивает удовлетворительную синхронизацию при больших скоростях движения. При малых скоростях синхронизация движения может нарушаться из-за засоряемости дросселей. В случаях, когда нагрузки, преодолеваемые каждым гидродвигателем, равны по величине, для синхронизации движения вместо регуляторов расхода могут быть применены дроссели.

**Схема синхронизации движения делителями потоков.** Как отмечалось, при применении делителей потоков относительная ошибка в делении расходов не превышает 3%. Делители расхода применены в гидроприводе машины для групповой раскрывки хлыстов для синхронизации движения тележек загрузочного механизма.

**Синхронизация двухпоточными насосами** (рисунок 2.10, в). От насоса 1 через гидрораспределитель 2 жидкость поступает к двум насосам 3 и 4 далее к гидроцилиндрам 5 и 6. Насосы 3 и 4 однотипные, имеют одинаковые рабочие объемы и расположены на одном приводном валу (например, пластинчатые двухпоточные насосы типа Г12-2М). При равенстве преодолеваемых нагрузок  $P_1$  и  $P_2$  через насосы проходит и поступает к гидроцилиндрам одинаковое количество жидкости. Это обеспечивает точную синхронизацию движения поршней. Если преодолеваемые нагрузки неодинаковы, то вращение ротора насоса, расположенного в перегруженной ветви, замедлится. В этом случае второй насос, расположенный в менее нагруженной ветви, начинает работать в режиме двигателя по отношению к первому насосу. Рассогласования движения поршней гидроцилиндров происходить не будет.

В реальных условиях из-за различия объемных КПД и отклонений рабочих объемов насосов 3 и 4 и гидроцилиндров возможно рассогласование движения, когда поршень одного гидродвигателя подойдет в конечное положение раньше другого, а насосы 3 и 4 остановятся. Для дожатия отстающего поршня, т. е. для устранения рассогласования, предусмотрены напорные клапаны 7 и 8, настроенные на рабочее давление в гидросистеме. В этом случае при дожатии отстающего поршня гидроцилиндра отвод от него жидкости

происходит через соответствующий клапан. Рассмотренная схема синхронизации движения применена в гидравлическом прессе.

**Блокировка потока.** Для блокировки потока жидкости на участках гидросистемы и для фиксации выходных звеньев гидродвигателей применяются обратные клапаны, гидрозамки, гидрораспределители с положительным осевым перекрытием, напорные клапаны.

## **Контрольные вопросы к главе 2**

1. Какие схемы называются элементарными?
2. Какие схемы называются простыми и простыми разветвленными?
3. Для чего используются комбинированные схемы?
4. Что позволяет достичь разгрузка насоса в период холостого хода?
5. Как осуществляется последовательность включения гидроцилиндров способом «по пути»?
6. Как осуществляется последовательность включения гидроцилиндров способом «давления»?
7. Как можно осуществить синхронизацию гидроцилиндров, на которые действуют разные нагрузки, с помощью насосов?
8. Как можно осуществить синхронизацию движения гидроцилиндров с помощью «делителей потоков»?
9. Чем функциональная схема отличается от принципиальной?
10. Какие типы схем используются при проектировании ОГП?

## **3 ИСПОНИТЕЛЬНЫЕ ОРГАНЫ ОГП**

### **3.1 Классификация исполнительных органов.**

В качестве классификационных признаков приняты типы воздействия (движения) (рисунок 3.1).

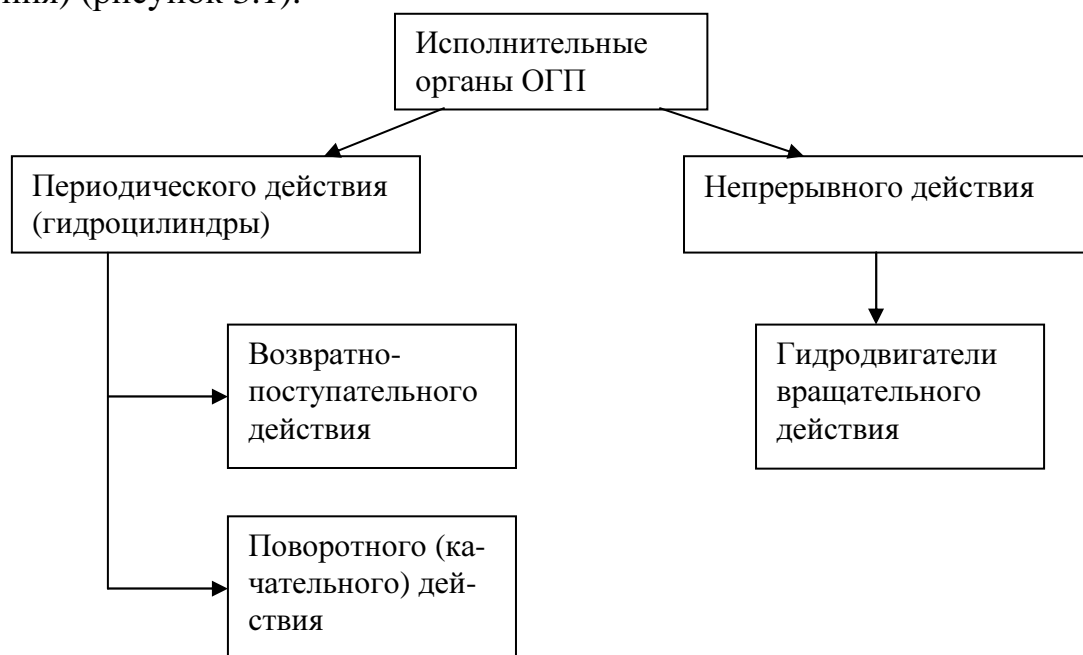


Рисунок 3.1 – Классификация исполнительных органов ОГП

### 3.2 Гидроцилиндры возвратно-поступательного действия

Гидроцилиндры являются простейшими гидродвигателями, которые применяются в качестве исполнительных механизмов поступательного движения в объемных гидроприводах.



Рисунок 3.2 – Классификация гидроцилиндров по основным конструктивным элементам

Классификация гидроцилиндров поступательного действия представлена на рисунке 3.2. В качестве классификационных признаков использованы

основные конструктивные элементы гидроцилиндров, определяющие тип действия или движения.

Условные обозначения и конструктивные особенности гидроцилиндров представлены в таблице 3.1.

<i>Тип гидроцилиндра</i>	<i>Конструктивные особенности</i>	<i>Обозначение в схемах</i>
<i>Одностороннего действия</i>	<i>Без указания способа возврата поршня со штоком</i>	
	<i>Возврат поршня со штоком пружиной</i>	
	<i>Плунжерный</i>	
	<i>Телескопический</i>	
<i>Двустороннего действия</i>	<i>С односторонним штоком</i>	
	<i>С двусторонним штоком</i>	
	<i>Телескопический двустороннего действия</i>	
<i>Гидроцилиндр с демпфером</i>	<i>Гидроцилиндр с демпфером двусторонний</i>	
	<i>Гидроцилиндр с демпфером односторонний</i>	
<i>Гидроцилиндр с регулируемым торможением</i>	<i>С одной стороны</i>	
	<i>С двух сторон</i>	
<i>Гидроцилиндр двухкамерный</i>	<i>Гидроцилиндр двустороннего действия</i>	

Таблица 3.1 – Условные обозначения гидроцилиндров.

### 3.3 Конструкции гидроцилиндров

Гидроцилиндры, выпускаемые машиностроительными заводами, имеют как общепромышленное назначение, так и специализированное для различных областей: сельского хозяйства, лесной промышленности, тракторостроения и т.д. В лесной промышленности основная масса гидроцилиндров производится самой отраслью для своих специализированных машин. Однако в отрасль поставляются тракторы, автомобили, дорожно-строительные и другие машины с гидроцилиндрами других отраслей и общепромышленного назначения. При этом имеются ввиду гидроцилиндры привода технологического оборудования. Кроме этого, для управления и функционирования базовых машин используется гидропривод, значительно отличающийся по параметрам от технологического. Ниже рассматриваются только гидроцилиндры привода технологического оборудования. В некоторых областях применяется

специальное обозначение гидроцилиндров. Например, гидроцилиндры, выпускаемые предприятиями Стройдормаша ОСТ 22-1417-79 имеют следующее обозначение (рисунок 3.3).

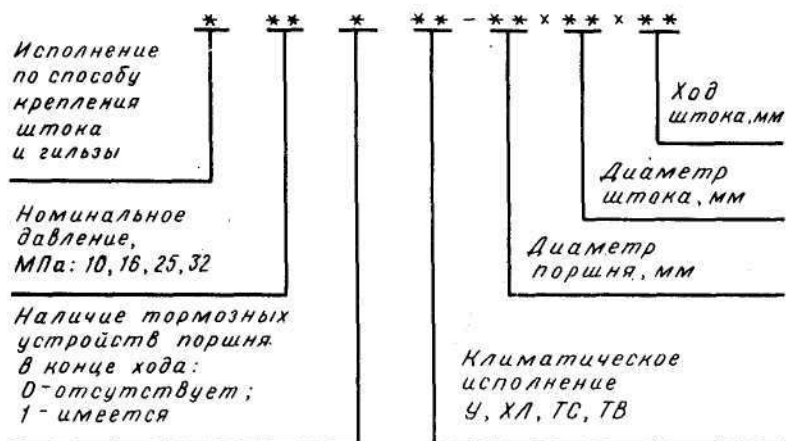


Рисунок 3.3 – Пример обозначения гидроцилиндров

Кроме приведенного обозначения гидроцилиндры общего назначения имеют буквенный индекс "Ц", который ставится впереди. Гидроцилиндры сельскохозяйственного назначения имеют индекс "ЦС". Эти два типа гидроцилиндров имеют значительные конструктивные отличия. Общим для обоих типов является то, что обе крышки цилиндров – "штоковая" и "бесштоковая" – съемные.

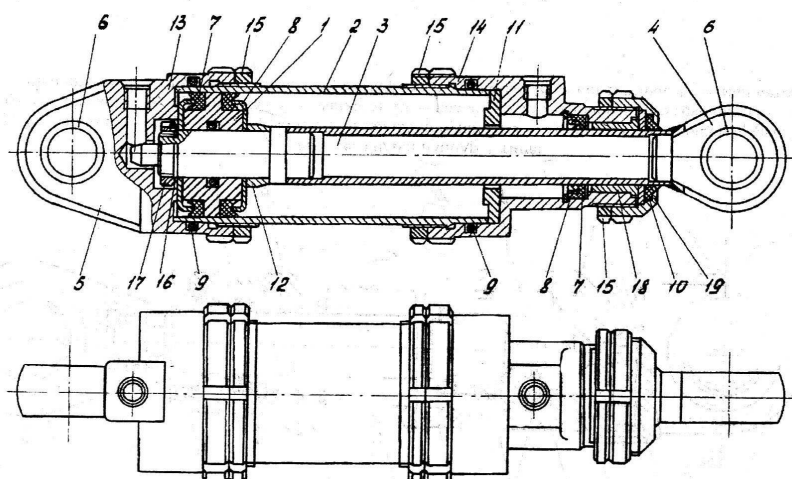


Рисунок 3.4 – Гидроцилиндр общего назначения:

1 – поршень, 2 – гильза; 3 – шток; 4 – передняя проушина; 5 – задняя проушина; 6 – втулка скольжения; 7 – манжета; 8 – манжетодержатель; 9 – коль-

цо круглого поперечного сечения; 10 – грязесъемник; 11 – кольцо демпфера; 12 – корпус демпфера; 13 – задняя крышка; 14 – передняя крышка; 15 – контргайка; 16 – стопорная шайба; 17 – гайка штока; 18 – направляющая; 19 – крышка грязесъемника.

У цилиндров общего назначения крышки соединяются с гильзой цилиндра резьбовым соединением (см. рисунок 3.4) у цилиндров сельскохозяйственного назначения крышки стягиваются между собой, зажимая гильзу, длинными шпильками. Поэтому цилиндры типа "ЦС" используются при более низких давлениях и короче других типов. Гильзы этих цилиндров изготавливаются из чугуна.

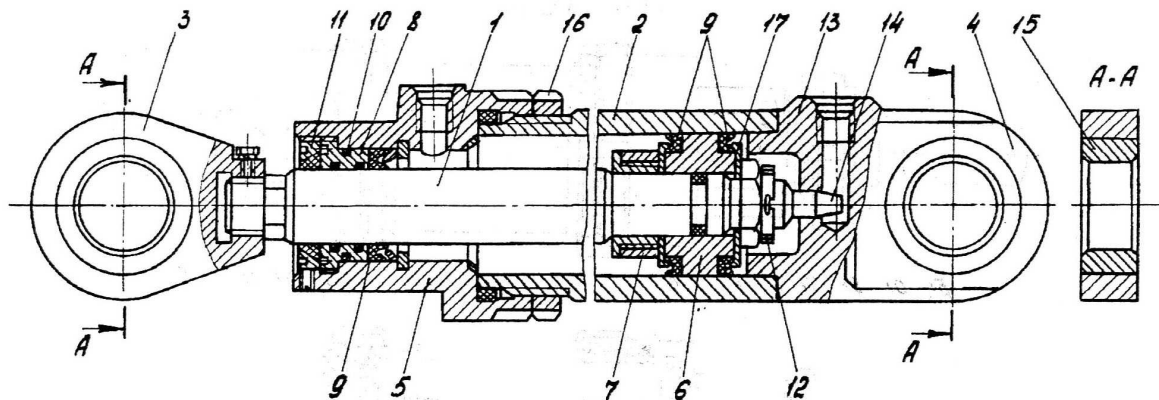


Рисунок 3.5 – Гидроцилиндр дорожно-строительных машин

1 – шток; 2 – гильза; 3 – передняя проушина; 4 – задняя проушина; 5 – корпус направляющей штока; 6 – поршень; 7 – корпус демпфера; 8 – направляющая; 9 – манжета; 10 – кольцо круглого поперечного сечения; 11 – грязесъемник; 12 – гайка штока; 13 – задняя крышка; 14 – демпфер; 15 – втулка; 16 - контргайка; 17 – манжетодержатель.

Технические параметры гидроцилиндров, поступающих в лесную промышленность из других отраслей представлены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Гидроцилиндры, поступающие в лесную промышленность из других отраслей

Марка гидроцилиндра	Давлен , МПа		Моторе- сурс, ч	КПД	Усилие, кН		Ход штока, мм	Диаметр цилинд- ра, мм	Диаме- тр што- ка мм	Тип уплотне- ний	Тип рекомендован- ной рабочей жидкости
	номи- нальное	макси- маль- но			толкаяю- щее	тяну- щее					
Ц-55-101-0001	14	17,5	8000	0,91	33,2	23,3	200 <sup>+1</sup> <sub>-3</sub>	55	30	Резиновые кольца	М-10-Г <sub>2</sub> , М-10-В <sub>2</sub> , М-8-Г <sub>2</sub> М-8-В <sub>2</sub>

Продолжение таблицы 3.2

Марка гидроцилиндра	Давлен , МПа		Моторе- сурс, ч	КПД	Усилие, кН		Ход штока, мм	Диаметр цилинд- ра, мм	Диаме- тр што- ка мм	Тип уплотне- ний	Тип рекомендован- ной рабочей жидкости
	номи- нальное	макси- маль- но			толкаяю- щее	тяну- щее					
Ц-75-1Ш-001А	14	17,5	8000	0,91	62	52	200 <sup>+1</sup> <sub>-3</sub>	75	30	Тоже	М-10-Г <sub>2</sub> , М-10-В <sub>2</sub> , М-8-Г <sub>2</sub> , М-8-В <sub>2</sub>
151.40.040.3А	10		6000	0,80	50	37,5	280	80	40	—»—	И-20А (ГОСТ 20799-75)
Ц-90-121-2001А	14	17,5		0,91	89	79	200	90	30	—»—	М-10-Г <sub>2</sub> , М-10-В <sub>2</sub> (ГОСТ 8581-78)
Ц-90М	14	17,5	—	0,91	89	79	200	90	30	—»—	М-Ю-Г <sub>2</sub> , М-10-В <sub>2</sub>
ЦПО-1414001А	14	17,5	8000	0,91	133	115	250	ПО	40		М-10-Г <sub>2</sub> , М-10-В <sub>2</sub>
18-26-270	16	20	7000	0,93	125,8		800	100	60	Резиновые манжеты, шев- роны кольца	М-100-Г <sub>2</sub> , М-10-В <sub>2</sub>
Ц110А-1414001	14	18	8000	0,91	133	115	400	100	40	Резиновые кольца	М-10-Г <sub>2</sub> , М-10-В <sub>2</sub>
Ц125.250.160.001-1	16	20	8000	0,92	196	165	250	125	50	Тоже	М-10-Г <sub>2</sub> , М-10-В <sub>2</sub> , М-8-Г <sub>2</sub> , М-8-В <sub>2</sub>
Ц125.250.160.001-П	16	20	8000	0,92	196	165	175	125	50	—»—	М-10-Г <sub>2</sub> , М-10-В <sub>2</sub> , М- 8-Г <sub>2</sub> , М-8-В <sub>2</sub>
Ц700А.34.29.000	14	18	8000	0,91	171,1	144	400	125	50	—»—	М-8-В <sub>2</sub>
Ц125.1000.160.011 с клапанной разгрузкой	16	20	8000	0,91	196,1	165	1000	125	60	Манже- ты, шевроны, кольца	—
Ц140x1250-33 с клапан- ной разгрузкой	16	20	8000	0,91	259	210	1250	140	80	Тоже	—

Ц160x1400-33 с клапанной разгрузкой	16	20	8000	0,91	322	241	1250	160	80		—
Ц160x1400-33	16	20	8000	0,91	322	241	1400	160	80		
Ц-40x250-11							160				
Ц-40x160-11	16	20	8000	0,96	20,1	15,0	200	40	20	-	—
Ц-40x200-11							250				
Ц-63x800.160.001	16	20	6000	0,93	49,8	36,9	800	63	32	Манжеты, резиновые кольца	—

Продолжение таблицы 4

Марка гидроцилиндра	Давление, МПа		Моточас, ч	КПД	Усилие, кН		Ход штока, мм	Диаметр цилиндра, мм	Диаметр штока, мм	Тип уплотнений	Тип рекомендованной рабочей жидкости
	номинальное	максимальное			толкающее	тянущее					
Ц100x100x3	16	20	8000	0,96	125,6	101,8	200	100	40	Резиновые кольца	-
Ц80x200x24	16	20	8000	0,92	80,3	60,2	200	80	40	Тоже	-
Ц100.110.160.001	16	20	8000	0,92	125,6	101,8	110	100	40	Тоже	
Ц10Б-141.4001	14	17,5	8000	0,94	133,0	106,0	400	110	50	Тоже	
Ц125x200x11	16	20	8000	-	196,2	164,8	200	125	50	Тоже	
Ц125x200-21	16	20	8000	0,92	196,2	164,8	200	125	50	Резиновые кольца	—
Ц125x200-24	16	20	8000	0,92	196,2	164,8	200	125	50	Тоже	-
Ц125.400.160.001	16	20	8000	0,96	196,2	164,4	400	125	63	Тоже	
Ц140.710.160.001	14	17,5	4000	0,93	215,4	161,5	710	140	70	Резиновые манжеты, шевроны, кольца	—
Ц75x110-2	14	17,5	-	-	62	-	100	75	30	-	-
Ц75x200-2	14	17,5	—	-	62	-	200	75	30	-	—
Ш00x200-2	14	17,5	-	-	109,9	—	200	100	40	-	-
Ц100x200-3	16	20	—	—	103	—	200	100	40	—	—

Конструкции гидроцилиндров могут быть по функциональному назначению только для выполнения основной силовой функции или с дополнительными функциями:

- дросселирования потоков;
- демпфирования в конце движения;
- изменения длины хода штока.

Выполнение этих функций достигается встраиванием специальных устройств в крышки гидроцилиндров.

Основные требования к конструкциям гидроцилиндров установлены ГОСТ 161514-80 "Технические требования к конструкциям гидроцилинд-

ров”. В них оговариваются конструкция и размеры деталей, присоединительные размеры, требования к уплотнениям, проходным сечениям отверстий присоединения шлангов и т.д.

Основные параметры гидроцилиндров установлены ГОСТ 6540-68 (с изменениями 1988 г.) ”Гидроцилиндры и пневмоцилиндры – ряды основных параметров”. К этим рядам относятся: номинальное давление, диаметр поршня (цилиндра), диаметр штока, ход штока. Установленные стандартом параметры приведены ниже в таблицах.

Стандартом **рекомендуется** отношения площадей поршня в штоковой и бесштоковой частях для определения диаметра штока (ГОСТ 6540-68):

$$\varphi = \frac{D^2}{D^2 - d^2}$$

где  $D$  – диаметр поршня (гидроцилиндра);

$d$  – диаметр штока.

Рекомендуемые значения  $\varphi$  приведены в таблице 3.3 (см. также ГОСТ 6540-68).

Таблица 3.3 - Отношения значения площадей поршневой штоковой полостей цилиндра

	D	10	12	16	20	25	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100	100	125
1,05	d φ	- -	- -	4 1,07	5 1,07	6 1,06	8 1,07	- -	to 1,07	- -	12 1,00	14 1,07	16 1,07	18 1,07	20 1,07	22 1,06	25 1,07	28 1,07	32 1,07
1,12	d φ	- -	4 1,12	5 1,11	6 1,10	8 1,11	10 1,11	12 1,12	12 1,10	- -	16 1,11	18 1,11	20 1,11	22 1,11	25 1,11	28 1,11	32 1,11	36 1,12	40 1,11
1,25	d φ	4 1,19	5 1,21	6 1,16	8 1,19		14 1,24	16 1,2b	18 1,25	20 1,25	22 1,24	25 1,25	28 1,25	32 1,26	36 1,25	40 1,25	45 1,25	50 1,26	56 1,26
1,33	d φ	5 1,33	6 1,33	8 1,33	10 1,33	12 1,30	16 1,33	18 1,33	20 1,33	22 1,31	25 1,33	28 1,33	32 1,35	36 1,36	40 1,33	45 1,33	50 1,33	56 1,35	63 1,34
1,4	d φ	- -	- -	- -	- -	14 1,16	18 1,46	20 1,45	22 1,43	- -	28 1,16	- -	36 1,48	- -	45 1,46	50 1,45	56 1,46	63 1,19	70 1,46
1,6	d φ	- -	- -	10 1,64	15,6	16 1,69	20 1,64	22 1,60	25 1,64	28 1,63	30 1,69	36 1,70	40 1,67	45 1,70	50 1,64	56 1,63	63 1,66	70 1,68	80 1,69
2	d φ	- -	- -	- -	14 1,96	18 2,0	22 1,90	25 1,93	28 1,96	32 2,02	36 2,08	40 2,04	45 2,04	50 2,04	56 1,96	63 1,96	70 1,90	80 2,12	90 2,08
2,5	d φ	- -	- -	- -	- -	20 2,7	25 2,57	28 2,53	32 2,78	36 2,78	40 2,78	45 2,82	50 2,70	56 2,78	63 2,63	70 2,53	80 2,78	90 3,02	100 2,78
5	d φ	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	45 5,26	50 4,93	56 4,76	63 5,26	70 4,27	80 4,76	90 5,26	100 5,76	110 4,43

φ*	D	140	160	180	200	220	250	280	320	360	400	450	500	560	630	710	800	900	1000
1,06	d φ	36 1,07	40 1,07	45 1,07	50 1,07	56 1,07	63 1,07	70 1,07	80 1,07	90 1,07	100 1,07	110 1,06	125 1,07	140 1,07	160 1,07	180 1,07	200 1,07	220 1,06	250 1,07
1,12	d φ	45 1,11	50 1,11	56 1,11	63 1,11	70 1,11	80 1,11	90 1,11	100 1,11	110 1,10	125 1,11	140 1,11	160 1,11	180 1,11	200 1,11	220 1,12	250 1,11	280 1,11	320 1,11
1,25	d φ	63 1,25	70 1,25	80 1,25	90 1,25	100 1,26	110 1,24	125 1,25	140 1,24	160 1,25	180 1,25	200 1,25	220 1,24	250 1,25	280 1,25	320 1,25	360 1,25	400 1,25	450 1,25
1,33	d φ	70 1,33	80 1,33	90 1,33	100 1,33	110 1,33	125 1,33	140 1,33	160 1,33	180 1,33	200 1,31	220 1,33	250 1,33	280 1,35	320 1,35	360 1,33	400 1,33	450 1,33	500 1,33
1,4	d φ	80 1,48	90 1,46	100 1,15	110 1,43	125 1,48	140 1,46	160 1,48	180 1,46	200 1,45	220 1,43	250 1,45	280 1,46	320 1,46	360 1,48	400 1,46	450 1,46	500 1,45	560 1,46
1,6	d φ	90 1,70	100 1,64	110 1,60	125 1,64	140 1,68	160 1,69	180 1,70	200 1,64	220 1,60	250 1,63	280 1,63	320 1,69	360 1,71	400 1,67	450 1,67	500 1,64	560 1,63	630 1,66
2	d φ	100 2,04	110 1,90	125 1,93	140 1,96	160 2,12	180 2,08	200 2,04	220 1,90	250 1,93	280 1,96	320 2,02	360 2,08	400 2,04	450 2,04	500 1,98	560 1,96	630 1,96	710 2,02
2,5	d φ	110 2,61	125 2,57	140 2,53	160 2,78	180 3,02	200 2,78	220 2,61	250 2,57	280 2,53	320 2,78	360 2,78	400 2,78	450 2,82	500 2,70	560 2,65	630 2,63	710 2,65	800 2,78

5	d	125	140	160	180	200	220	250	280	320	360	400	450	500	560	630	710	800	900
	$\varphi$	4,43	4,27	4,76	5,26	5,76	4,43	4,93	4,27	4,76	5,26	4,76	5,26	4,93	4,78	4,70	4,71	4,76	5,26

Заводы-изготовители гидроцилиндров общетехнического назначения, а также некоторые отрасли производят гидроцилиндры двух типов: с нормальным диаметром штока ( $\varphi=1.33$ ) и с увеличенным ( $\varphi=1.6$ ). Выбор соотношения диаметров штока и цилиндров, таким образом, является произвольным (в пределах рекомендуемых значений  $\varphi$ ) и ограничением в выборе могут быть только значения прочности и устойчивости штока. В связи с произвольностью выбора соотношения диаметров штока и поршня различными авторами предлагаются ориентировочные методы выбора: в зависимости от номинального (максимального) давления в системе, или в зависимости от скорости холостого хода (втягивания штока). В частности, В.П. Корпачев ("Основы проектирования объемного гидропривод") рекомендует значения отношений  $\gamma = \frac{d}{D}$  в зависимости от рабочего давления ( $P_p$ ) при выполнении условия  $S \leq 10D$ , где  $S$  – ход штока:

При  $P_p \leq 2,5$  МПа –

$$d = (0,3 \div 0,35)D;$$

$P_p \leq (6 \div 10)$  МПа –

$$d = 0,5D;$$

$P_p \leq (16 \div 25)$  МПа –

$$d = (0,7 \div 0,75)D.$$

Рассмотрим эти рекомендации более подробно.

Соотношение  $S \leq 10D$ , используемое различными авторами (например, Лебедев Н.И., Корпачев В.П., Багин Ю.И.) как условие обеспечения устойчивости штока при сжатии (продольный изгиб), в действительности установлено как технологическое ограничение при изготовлении гидроцилиндров и к устойчивости штока при продольном сжатии отношения не имеет. Из курса "Сопротивление материалов" известно, что устойчивость стержней зависит от соотношения диаметра стержня и его длины, а также от материала стержня. Поэтому условие  $S \leq 10D$  имеет смысл как условие, обеспечивающее устойчивость только при наличии связи между  $D$  и  $d$ , т.е. при определенных конкретных значениях функции  $\gamma = \frac{d}{D}$ .

Выбор соотношения диаметров по давлению также оказывается в зоне неопределенности и при соблюдении условия  $S \leq 10D$  приведет к неоправданым запасам прочности, либо к неустойчивости при малых значениях

$$\varphi = \frac{D^2}{D^2 - d^2}.$$

Сказанное позволяет сделать вывод, что предлагаемые методы выбора диаметра штока являются некорректными, и т.к. основным ограничением при этом является критическое усилие продольного сжатия, то этот расчет следует проводить при любом уменьшении значения диаметра штока (уменьшения  $\varphi$ ) или увеличения давления, с целью проверки устойчивости. Основными

факторами, влияющими при этом на величину критической силы сжатия  $F_k$ , при которой стержень теряет устойчивость, являются модуль упругости материала  $E$ , диаметр штока  $d$  и ход штока  $S$

$$F_k = f(E, S, d).$$

Другим, менее важным ограничением, для коротких – с увеличенным диаметром штока – цилиндров, служит предел прочности на сжатие для хрупких материалов и предел пропорциональности (текучести) для упругих. Однако по этому критерию выпускаемые промышленностью гидроцилиндры имеют большой запас прочности.

При выборе выпускаемых серийно гидроцилиндров условия прочности и устойчивости обеспечиваются при номинальном давлении и проверочные расчеты проводить нет необходимости.

Ниже будут рассмотрены методы расчета на устойчивость и стратегия поведения разработчика при расчете и проектировании новых цилиндров.

В случае использования серийных гидроцилиндров сам собою отпадает вопрос выбора диаметра штока. Однако необходима проверка скорости движения штока. Эта необходимость особенно актуальна при подаче жидкости в штоковую полость и больших значениях  $\varphi$  (увеличенных диаметрах штока), т.к. в этих условиях возможны ударные нагрузки.

### **3.4 Гидроцилиндры машин лесной промышленности**

Конструкции гидроцилиндров лесозаготовительных машин представлены на рисунке 3.5.

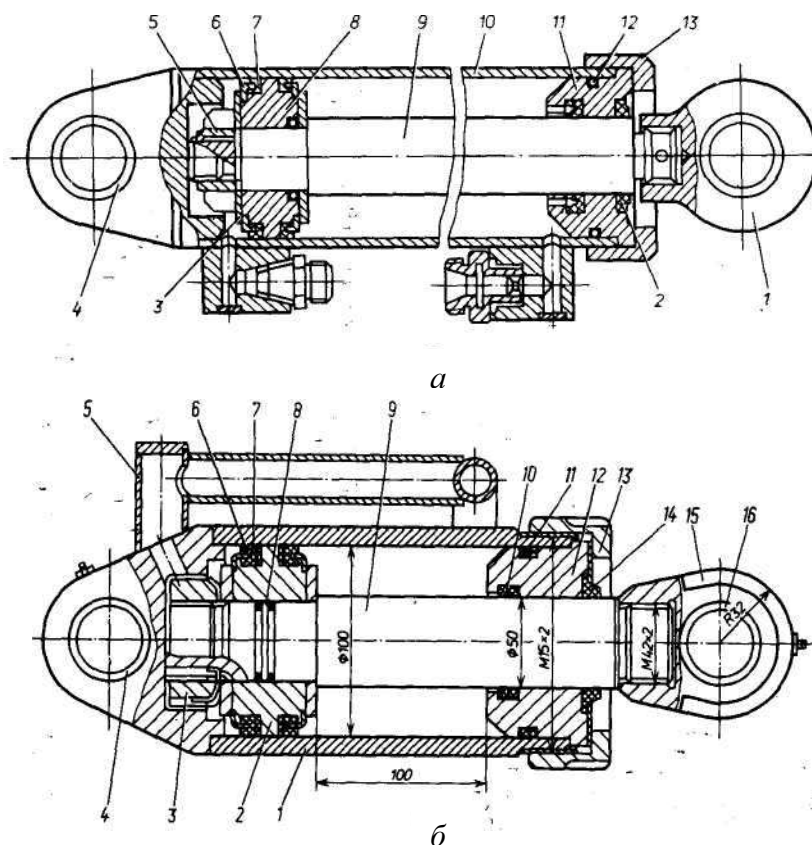


Рисунок 15 – Гидроцилиндры лесозаготовительных машин:

*a* — гидроцилиндр лесоштабелера ЛТ-33: 1 — головка штока; 2 — грязесъемник; 3 — шайба упорная; 4 — проушина; 5 — гайка; 6 — манжетодержатель; 7 — манжета; 8 - поршень; 9 — шток; 10 - гильза цилиндра; 11 — головка; 12 — углотнительное резиновое кольцо; 13 — гайка накидная; *б* — гидроцилиндр наклона коника машины ЛП-18Г: 1 - гильза цилиндра; 2 - поршень; 3 - гайка; 4,16 - подшипники; 5 -перепускная труба; 6 — упор; 7 — манжета уплотнительная поршня; 8 — уплотнительное кольцо штока поршня; 9 — шток; 10 — уплотнительные манжеты и кольцо штока в головке цилиндра; 11 — уплотнительное кольцо головки и гильзы; 12 — головка; 13 — гайка головки; 14 — грязесъемник; 15 — проушина штока

Как видно из рисунка, цилиндры, изготавливаемые для лесной промышленности, проще по конструкции: задняя крышка цилиндра соединяется с гильзой цилиндра сварным швом. Для устранения деформации от температурной усадки шва на крышке выполняется посадочный бурт, препятствующий деформации гильзы. Цилиндры лесных машин не имеют буквенного индекса и для различия обозначаются маркой машины. Основные технические характеристики цилиндров приведены в таблице 3.4.

Таблица 3.4 – Технические характеристики гидроцилиндров лесной промышленности

Марка машины	Марка гидроцилиндра	Тип цилиндра, назначение	Ход поршня, мм	Диаметр цилиндра, мм	Диаметр штока, мм	Рабочее давление, МПа	Количество
ЛЮ-15А	У6.IV-125x63x90	Гидроцилиндр стрелы	1000	125	60	16,0	2
	У6.IV-125x63x90	Гидроцилиндр рукоятки	1000	125	60	16,0	2
	1.15.0V-80x50x250	Гидроцилиндр упоров	250	80	40	16,0	1

	1.16.0V-80x50x320	Гидроцилиндр захвата	320	80	40	16,0	2
	1.15.0V-80xS0x320	Гидроцилиндры: надвигания пилы, сброса на пилу, сброса от пилы, ролика	320	80	40	16,0	4
ЛП-18Г	1.16.0 V-100x63x320	Гидроцилиндр толкателя	320	100	30	14	2
	1.16.IV-125x80x160	Гидроцилиндр захвата	100	125	50	14	1
	1.16JV-125x80x630	Гидроцилиндр стрелы	630	125	70	14	4
ЛП-18Г	1.16.IV-125x80x1000	Гидроцилиндр рукояти	1000	125	70	14	1
	1.16.0V-100x63x160	Гидроцилиндр наклона коника	160	100	50	14	1
	1.16JV-125x80x630	Гидроцилиндр зажима коника	630	125	70	14	1
ПЛ-2	ПЛ-2-08-600СБ	Гидроцилиндр механизма захва- та	620	160	70	12,5	2
ПЛ-3	П-2-03-00	Гидроцилиндр коромысла	940	160	70	12,5	
	П-2-08-00	Гидроцилиндр стрелы	1190	160	70	12,5	
ЛП-33А	ЛП-33А.19.050-С1	Гидроцилиндр наклона стрелы	800	140	90	15 <sup>+1</sup>	
	ЛП-33А.19.050	Гидроцилиндр поворота стрелы	800	140	90	12 <sup>+1</sup>	1
	ЛП-33А.04.100 или Л116-ОУ-100x63x320	Гидроцилиндр головки сучкорезкой	320	100	70	12 <sup>+1</sup>	1
			320	100	63	12	1
	ЛП-33А.04.100 или 1.16.0 V- 100x63x320	Гидроцилиндр головки приемной	320	100	70		
			320	100	63		
ЛТ-65	—	Гидроцилиндр захвата	620	160	70		
	—	Гидроцилиндр поворота стрелы	1250	125	70		2
	—	Гидроцилиндр поворота основа	900	160	70		2
ЛП-19А	ЛП-19А.05.00.100 гов	Гидроцилиндр зажимных рыча гов	250	140		20	2
	4121А.23.00.000	Гидроцилиндр рукояти и стойки захвата	1400	140		25	2

На машине ЛП-18Г применяют 7 типоразмеров гидроцилиндров, которые рассчитаны на давление до 15 МПа и выполнены по одинаковой схеме. Конструкция гидроцилиндра наклона коника показана на рисунке 3.5, б.

В качестве уплотнений применены манжетные и кольцевые резиновые уплотнения. Марки гидроцилиндров приведены в таблице 3.4. На лесопильном станке ЛТ-33 установлены гидроцилиндры двойного действия, их конструкция приведена на рис. 3.5, а. На строительных и дорожных машинах наибольшее распространение получили также цилиндры двустороннего действия, характерной конструкцией могут быть модели экскаватора ЭО-3322А.

Особенностью конструкции является наличие демпфирующего устройства, что предотвращает удар штока о крышку и поршня о стакан. Герметичность подвижных и неподвижных соединений осуществляется резиновыми манжетами, шевронными манжетами и резиновыми кольцами, очистка от грязи поверхности штока производится грязесъемником.

Представителем гидроцилиндров одностороннего действия является гидроцилиндр размыкателя тормоза автокрана КС-3577 (рисунок 3.6, а). При подаче жидкости в подводный канал корпуса она давит на плунжер, который, перемещаясь в гильзе, передает усилие на шток, при этом пружина сжимается и он выполняет рабочую функцию. При соединении подводного канала со сливом за счет пружины вся система возвращается в исходное по-

ложение. Шток и пружина расположены в стакане, который завернут в корпус. На противоположном конце стакана установлена направляющая втулка для штока, в который ввернут винт с проушиной и контргайкой. Для уплотнений использованы резиновые кольца.

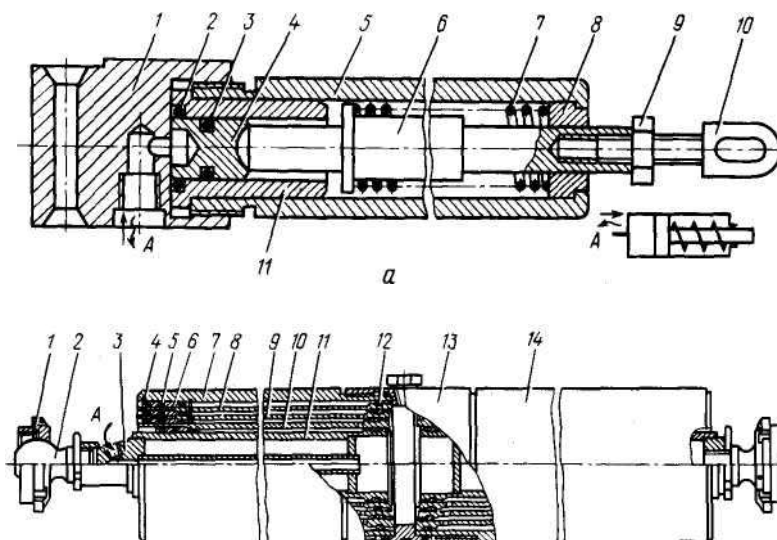


Рисунок 3.6.- Гидроцилиндр одностороннего действия и телескопический:  
*а* — гидроцилиндр одностороннего действия размыкателя тормоза грузовой лебедки автотрактора КС-3577:1 — корпус; 2, 3 — резиновые уплотнительные кольца; 4 — плунжер; 5 — стакан; 6 — шток; 7 — пружина; 8 — втулка; 9 — гайка; 10 - винт с проушиной; 11 — гильза плунжера; *б* — двойной телескопический гидроцилиндр (гидроподъемник) щеповоза ЛТ-191:1 — полумуфта; 2 — шаровая головка; 3 — крышка с маслопроводом; 4 — упорная шайба; 5 — резиновые кольца; 6 — направляющие чугунные втулки; 7, 14 — гидроцилиндры; 8, 9, 10, 11 — выдвигаемые трубы; 12 — направляющие чугунные полукольца; 13 — муфта соединительная

Телескопический гидроцилиндр, устройство для опрокидывания кузова щеповоза ЛТ-191, показан на рисунке 3.6, б.

Особенностью конструкции является соединение двух телескопических четырехзвенных гидроцилиндров 7, 14 с помощью муфты 13. В качестве направляющих выдвигаемых труб 8, 9, 10, 11 применены чугунные направляющие втулки 6 и чугунные направляющие полукольца 12. В качестве уплотнений использованы резиновые кольца. Подвод масла осуществляется через отверстие 4.

В качестве уплотнений в гидроцилиндрах установлены резиновые манжеты (ГОСТ 14896-84) и резиновые уплотнительные кольца (ГОСТ 9833-77), которые выполняются из резины группы Б (ГОСТ 14896—84). Для очистки штоков от грязи применяют в головках гидроцилиндров грязесъемники.

В исправных гидроцилиндрах утечки не должны превышать 33 см<sup>3</sup>/мин при температуре рабочей жидкости +50 °С и давлении 10 МПа.

Параметры гидроцилиндров двустороннего действия с односторонним штоком на рабочее давление 10... 16 МПа приведены в таблице 3.5. Для уплотнения поршней в таких конструкциях гидроцилиндров применяются резиновые манжеты (ГОСТ 14896-84).

Уплотнение штоков осуществляется с помощью резиновых манжет (ГОСТ 22704-77). Герметичность соединений проводится с помощью резиновых колец (ГОСТ 9833-77), а грязесъемники выполнены по ОСТ 38551-74. Типоразмеры уплотнений, резиновых колец и грязесъемников, работающих при давлении до 16 МПа и 25 ... 32 МПа, приведены в таблице 3.6.

Таблица 3.5 – Параметры гидроцилиндров двустороннего действия

Диаметр поршня, мм				Ход поршня;	l, мм		
Гидроцилиндры на рабочее давление 10... 16 МПа							
40	80	-	100	НО	-	-	-
50	100	-	125	-	-	-	-
63	125	140	160	180	-	-	250
80	160	—	200	220	250	280	320
100	200	-	250	—	320	360	400
ПО	-	250	280	-	360	400	-
125	250	280	320	360	400	450	500
140	280	320	—	400	—	500	560
160	320	360	400	-	500	-	630
180	-	—	-	500	560	630	710
200	-	-	500	—	630	710	800
220	-	—	—	730	700	-	—
250	-	-	-	-	-	-	-
40	—	—	—	—	—	—	—
50	-	-	-	320	-	-	400
63	—	280	—	360	-	-	-
80	—	—	400	450	500	560	630
100	-	—	500	560	630	710	800
110	—	—	—	630	—	800	—
125	—	560	630	710	800	-	1000
140	—	630	-	800	900	1000	1120
160	-	-	800	—	1000	1120	1250
180	—	800	-	1000	—	1250	-
200	-	-	1000	1120	—	1400	1600
220	-	-	-	—	1400	-	-
250	-	-	-	-	-	-	2000

Таблица 3.6 – Параметры гидроцилиндров

Диаметр поршня, мм	Ход поршня, мм				Диаметр штока, мм при/,	
					1,25	1,6
Гидроцилиндры на рабочее давление 10... 16 МПа						
40	—	400	-	—	18	25
50	-	500	-	630	22	32
63	—	—	-	—	28	40
80	710	800	900	1000	36	50
100	900	1000	1120	—	45	63
ПО	1000	—	-	—	50	70
125	—	1250	1400	—	56	80
140	1250	1400	—	-	63	90
160	1400	1600	—	—	70	100

180	—	—	—	—	80	100
200	—	—	-	—	90	125
220	—	—		—	100	140
250	2240	—	-	-	ПО	160
100	—	—	—	—	63	70
110	-	-	—	—	70	80
125	400	500	—	—	80	100
140	-	-	630	1250	90	100
160	-	-	-	1400	100	100
180	—	-	—	-	ПО	125

Примечание.  $f_c$  — отношение площадей гидроцилиндра к штоку.

### 3.5 Гидроцилиндры – выбор или проектирование?

В реальной практике проектирования, усовершенствования и эксплуатации гидросистем оборудование, требующее высокой прочности и сложной технологии изготовления, выбирается из перечня изделий, серийно выпускаемого заводами, специализирующимися на производстве высокоточного оборудования. К изделиям такого рода относятся: насосы, распределители, некоторые типы клапанов, некоторые марки гидроцилиндров и цилиндры значительной длины. Поэтому при проектировании новых и усовершенствовании существующих систем ОПП гидроцилиндры **выбираются** из числа серийно выпускаемых; только в случае, когда такие цилиндры непригодны, приступают к **проектированию "нестандартного"** (несерийного) образца.

В любом случае, процессу выбора или проектирования предшествует определение основных параметров исполнительного органа. Исходными данными для этого служат главные характеристики технологической машины: производительность и силовые нагрузки на рабочие органы, которые, в совокупности, определяют мощность двигателей и гидропривода. Таким образом, основными характеристиками исполнительных органов гидропривода являются: усилия, развиваемые штоком гидроцилиндра и его скорость\*, момент, развиваемый валом поворотного (моментного) гидроцилиндра, крутящий момент гидромотора и их угловые скорости.

Определение этих характеристик сводится к определению количественной связи, т.е. величины воздействия внешней "технологической" нагрузки на шток гидроцилиндра или вал гидромотора. Этот этап разработки гидропривода представляет инженерную задачу с графическим построением (решением) кинематики механизма машины (или рабочего органа машины) с гидроприводом.

\* т.к. производительность машины прямо пропорциональна скорости движения рабочих органов

Рассмотрим решение такой задачи на примере челюстного погрузчика. На рисунке 3.7 представлена конструктивная схема рабочего органа "перекидного" погрузчика. Схема должна быть построена в масштабе (допускается произвольный масштаб).

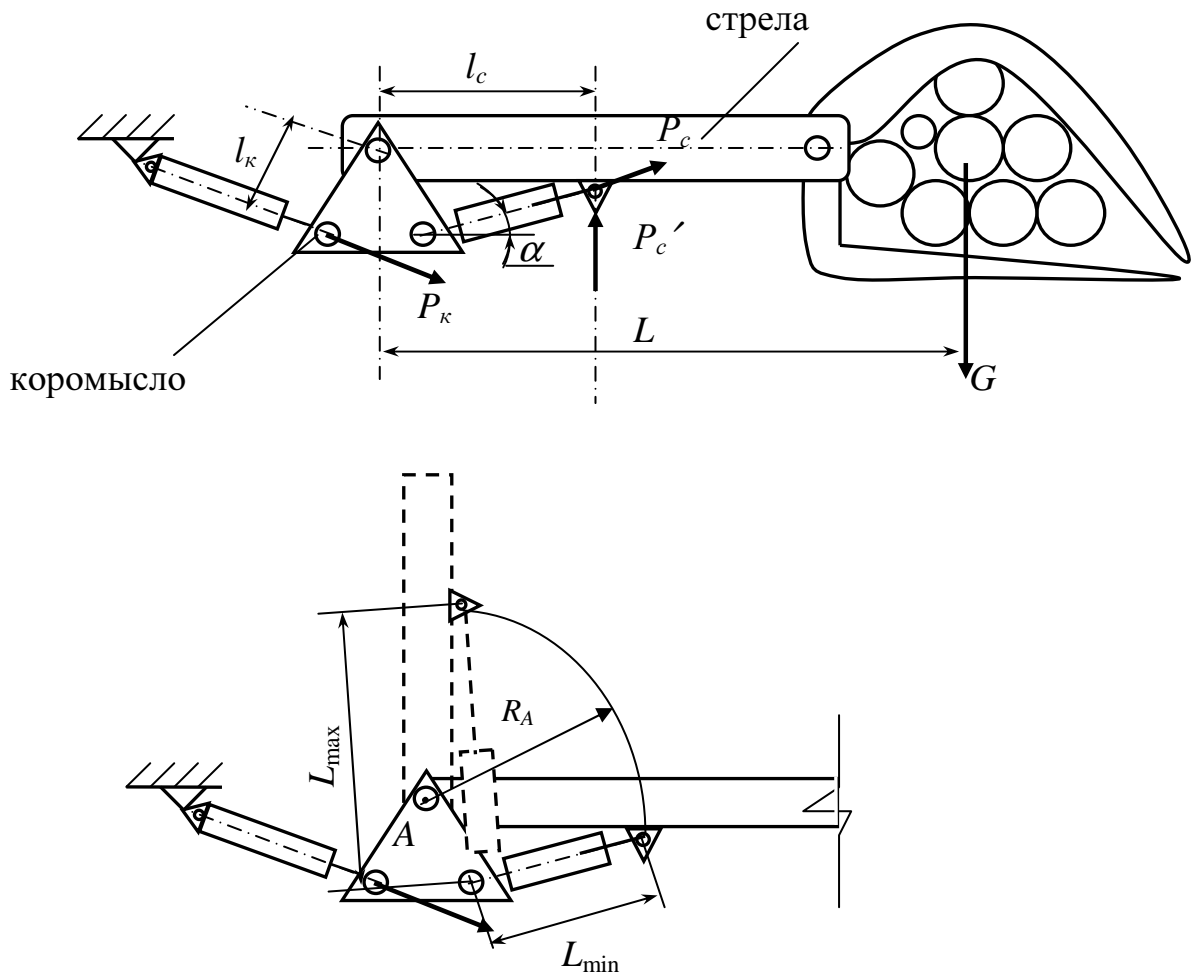


Рисунок 3.7 – Кинематика челюстного погрузчика и графическое построение кинематики с цилиндром

Выбрав по справочнику произвольно (ориентируясь по прототипу или аналогу) цилиндр, по таблицам определяют ход штока  $l$  и по графику или таблице (рисунок 3.7) находят коэффициент отношения  $\varphi$  и рассчитывают полную длину цилиндра  $L$  с выдвинутым штоком:

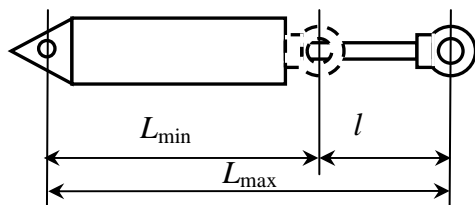
$$\varphi = \frac{L_{\max}}{l}; L_{\max} = \varphi l,$$

где  $l$  – ход штока, м;

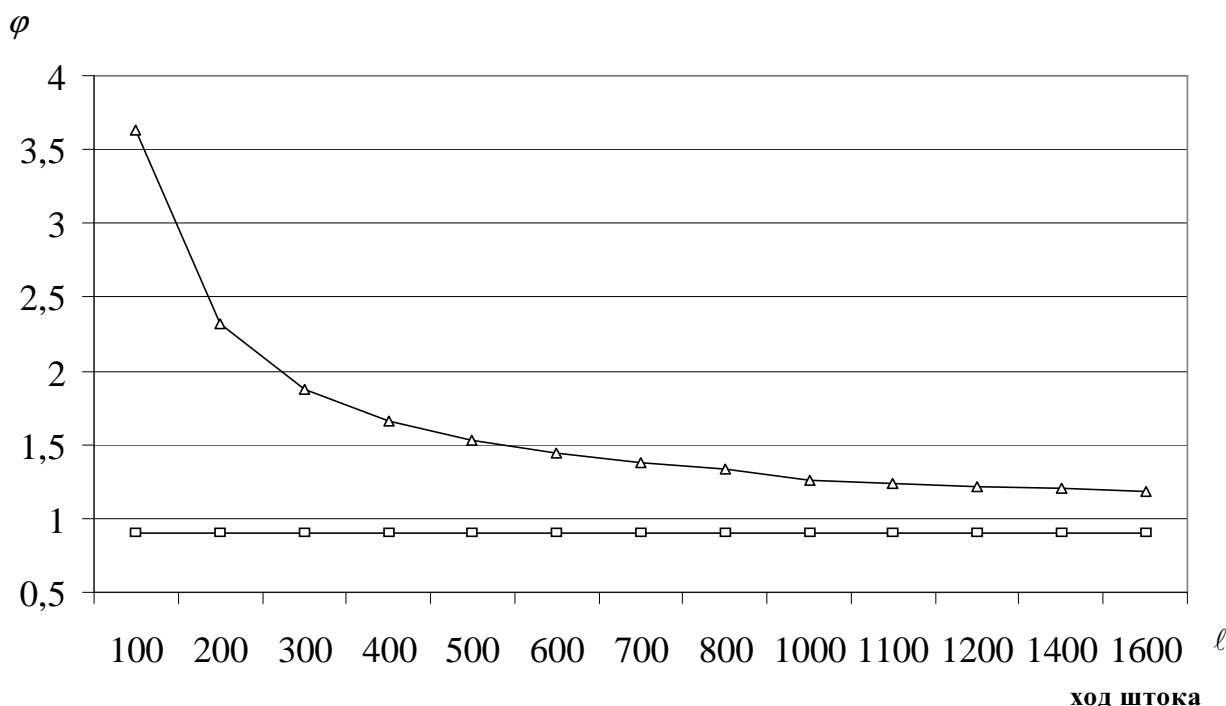
$L_{\max}$  – длина цилиндра (по центрам проушин) с выдвинутым штоком, м.

$$L_{\max} - l = L_{\min},$$

где  $L_{\min}$  – длина цилиндра с втянутым штоком, м.



Ход штока $l$ , мм	100	200	300	400	500	600	700	800	1000	1100	1200	1400	1600
-----------------------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	------	------	------	------	------



$\varphi$	3,6	2,3	1,9	1,7	1,5	1,4	1,4	1,3	1,26	1,24	1,22	1,2	1,18
-----------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	------	------	------	-----	------

Рисунок 3.8 – График и таблица для определения длин цилиндра

Считая точку крепления цилиндра стрелы на коромысле фиксированной, раствором циркуля  $R=L_{\min}$  определяют точку крепления штокана стреле. Для того, чтобы найти точку крепления штока при  $L=L_{\max}$  следует повернуть вокруг т. А (рисунок 3.7) в вертикальное положение, и снова раствором циркуля  $R=R_A$  (см. рисунок 3.7) найти точку крепления штока. Новое расстояние между точками крепления  $L'_{\max}$  должно удовлетворять условию:

$$L'_{\max} \geq L_{\max}.$$

Полученное решение корректируется поиском новых точек крепления на стреле или коромысле. Значительное отклонение  $L_{\max}$  от  $L'_{\max}$  может привести к отклонению положения рабочего органа машины от заданного технологией; в этом случае следует перейти к выбору другого цилиндра, анализируя график  $\varphi$  (рисунок 3.8). Получив удовлетворительное решение приступают к определению усилий, действующих на цилиндры.

Условие равновесия при подъеме груза (см. рисунок ) представим в виде равенства моментов

$$M_c = GL = P'_c l_c = P_k l_k, \text{ т.к. } P'_c = P_c \sin \alpha \Rightarrow P_k l_k = l_c P_c \sin \alpha = GL.$$

Для обеспечения последовательности срабатывания гидроцилиндров необходимо обеспечить условие:

$$l_c P_c \sin \alpha > P_k l_k = GL; \text{ т.к. } P_k = \frac{GL}{l_k}$$

Основные параметры цилиндра: диаметр, давление и ход, полученные (или принятые) при кинематических расчетах, сравнивают с табличными значениями серийно выпускаемых гидроцилиндров и, при несовпадении, корректируют в пределах допустимого. Корректирующими факторами могут быть: кинематика, давление, диаметр цилиндра.

Если получено достаточное совпадение, принимают к использованию серийный цилиндр. В этом случае никаких дополнительных расчетов проводить не требуется, и, как мы видели в приведенном примере, достаточно определить его диаметр для выбора серийного цилиндра.

Очень часто при проектировании новых машин, или в условиях, когда нет возможности менять кинематику или другие факторы, а серийные цилиндры не подходят, приходится проектировать новый. При этом после кинематического решения производится пробный, уточненный расчет. Назовем его "проектным".

### 3.6 Проектный (уточненный) расчет гидроцилиндров поступательного действия

Основным расчетным параметром гидроцилиндров является внутренний диаметр гидроцилиндра (поршня).

**Диаметр силового гидроцилиндра** (без учета потерь давления на преодоление дополнительных нагрузок) определяют по формуле

$$D = \sqrt{\frac{4 F}{\pi P_p \eta}},$$

где  $F$  - полезная нагрузка, приведенная к штоку, кН;  
 $P_p$  - рабочее давление в цилиндре, МПа;  
 $\eta$  - КПД гидросистемы, 0,82-0,97.

По вычисленному расчетному диаметру  $D$  подбирают *ближайший больший нормализованный диаметр* (см. ГОСТ 6570-68 таблица...).

**Диаметр штока  $d$**  определяют в зависимости от диаметра  $D$  по таблице.....

## Уточненный расчет основных параметров гидроцилиндра

Основным расчетным параметром гидроцилиндров является внутренний диаметр гидроцилиндра.

В процессе работы силового гидроцилиндра часть рабочего давления затрачивается на преодоление сил трения в конструктивных элементах гидроцилиндра, силу противодействия, динамические нагрузки, возникающие при разгоне и торможении поршня гидроцилиндра. Считая принятое рабочее давление исходным параметром, можно **уточнить диаметр силового гидроцилиндра**. Для этого необходимо учесть названные выше дополнительные нагрузки.

Полезные и дополнительные нагрузки определяют величину усилия, развиваемого гидроцилиндром,  $T'$ . **Усилие**, развиваемое гидроцилиндром, равно сумме нагрузок - *статической*  $T_c$  и *динамической* -  $T_d$

$$T' = T_c + T_d$$

**Статическая нагрузка** определяется при установившемся движении поршня по формуле

$$T_c = F + T_{тр} + T_{пр}$$

где  $F$  - полезная нагрузка, приведенная у штоку поршня;

$T_{тр}$  - сила трения в конструктивных элементах;

$T_{пр}$  - сила противодействия.

В следующих разделах определим величину каждого элемента, входящего в приведенные выше формулы, то есть силы  $T_d$ ,  $T_{тр}$ ,  $T_{пр}$ .

## Силы трения в конструктивных элементах гидроцилиндра

Важными элементами конструкции гидропривода являются **уплотнительные устройства**, обеспечивающие герметичность в подвижных и неподвижных соединениях гидравлических машин. От типа применяемых уплотнений зависит **конструкция поршней** гидродвигателей (гидроцилиндров, гидромоторов), их **параметры**, а также **величина рабочего давления**.

Обычно все применяемые в системах гидропривода уплотнения подразделяют по назначению на три группы:

- уплотнения неподвижных поверхностей;
- уплотнения подвижных поверхностей при относительных возвратно-поступательных перемещениях;
- уплотнения подвижных поверхностей при относительном вращательном их перемещении.

Для обеспечения высокой степени герметизации применяют различного *типа уплотнения*, изготовленные из различных материалов:

- *манжетные*;
- *резиновые кольца*;
- *металлические кольца*.

Принцип действия всех уплотнений из упругих материалов основан на их свойствах создавать начальное давление на уплотняемых поверхностях, контактируемых с уплотнением.

При этом с увеличением рабочего давления соответственно увеличивается усилие прижатия уплотнения к уплотняемым поверхностям.

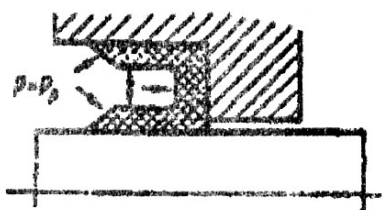


Рисунок - U-образное уплотнение

**Манжетные уплотнения:** манжетой в общем случае называют упругое фигурное кольцо, которое прижимается давлением рабочей жидкости к соответствующим деталям и оказывает уплотняющее действие. Форма манжет разнообразна, однако наиболее распространенными являются U-образные и манжеты (рис. 2.5). Эти манжеты применяют при давлениях рабочей жидкости до 35 МПа.

Таблица 9 - Размеры манжетных уплотнений

Диаметр $d$ , мм	До 30	До 60	До 150	До 300
$l$ , мм	8	10	10-12	15-20

Силу трения в уплотнениях из манжет U-образного профиля определяют по формуле

$$\tau_m = \pi d l (P_p + P_k) f_m, \quad (2.11)$$

где  $d$  - диаметр уплотняемого соединения;  
 $l$  - ширина рабочей части манжеты (см. табл. 2.4);  
 $P_p$  - рабочее давление;  
 $P_k$  - монтажное давление, составляющее 0,2...0,5 МПа;  
 $f_m$  - коэффициент трения, равный для резины 0,1...0,13.

Силу трения при уплотнении резиновыми кольцами определяют по зависимости

$$\tau_{P_k} = \alpha_K \pi d, \quad (2.13)$$

где  $d$  - диаметр уплотнения;

$q_k$  - удельная сила трения на 1 см длины уплотнения (н/см), определяется по графику рисунке 20.

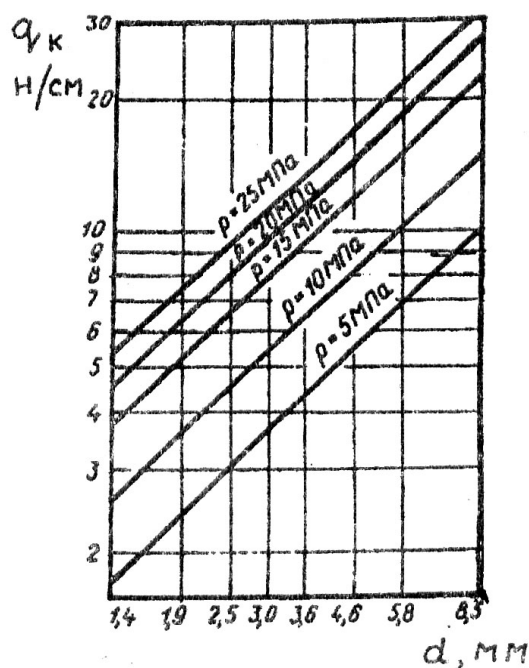


Рисунок 20 - График для определения удельной силы трения

Таким образом, **суммарная сила трения**  $T_{тр}$  определяется в зависимости от выбранных типов уплотнений, то есть

$$T_{тр} = \sum_{i=1}^n \tau_i. \quad (2.14)$$

**Металлические кольцевые уплотнения** удовлетворительно работают при давлениях 7...10 МПа (при диаметрах до 180 мм). Их *недостатком* является необеспечение полной герметичности и неисключение возможности появления задиров.

**Кольцевые резиновые уплотнения** в подвижных соединениях работают при рабочих давлениях до 32 МПа; **резиновые манжетные** - до 50 МПа. Размеры кольцевых уплотнений приведены в таблице 10.

Таблица 10 – Резиновые уплотнения

Номер кольца	Диаметр сечения кольца, мм	Диаметр штока, мм	Диаметр цилиндра, мм	Номер кольца	Диаметр сечения кольца, мм	Диаметр штока, мм	Диаметр цилиндра, мм
003-005-14	1,4	3	5	053-063-58	5,8	53	63
004-006-14	1,4	4	6	054-060-36	3,6	54	60
0044)07-19	1,9	4	7	055-060-30	3,0	55	60
005-008-19	1,9	5	8	056-061-30	3,0	56	61

005409-25	2,5	5	9	058-062-25	2,5	58	62
006-009-19	1,9	6	9	058-063-30	3,0	58	63
006-010-25	2,5	6	10	060-065-30	3,0	60	65
007-011-25	2,5	7	11	063-068-30	3,0	63	68

**Продолжение таблицы 10**

0084112-25	2,5	8	12	063-073-58	5,8	63	73
009-013-25	2,5	9	13	064-070-36	3,6	64	70
010-013-19	1,9	10	13	065-070-30	3,0	65	70
010-014-25	2,5	10	14	065-07346	4,6	65	73
011-015-25	2,5	11	15	070-075-30	3,0	70	75
012-016-25	2,5	12	16	070-080-58	5,8	70	80
013-017-25	2,5	13	17	071-076-30	3,0	71	76
014-018-25	2,5	14	18	075-080-30	3,0	75	80
015-018-19	1,9	15	18	075-081-36	3,6	75	81
015-019-25	2,5	15	19	080-085-30	3,0	80	85
016-019-19	1,9	16	19	080-090-58	5,8	80	90
017-021-25	2,5	17	21	082-090-46	4,6	82	90
017-021-25	2,5	17	21	085-090-30	3,0	85	90
018-022-25	2,5	18	22	085-091-36	3,6	85	91
018-023-30	3,0	18	23	085-095-58	5,8	85	95
019-022-19	1,9	19	22	090-095-30	3,0	90	95
019-023-25	2,5	19	23	090-100-58	5,8	90	100
020-023-19	1,9	20	23	095-10Q-30	3,0	95	100
020-024-25	2,5	20	24	098-102-25	2,5	98	102
020-025-30	3,0	20	25	100-105-30	3,0	100	105
020-026-36	3,6	20	26	100-106-36	3,6	100	106
021-025-25	2,5	21	25	100-108-46	4,6	100	108
022-027-30	3,0	22	27	100-110-58	5,8	100	110
022-028-36	3,6	22	28	102-108-36	3,6	102	108
023-026-19	1,9	23	26	102-110-46	4,6	102	НО
023-028-30	3,0	23	28	105-110-30	3,0	105	ПО
024-027-19	1,9	24	27	110-116-36	3,6	110	116
024-028-25	2,5	24	28	110-11846	4,6	110	118
024-029-30	3,0	24	29	110-120-58	5,8	ПО	120
024-030-36	3,6	24	30	115-120-30	3,0	115	120
025-028-19	1,9	25	28	115-128-58	5,8	115	125
025-029-25	2,5	25	29	118-124-36	3,6	118	124

025-029-25	2,5	25	29	120-130-58	5,8	120	130
025-030-30	3,0	25	30	125-135-58	5,8	125	135
026-030-25	2,5	26	30	130-140-40	4,6	130	140
027-031-25	2,5	27	31	130-140-58	5,8	130	140
027-032-30	3,0	27	32	140-150-58	5,8	140	150

Продолжение таблицы 10

028-032-25	2,5	28	32	145-150-30	3,0	145	150
028-033-30	3,0	28	33	150-160-58	5,8	150	160
030-034-25	2,5	30	34	155-160-36	3,6	155	160
0304135-30	3,0	30	35	160-170-58	5,8	160	170
030-036-36	3,6	30	36	170-18046	4,6	170	180
032-038-36	3,6	32	38	180-185-36	3,6	180	185
032-04046	4,6	32	40	190-195-36	3,6	190	185
033-038-30	3,0	33	38	190-200-46	4,6	190	200
034-038-25	2,5	34	38	190-205-85	8,5	190	205
034-040-36	3,6	34	40	195-205-36	3,6	195	205
034-042-46	4,6	34	42	195-205-58	5,8	195	205
035-040-30	3,0	35	40	200-210-46	4,6	200	210
036-044-46	4,6	36	44	205-21546	4,6	205	215
037-041-25	2,5	37	41	210-220-58	5,8	210	220
038-042-30	3,0	38	42	215-225-46	4,6	215	225
038-044-36	3,6	38	44	215-225-58	5,8	215	225
040-044-25	2,5	40	44	220-230-46	4,6	220	230
040-045-30	3,0	40	45	225-240-85	8,5	225	240
040-048-46	4,6	40	48	230-240-58	5,8	230	240
041-045-25	2,5	41	45	235-250-85	8,5	235	250
042-048-30	3,0	42	48	240-250-58	5,8	240	250
042-050-46	4,6	42	50	245-250-36	3,6	245	250
043-047-25	2,5	43	47	250-255-36	3,6	250	255
045-049-25	2,5	45	49	250-260-58	5,8	250	260
045-050-30	3,0	45	50	250-265-85	8,5	250	265
045-051-36	3,6	45	51	260-275-85	8,5	260	275
046-052-36	3,6	46	52	265-280-85	8,5	265	280
047-055-46	4,6	47	55	280-295-85	8,5	280	295
0484)52-25	2,5	48	52	285-300-85	8,5	285	300
048-054-36	3,6	48	54	300-315-85	8,5	300	315
048-056-46	4,6	48	56	305-320-85	8,5	305	320

050-055-30	3,0	50	55	320-335-85	8,5	320	335
050-056-36	3,6	50	56	325-340-85	8,5	325	340
050-060-58	5,8	50	60	340-355-85	8,5	340	355
051-056-30	3,0	51	56	345-360-85	8,5	345	360

### Определение силы противодействия

Для получения более равномерной скорости движения поршня на сливной линии из гидроцилиндра создается **противодействие, сила** которого обозначается  $T_{пр}$ . Обычно противодействие создается путем дросселирования рабочей жидкости.

В машинах, станках, где рабочие *давления малы*, величину **противодействия** рекомендуется принимать в пределах:

$$P_{пр} = 0,2...0,3 \text{ МПа.}$$

В машинах и станках, где *рабочий орган расположен вертикально и не уравновешен* контргрузом, величина **противодействия** определяется весом подвижных частей цилиндра: головки, штока, поршня и т.д. и должна быть на 0,2...0,3 МПа больше величины  $\frac{G}{\Omega}$ , т.е.

$$P_{пр} = 0,2...0,3 \text{ (МПа)} + \frac{G}{\Omega} \text{ (Н/м}^2\text{)}, \quad (2,15)$$

где  $G$  - вес подвижных частей;

$\Omega$ - площадь сечения штоковой части гидроцилиндра.

С учетом вышесказанного сила противодействия определяется как

$$T_{пр} = P_{пр} \Omega . \quad (2,16)$$

Наличие противодействия в значительной степени предупреждает проникновение воздуха в полость гидроцилиндра.

**Динамическую силу  $T_d$** , возникающую при разгоне и торможении, можно приближенно *определить*, пользуясь теоремой о количестве движения и импульсе сил:

$$T_d \Delta t = M_{пр} (v_2 - v_1), \quad (2,17)$$

где  $\Delta t$  - время ускорения или замедления движения; принимается обычно равным 0,01 - 0,5 с, причем, меньшие значения относятся к легким механизмам и малым скоростям движения, а большие - к высоким скоростям и тяжелым механизмам;

$v_1, v_2$  - максимальная и минимальная скорости перемещения поршня. Скорость движения поршня в гидроприводах машин лесной промышленности обычно не превышает 0,05...0,5 м/с [7];

$M_{пр}$  - приведенная к поршню силового гидроцилиндра масса, включающая в себя массы частей, подключенных к поршню.

Скорость перемещения штока или угловую скорость вала корректируют\* с учетом коэффициента использования гидропривода за цикл. Следует помнить, что завышение скорости ведет к увеличению мощности и веса гидропривода, а занижение – к уменьшению производительности машины. Например, коэффициент использования гидропривода скрепера составляет 0,1 – 0,2 и менее, поэтому нет необходимости иметь большую скорость штоков, так как она практически не влияет на производительность скрепера. Коэффициент использования гидропривода экскаваторов и погрузчиков составляет 0,9 – 1,0, поэтому скорость перемещения штока надо выбирать максимальной, так как она оказывает существенное влияние на производительность машины.

Если известны: приведенная масса, изменение скорости  $\Delta v = v_2 - v_1$  и  $\Delta t$ , то из формулы (2.17) можно определить **динамическую силу инерции**

$$T_d = M_{пр} \frac{\Delta v}{\Delta t}. \quad (2.18)$$

Если *приведенная масса*  $M_{пр}$  *мала* по сравнению со *статическим усилием*  $T_c$ , то формула (2.18) может быть преобразована в следующий вид:

$$T_d = \frac{T_c}{g} \frac{\Delta v}{\Delta t}. \quad (2.19)$$

Таким образом, по изложенным в п. 2.5.2 формулам могут быть определены **дополнительные нагрузки**, возникающие в результате действия сил трения в уплотнениях гидроцилиндра и сил противодействия.

По вычисленному усилию  $T'$  и принятому рабочему давлению  $P_p$  уточняют **диаметр силового гидроцилиндра**:

$$D_{лб} = \sqrt{\frac{4T''}{\pi P_p \eta}}. \quad (2.20)$$

Полученный расчетный диаметр должен быть *нормализован* по ГОСТу. При этом подбирается *ближайший больший диаметр*, а также уточняется *диаметр штока*.

Для уточненного диаметра гидроцилиндра определяется *толщина доннышка корпуса гидроцилиндра*.

---

\* имеется ввиду скорость, полученная при кинематических расчетах

**Толщину плоского доньшка** корпуса гидроцилиндра определяют по формуле

$$t = 0,405 D \sqrt{\frac{P_p}{\sigma}} . \quad (2.22)$$

При выборе **материала корпуса гидроцилиндра** (допустимого напряжения растяжения материала) можно руководствоваться таблицей 11.

Таблица 11- Допустимые напряжения растяжения

Давление в гидроцилиндре, МПа	Материал корпуса гидроцилиндра	Допустимое напряжение растяжения, $\sigma_p$ , МПа
< 10	алюминиевые трубы или литье из серого чугуна	25
< 15	чугунное литье	40
< 20	стальные трубы	60.....80
> 20	кованая сталь	100.....120

Следует также отметить, что при расчете гидроцилиндров на прочность при давлении до 30 МПа принимается **запас прочности  $n=3$** .

Штоки и поршни гидроцилиндров изготавливают из *стальных поковок*.

При использовании других материалов допускаемое напряжение определяют следующим образом:

$$[\sigma] \leq \frac{\sigma_T}{n} ,$$

где  $[\sigma]$  - допускаемое напряжение;

$\sigma_T$  – предел текучести материала;

$n$  – запас прочности.

### **Порядок расчета гидроцилиндра для поворотного устройства**

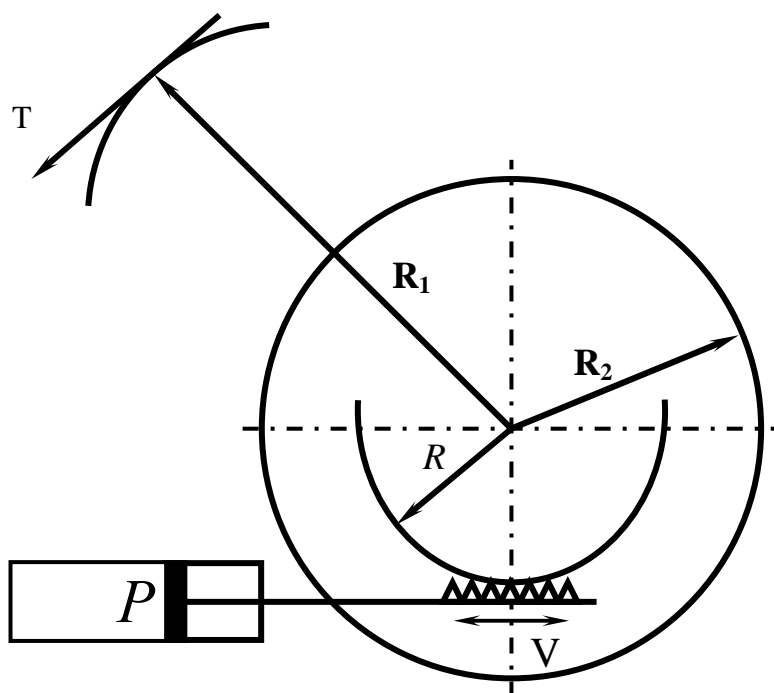
Поступательное движение поршня можно преобразовать в угловое перемещение при помощи кривошипных и реечных механизмов. Ниже изложен порядок расчета основных параметров гидроцилиндра для поворотного устройства (рисунок 21).

Исходные данные для расчета:

- сопротивление исполнительного механизма  $T$ ;
- число поворотов исполнительного механизма  $n$  пов/мин;
- угол поворота  $\varphi$ ;
- время поворота механизма в одну сторону  $t$ ;
- масса поворотной платформы  $G$ ;

- число зубьев поворотного механизма  $z$  и модуль зацепления  $m$ .

Рисунок 21 – Схема к расчету силового цилиндра



Определение радиуса поворотного сегмента

$$r = 0,5mz .$$

Угловая скорость поворота сегмента при установившемся движении

$$\omega = \frac{\varphi \cdot 2\pi}{t360} , 1/с.$$

Максимальная скорость перемещения рейки

$$V = \omega r .$$

Определение тягового усилия на штоке гидроцилиндра

Тяговое усилие на штоке гидроцилиндра определяется по величине крутящего момента, необходимого для поворота исполнительного механизма и поворотной платформы. Крутящий момент равен

$$M = M_c + M_{тр} + M_{ин} + M_{ц.нр} ,$$

где  $M_c$  – момент статической силы сопротивления,

$$M_c = R_1 T ;$$

$M_{тр}$  – момент сил трения поворотной платформы,

$$M_{тр} = GR_2 f ,$$

где  $f$  – коэффициент трения;

$R_1, R_2$  – принимаются конструктивно, исходя из назначения гидропривода;

$M_{ц.пр}$  – момент сил трения в конструктивных элементах гидроцилиндра и сил противодействия,

$$M_{ц.пр} = (T_{тр.цл} + T_{пр})R_2;$$

$M_{ин}$  – момент сил инерции поворотной платформы,

$$M_{ин} = I \cdot \varepsilon,$$

где  $I$  – момент инерции поворотной платформы;

$\varepsilon$  – угловое ускорение, которое при времени разгона поворотной платформы до установившегося значения  $\Delta t \approx 0,1$  с, может быть определено по формуле

$$\varepsilon = \frac{\omega}{\Delta t}.$$

#### Определение усилия на штоке гидроцилиндра

Из приведённой схемы механизма следует, что общий момент  $M$  равен

$$M = F \cdot r,$$

где  $F$  – усилие на штоке гидроцилиндра,  $F = M/r$ .

#### 2.5.3.4. Определение диаметра гидроцилиндра

Диаметр гидроцилиндра определяется по формуле

$$D_{ц} = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot P_p}}.$$

По вычисленному диаметру цилиндра выбирается ближайший, нормализованный по ГОСТу.

### Упрощенный расчет гидроцилиндров поступательного действия

Представленную выше методику уточненного расчета можно упростить при определенных условиях. Рассмотрим условия, при которых возникают эти возможности.

Силы инерционного сопротивления  $F_{ин}$  носят кратковременный характер и ограничиваются предохранительным клапаном системы, через который происходит слив жидкости при достижении предельного значения сил

сопротивления, и, таким образом, снижение ускорения и инерционных сил. Изложенное позволяет пренебречь силами инерции.

Силы механического трения, возникающие в гидроцилиндрах, составляют 1÷2 % и учитываются коэффициентом полезного действия цилиндра.

Учитывая изложенное, представим усилие, развиваемое гидроцилиндром при подаче давления в бесштоковую полость в виде

$$F = (\Omega_n P_n - \Omega_{шт} P_c) \eta_m \geq F_{кин}; F_{кин} = F_{max},$$

где  $F$  – усилие, развиваемое на штоке гидроцилиндра, Н;

$\Omega_n$  – площадь поршня, м<sup>2</sup>;

$\Omega_{шт}$  – площадь штоковой стороны поршня, м<sup>2</sup>;

$P_n$  и  $P_c$  – давление напорной и сливной магистралей соответственно, Па;

$\eta_m$  – механический КПД;

$F_{кин}$  – усилие, определенное из кинематической схемы (необходимое), Н.

Подставляя в формулу значения площадей, получаем

$$F = \left( \frac{\pi D^2}{4} P_n - \frac{\pi D^2 - \pi d^2}{4} P_c \right) \eta_m = \frac{\pi}{4} \eta_m (D^2 P_n - (D^2 - d^2) P_c) \geq F_{кин};$$

если принять  $\gamma = \frac{d}{D} \Rightarrow$

$$F = \frac{\pi}{4} \eta_m (D^2 P_n - (D^2 - \gamma^2 D^2) P_c) = \frac{\pi}{4} \eta_m D^2 (P_n - (1 - \gamma^2) P_c) \geq F_{кин}; \Rightarrow$$

$$D^2 = \frac{4 F_{кин}}{\pi \eta_m (P_n - (1 - \gamma^2) P_c)} \Rightarrow$$

$$D = \sqrt{\frac{4 F_{кин}}{\pi \eta_m (P_n - (1 - \gamma^2) P_c)}}.$$

Однако, при условии, что  $P_c \leq 0,05 \div 0,2$  МПа, а  $P_n \leq 2 \div 20$  МПа, усилие противодействия  $F_{пр} = \frac{\pi \eta_m}{4} (D^2 - \gamma^2 d^2) P_c$  незначительно и составляет 0,5÷2,0% от усилия  $F_{кин}$ .

При проектировании, КПД гидроцилиндра принимают в пределах 0,92÷0,98. интервал изменения усилия (доверительный интервал) равен 2÷8%; таким образом, влияние противодействия находится в доверительном интервале и им можно пренебречь. В этом случае расчетные зависимости упрощаются и принимают вид:

- для случая подачи давления в бесштоковую полость

$$F = \frac{\pi D^2}{4} \eta_m P_n \geq F_{кин}; \Rightarrow D = \sqrt{\frac{4 F_{кин}}{\pi \eta_m P_n}};$$

- для случая подачи давления в штоковую полость

$$F = \frac{\pi P_n \eta_m}{4} D^2 (1 - \gamma^2) \geq F_{кин}; \Rightarrow D = \sqrt{\frac{4F_{кин}}{\pi \eta_m P_n (1 - \gamma^2)}}.$$

Полученные значения диаметров  $D$  округляются до ближайших бо́льших значений рекомендуемых стандартом. Для выбора диаметра штока необходимо воспользоваться рекомендациями стандарта 6540-68. Начальный **ориентировочный** выбор можно сделать используя зависимость  $\gamma = \frac{d}{D}$  от рабочего давления. При этом не обязательно ориентироваться на условие  $S \leq 10D$ .

Итак, условием приемлемости упрощенной методики расчета является надежная информация о коэффициентах полезного действия, которую можно получить из характеристик аналогов (смотри, например, таблицы...).

Общий КПД цилиндра равен

$$\eta_o \leq \eta_{мех} \eta_{прот} \eta_{об},$$

где  $\eta_{мех}$  – механический КПД,  $\eta_{мех} \leq 0,98$ ;

$\eta_{прот}$  – КПД, учитывающий противодействие,  $\eta_{прот} \leq 0,98$ ;

$\eta_{об}$  – КПД, учитывающий утечки (принимается по справочным данным).

### Расчет на устойчивость гидроцилиндров поступательного действия

Расчет на устойчивость производится с помощью аналитических уравнений Эйлера. Эти уравнения справедливы при определенных значениях гибкости штока, которая зависит от геометрических характеристик и физических свойств материала.

Расчет можно провести двумя методами.

**Первый метод** заключается в сравнении несущей способности стержня с внешней нагрузкой (т.е. максимальным усилием, которое способен развивать гидроцилиндр). Это условие записывается в виде

$$F_k \geq F_{max} n k,$$

где  $F_k$  – критическое усилие (несущая способность стержня), Н;

$F_{max}$  – максимальное усилие, развиваемое цилиндром, Н;

$n$  – коэффициент запаса,  $n = 1,5 \div 2,0$ ;

$k$  – коэффициент, учитывающий возможный скачек давления.

Критическое усилие по уравнению Эйлера

$$F_k = \frac{\pi^2 EI}{(cl)^2},$$

где  $E$  – модуль упругости (для сталей  $E = 22 \cdot 10^4$  МПа);

$l$  – длина стержня (ход поршня), м;

$c$  – коэффициент, учитывающий действительную длину стержня, участвующего в изгибе, обусловленную типом заделки концов стержня;  
 $I$  – момент инерции сечения стержня. Для круглых сечений

$$I = \frac{\pi d^4}{64}.$$

При расчете гидроцилиндров рассматриваются следующие схемы заделки концов (рисунок 22).

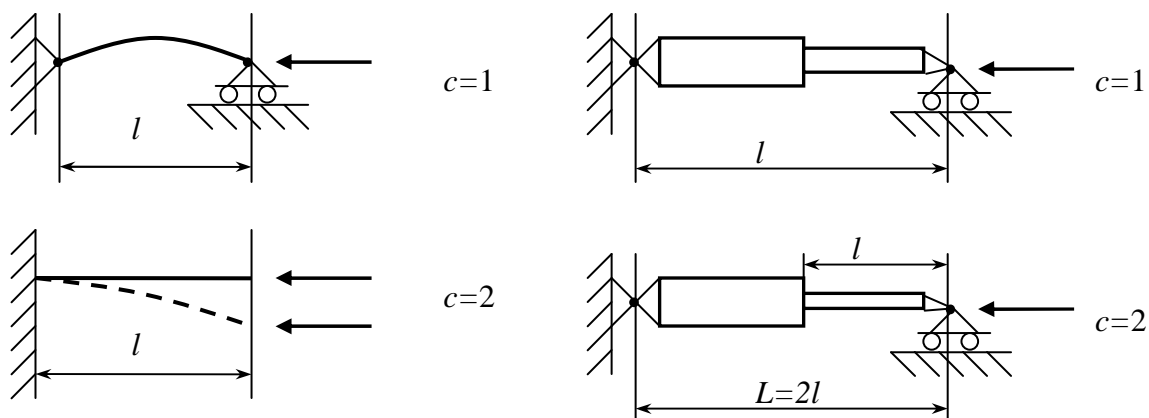


Рисунок 22 – Схемы заделки концов гидроцилиндров

Схемы заделки концов, представленные справа, отличаются соотношением диаметров штока и цилиндра.

Так как уравнения Эйлера действительны только в упругой зоне деформации, то должно удовлетворяться неравенство

$$\sigma_k < \sigma_m; \text{ или } \sigma_k = \frac{F_k}{\Omega_{ш}} < \frac{\sigma_m}{n},$$

где  $\sigma_k$  - напряжение, вызываемое критической силой  $F_k$ ;

$\sigma_m$  - предел текучести материала стержня штока;

$\Omega_{ш}$  – площадь сечения стержня (штока);

$n$  – запас прочности.

Предел текучести  $\sigma_m$  для некоторых материалов:

сталь Ст 3 210 ÷ 220 МПа;

Ст 5 240 ÷ 260 МПа;

сталь легированная 320 ÷ 360 МПа.

Запас прочности, ориентируясь на нормы Госгортехнадзора, **рекомендуется** принимать равным 3.

При выполнении неравенства устойчивость штока обеспечена.

**Второй метод** расчета на устойчивость заключается в определении гибкости стержня и сравнения ее с нормативной величиной. Для этого используется уравнение Эйлера в следующем виде

$$\sigma_{\kappa} = \frac{F_{\kappa}}{\Omega_{\text{ш}}} = \frac{\pi^2 EI}{l^2 \Omega_{\text{ш}}}.$$

Обозначив  $\frac{I}{\Omega_{\text{ш}}} = i^2$ , а с учетом заделки концов  $\lambda = \frac{cl}{i}$

$$\sigma_{\kappa} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{l}{i}\right)^2} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}.$$

где  $i$  – радиус инерции, м;

$\lambda$  - гибкость стержня.

Подставляя  $\sigma_{\kappa} = \sigma_m$ , определим гибкость  $\lambda$ .

$$\lambda = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_m}}.$$

При расчетах принимают:  $i=0,25d$  для сплошного сечения и  $i=0,35d_{cp}$  для полого сечения ( $d_{cp}$  – средний радиус).

Формула справедлива при следующих значениях  $\lambda$ :

- для стали 3  $\lambda \geq 100$ ;
- для стали 5  $\lambda \geq 85$ ;
- для высококачественных сталей  $\lambda \geq 55$ ;
- алюминиевых сплавов  $\lambda \geq 51$ .

Если условие (неравенство) не выполняются, следует перейти на другой диаметр штока.

Предлагаемая методика устанавливает более мягкие требования. Разработчик выбирает ту или иную методику, сообразуясь с частными условиями работы ОГП.

### Расчет гидроцилиндров на прочность

В основе расчета гидроцилиндров на прочность лежат следующие положения:

1. Цилиндр рассматривается как тонкостенный сосуд, нагруженный изнутри равномерным давлением.
2. Внешнее давление (атмосферное) во внимание не принимается.
3. Опасным сечением является радиальное сечение по образующей.

Тонкостенными считаются сосуды, для которых выполняется неравенство:

$$\frac{D_n}{D_{вн}} \geq 1,18,$$

где  $D_n$  и  $D_{вн}$  – наружный и внутренний диаметры цилиндра соответственно.

Это условие выполняется для большинства гидроцилиндров, имеющих толщину стенки  $6 \div 8$  мм.

Расчет толщины стенки гидроцилиндров производится по формуле Ляме':

- для хрупких материалов (чугун)

$$t = \frac{D_{\text{вн}}}{2} \left( \sqrt{\frac{[\sigma] + P}{[\sigma] - P}} - 1 \right),$$

где  $t$  – толщина стенки цилиндра, м;

$P$  – давление системы, Па;

$[\sigma]$  – допускаемое напряжение, Па.

- для упругих (вязких) сталей

$$t = \frac{D_{\text{вн}}}{2} \left( \sqrt{\frac{[\sigma] + P(1 - 2\mu)}{[\sigma] - P(1 + \mu)}} - 1 \right)$$

где  $\mu$  – коэффициент Пуассона: для сталей  $\mu=0,3$ .

К расчету толщины стенок гидроцилиндра можно подойти, рассматривая гидроцилиндр как толстостенный сосуд. Эта задача была решена теоретически Лапласом.

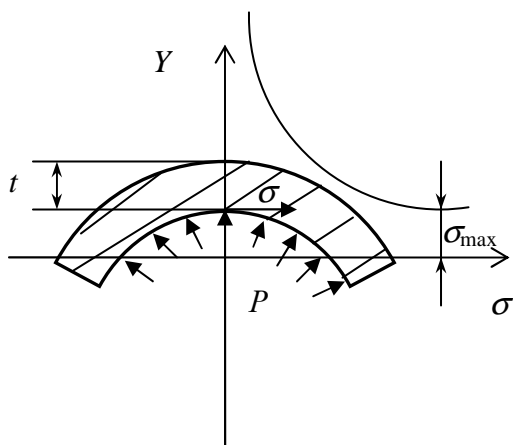


Рисунок 23 - Распределение напряжений растяжения в стенках цилиндра

рассматривая гидроцилиндр как толстостенный сосуд. Эта задача была решена теоретически Лапласом. Распределение напряжений растяжения в стенках сосуда, нагруженного только изнутри давлением, построенного на основе уравнений Лапласа имеет гиперболический падающий характер. (см. рисунок 23). Как видно из рисунка, максимальное значение напряжения имеют на внутренней поверхности цилиндра. Экспериментальными исследованиями и

расчетами доказано, что напряжение на внутренней поверхности цилиндра всегда больше действующего давления.

Используя изложенное, проанализируем приводимое в некоторых учебниках выражение упрощенного определения толщины стенки:

$$t = \frac{PD_{\text{вн}}}{2[\sigma]}.$$

Это уравнение получено из условия, что разрыв происходит по диаметральной плоскости. Тогда, рассматривая единичную полосу и принимая суммарное усилие от внутреннего давления равным  $PD_{\text{вн}}$ , получим

$$\sigma = \frac{PD_{\text{вн}}}{2t}.$$

Из условия прочности  $\sigma \leq [\sigma]$ . Преобразуя, получаем исходную формулу  $t = \frac{PD_{вн}}{2[\sigma]}$ . Заменяя  $t = R - r$ , где  $R$  – внешний радиус цилиндра и  $\frac{d}{2} = r$ , представим полученное выражение в виде

$$R - r = \frac{P}{\sigma} r \Rightarrow$$

$$R = \left( \frac{P}{\sigma} + 1 \right) r.$$

Обозначая  $\left( \frac{P}{\sigma} + 1 \right) = k$  получаем  $R = kr$ , следовательно,  $R$  линейно зависит от  $k$

т.к. по условиям задачи  $r = const$ . Однако, такой вывод противоречит распределению напряжений, которое получено по уравнениям Лапласа (см. рисунок 5). Гиперболическое падение напряжений в стенке цилиндра указывает на неэффективность линейного увеличения толщины стенки цилиндра с целью увеличения его прочности. Приведенное позволяет сделать вывод о том, что

исходное уравнение  $t = \frac{PD_{вн}}{2[\sigma]}$  следует использовать для ориентировочных

расчетов при малых величинах коэффициента запаса прочности. Кроме того, следует иметь в виду, что достижение предела текучести в слоях внутренней поверхности цилиндра еще не является началом разрушения или запредельной деформации, т.к. явление текучести должно наступить по всей толщине стенки, однако, после этого наступает упрочнение металла (наклеп) и разрушение наступает только в том случае, когда  $\sigma > \sigma_s$ , где  $\sigma_s$  - предел прочности.

Для вязких сталей (Ст 2, Ст 3)  $\frac{\sigma_s}{\sigma_m} \approx 2$ .

## Выбор насосов

Основными параметрами при выборе насоса являются: номинальное давление и подача (расход), обеспечивающая необходимую скорость рабочего органа и, следовательно, производительность машины. Самоочевидно, что главным параметром из перечисленных двух, является подача.

Если известна (или задана) производительность машины, то скорость движения штока цилиндра можно определить следующим образом:

- Для машин периодического действия часовая производительность  $P_u$  определится из выражения

$$P_u = Qnk_1k_2,$$

где  $Q$  – объем (количество) продукции, производимой за один цикл;

$n$  – количество циклов, производимых машиной за час;

$k_1, k_2$  – коэффициенты использования рабочего времени и загрузки соответственно.

Количество циклов  $n$  определяется как

$$n = \frac{P_u}{Qk_1k_2} \text{ или } n = \frac{3600}{t_1 + t_2 + \dots + t_k}; \Rightarrow \sum_1^n t_i = \frac{3600}{n}.$$

$$\sum_1^n t_i = t_1 + t_2 + \dots + t_j + t_n.$$

Из полученной суммы выделяется время "срабатывания" рассматриваемого гидроцилиндра. **Разложение суммы на составляющие** производится студентом самостоятельно на базе опыта и полученных ранее знаний. Зная значение времени "срабатывания"  $t_j$  можно определить скорость штока (поршня)  $v_u$ :

$$v_u = \frac{l}{t_j},$$

где  $l$  – ход штока.

- Для машин непрерывного действия часовая производительность равна

$$P_q = qvk_1k_2,$$

где  $q$  – количество продукции, приходящейся на 1 м длины рабочего органа (например, цепи бревнотаски);

$v$  – скорость перемещения рабочего органа, определяемая по формуле

$$v = \frac{P_q}{qk_1k_2} \text{ или } v = \omega R = \frac{Rn_{об}}{60}, \Rightarrow n_{об} = \frac{60v}{R}, \text{ об/мин.}$$

где  $R$  – радиус тяговой звездочки, м;

$\omega$  – угловая скорость, рад/с;

$n_{об}$  – количество оборотов в минуту.

Вернемся снова к машинам периодического действия. Зная скорость движения штока определяют расход гидроцилиндра (для бесштоковой полосты) по формуле

$$Q_u = \frac{\pi D^2}{4} v_u.$$

Для выбора насоса полученный расход принимаем только в том случае, если в циклограмме последовательности работы цилиндров нет совмещений (одновременной работы).

В общем случае необходимо знать суммарный расход одновременно работающих цилиндров:

$$\sum_1^n Q_u = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_j + Q_n.$$

Приближенное значение  $\sum_1^n Q_u$  можно определить из следующего выражения:

$$\sum_1^n Q = Q'_u k',$$

где  $Q'_u$  – расход одиночного (“среднего”) гидроцилиндра;

$k'$  – коэффициент одновременности,  $k' \approx 2 \div 3$ .

Выбранный гидронасос необходимо проверить по производительности при максимальной нагрузке двигателя привода.

Основные характеристики насосов различных типов приведены в таблицах.... Характеристики двигателей (ДВС) различных лесных машин приведены для гусеничных машин в таблицах...., для колесных – в таблицах...

Для машин непрерывного действия сначала выбирается гидромотор. Базовой характеристикой для этого может служить необходимая мощность привода (гидромотора)  $N_m$ .

$$N_m = \frac{Mn_1}{\eta_m},$$

где  $M$  – крутящий момент на звездочке транспортера;

$n_1$  – количество оборотов звездочки в секунду;

$\eta_m$  – КПД гидромотора.

По полученному значению мощности выбирается двигатель и по отношению оборотов (передаточному числу  $i$ )  $i = \frac{n_d}{n_1}$  ( $n_d$  – обороты двигателей в секунду) устанавливается (выбирается) тип механизма передачи движения: редуктор, ременная передача и т.п. При незначительном отклонении оборотов двигателя и ”прямом” соединении двигателя с технологическим оборудованием следует произвести пересчет расхода гидромотора  $Q_m$  по формуле

$$Q_m = qn_m,$$

где  $q$  – рабочий объем мотора;

$n_m$  – обороты мотора.

По расходу гидромотора и номинальному давлению подбирается насос.

Таблица

Параметры	Марка трактора				
	ТДТ-40М	ТДТ-55	ТДТ-75	ТТ-4	ЛХТ-55
	завод-изготовитель				
	Онежский тракторный . (ОТЗ)		Алтайский тракторный (ОТЗ)		Онежский тракторный (ОТЗ)
Марка двигателя	Д-48Т	СМД-14Б	Д-75АТ	А-01Л	СМД-14Б
Параметры	Марка трактора				
	Т-54Л*	К-703	Т-157	Т-80Л	
	завод-изготовитель				
	Кишиневский тракторный (КТЗ)	Кировский г.Санкт-Петербург	Харьковский тракторный	Липецкий тракторный	
Марка двигателя	Д-50	ЯМЗ-238 НБ	СМД-60	Д-240 Л	

Таблица Краткая техническая характеристика дизельных двигателей с вихрекамерным смесеобразованием

Параметры	Марка двигателя				
	СМД-	СМД-14	Д-48Т	Д-50Л	Д-
Номинальная мощность, л. с. (квт)	62 (46)	75(55)	50 (37)	55(41),	75 (55)
Число оборотов при номинальной мощности, об/мин	1500	1750	1600	1700	1500
Максимальный крутящий момент,	34	36	25	26	42'
Число оборотов при максимальном крутящем моменте, об/мин	1100— 130	1000- 1300	1100— 1200	1000	1200
Число цилиндров	4	4	4	4	4
Диаметр цилиндра, мм	120	120	105	ПО	125
Ход поршня, мм	140	140	130	125	152
Литраж двигателя, л	6,3	6,3	4,5	4,75	7,45
Степень сжатия	17	17	17	16	16

## 4 УПРАВЛЯЮЩИЕ, ЗАПОРНО-РЕГУЛИРУЮЩИЕ ЭЛЕМЕНТЫ ГИДРОПРИВОДА

Как известно, все гидрооборудование ОГП можно разделить на две группы: осуществляющие силовые функции (гидроцилиндры, насосы, моторы) и осуществляющие ряд других функций – управления, регулирования, контроля. Под этими функциями понимаются:

- управление потоками (направлением, расходом);
- управление (регулирование) расходом;
- осуществление логики управления технологическим оборудованием.

### 4.1 Регуляторы давления

**Регуляторами давления** называются устройства, предназначенные для поддержания заданного давления рабочей жидкости в любой точке гидропривода. Регуляторы давления предохраняют гидропривод от перегрузок и могут быть использованы для разгрузки насоса в определенной части рабочего цикла.

**Предохранительные клапаны** служат для предохранения гидросистемы от перегрузок, а также от недопустимо высоких давлений жидкости. Причиной повышения давления в гидроприводе может быть неисправность отдельного элемента гидропривода, засорение трубопровода, возросшее сопротивление на выходном звене, резкое увеличение сопротивления силового органа механизма или машины.

В случае превышения давления клапан открывается для слива рабочей жидкости, а при восстановлении первоначального давления - закрывается.

В качестве регуляторов давления используются **напорные предохранительные** и **редукционные клапаны**.

Устройства, выполняющие названные функции, имеют одинаковые конструктивные схемы и различие выполняемых функций зависит от схемы включения.

#### 4.1.1 Предохранительные клапаны

По конструкции **предохранительные клапаны** делятся на **седловые (шариковые и конические)** и **плунжерные (золотниковые)**. **Предохранительные клапаны** по принципу действия подразделяются на две группы : **прямого действия** и **непрямого действия**.

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

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

На рисунке 4.1 представлены принципиальные **схемы предохранительных клапанов прямого действия с шариковым, конусным и плунжерным** рабочим органом.

Клапан состоит из конуса 1 с каналом входа 2 и выхода 3. В корпусе размещены рабочий орган 4 и пружина 5. С помощью пружины рабочий орган прижимается к посадочному месту (седлу) клапана. Если сила давления рабочей жидкости на рабочий орган в канале 2 больше усилия пружины и сил трения в клапане, то рабочий орган поднимется и жидкость будет проходить на слив в канал 3. Таким образом, усилие пружины определяет величину давления, при котором клапан открывается. Обычно в клапанах предусматривается возможность регулирования пружин 5. Клапаны шарикового и конусного типа применяют обычно в качестве предохранительных клапанов, так как, несмотря на простоту и надежность, они хорошо работают только в случае эпизодического действия, характерного для предохранительных клапанов. При постоянном характере работы быстро изнашивается седло клапана, в результате чего нарушается герметичность системы. Рассчитаны такие клапаны на давление от 5 до 20 МПа. Расход через клапан определяется его типоразмером и находится в пределах от 0,3 до 10 л/с.

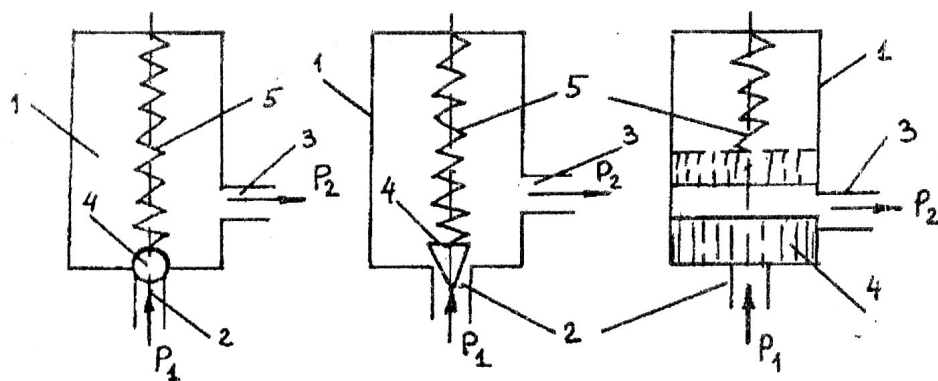


Рисунок 4.1 – Схемы предохранительных клапанов  
а - шариковый; б - конический; в - плунжерный

Для *повышения ресурса работы, устранения или уменьшения шума* используют различные устройства, из которых широкое применение находят **демпферы**, смягчающие удары и приводящие клапан в более спокойный режим работы.

На рисунке 4.2 приведена принципиальная **схема клапана с демпфером**.

**Клапан** снабжен хвостовиком 2 с цилиндрическим пояском 3. При перемещении клапана 1 сила трения пояска и упругость находящегося в камере 4 воздуха уменьшают вибрацию клапана.

На рисунке 4.3 изображена **схема клапана непрямого действия**.

**В клапане непрямого действия**, кроме *основного* клапана 1, имеется *вспомогательный* клапан 2. Жидкость под давлением поступает в полость 3 основного клапана через специальное отверстие 4. Клапан 2 открывается сразу, как только давление жидкости достигнет значения, на которое он рассчитан. При этом давление в полости 3 упадет, и основной клапан переместится вверх, открывая доступ жидкости из канала 5 в канал 6\*. Пружина 7 играет вспомогательную роль.

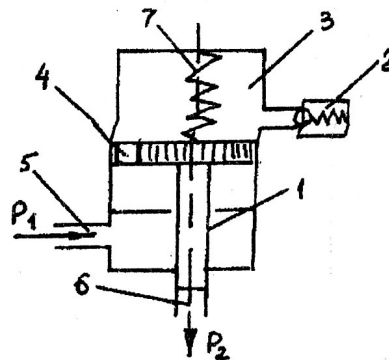
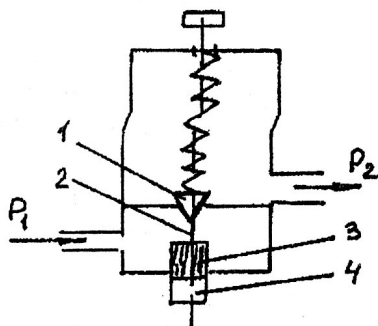


Рисунок 4.2 – Схема конусного клапана с корпусом

Рисунок 4.3 – Схема клапана непрямого действия

Для устранения ударных нагрузок и увеличения срока службы применяют предохранительные клапаны с **переливным золотником** (рисунок 4.4).

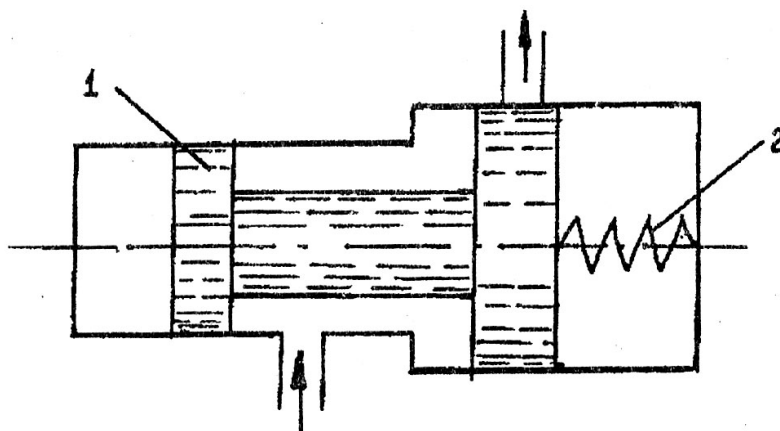


Рисунок 4.4. – Схема предохранительного клапана с переливным золотником

\* На рисунке отверстие, соединяющее каналы 5 и 6, не показано.

**Переливные клапаны** предназначены для *длительного перепуска* жидкости. Такой клапан имеет притертый плунжер 1 с перепускными окнами. Если сила давления жидкости на плунжер меньше усилия пружины 2, стенки клапана закрывают перепускные окна. Как только давление окажется выше допустимого, давление жидкости на плунжер преодолевает усилие пружины, и перепускные окна открываются.

**Клапаны с переливным золотником** выпускаются восьми **типоразмеров** от 1 до 560 л/мин и давлений от 3 до 8 МПа.

В настоящее время в промышленности широко используются **напорные клапаны типа Г52 и БГ52-1**. Клапаны работают на минеральном масле вязкостью 10 - 60 мм<sup>2</sup>/с (10 - 60 сСт) при температуре до 500<sup>0</sup> С. Рекомендуется масло индустриальное 20 и 30 . Такие клапаны рассчитаны на давление от 5 до 20 МПа. Расход через клапан определяется его типоразмером и находится в пределах от 180 до 600 л/мин.

В лесозаготовительной технике большое распространение получили предохранительные клапаны **типа 510.32, 510.20**; их применяют, например, на машинах ЛП-49А, ЛП-33А.

**Техническая характеристика** предохранительных клапанов **типа 510.32, 510.20** приведена ниже:

<b>марка клапана</b>	<b>510.32.00, 01, 02, 03, 10;</b>	<b>510.20.00, 03, 10</b>
<b>назначение</b>	для предохранения гидрообъемных систем от давления, превышающего установленное	
<b>условный проход, мм</b>	32	20
<b>давление на входе, МПа</b>	1 ... 50	1 ... 50
<b>расход рабочей жидкости, л/мин</b>	600	400

**Типы** предохранительных клапанов, установленных на *лесозаготовительной технике*, приведены ниже:

**510.32.10** - на машинах ЛП-19, ЛП-58, ЛТ-183, ЛП-33А, ЛП-33;

**520.12.10.01** - ЛП-19А, ЛВ-184, ЛВ-185, ЛВ-186, ЛТ-177;

**200.200.2.22** - ЛО-30;

**БГ-52-24** - ЛД-35, МЛ-30;

**510.20.10** - ЛТ-171А

**Технические характеристики** некоторых предохранительных клапанов **непрямого действия типа Г66-3**, предназначенных для работы в гидросистемах *стационарных и мобильных машин*, приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Техническая характеристика предохранительных клапанов типа Г66-3

Параметр	Марка клапана		
		АГ66-34М	АГ66-32М
	ПГ55-34М	ПБ66-32М	Г66-35М

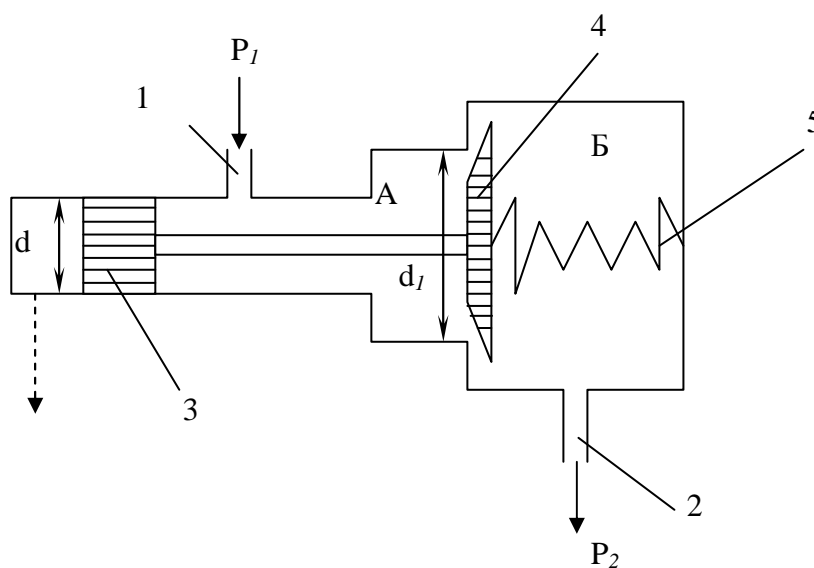
Условный проход, мм	20	10	32
Номинальный расход, л/мин	125	32	200
Номинальное давление, МПа	20	20	20

В таблице 4.2 приведены **технические характеристики** предохранительных клапанов с **переливным золотником** типа Г52.

Таблица 4.2 – Технические характеристики предохранительных клапанов с переливным золотником

Параметр	Типоразмер					
	Г52-12	Г52-13	Г52-14	Г52-16	Г52-17	Г52-19
Максимальный рекомендуемый расход $Q_{max}$ , л/с (л/мин)	0,3/18	0,585/35	1,17/70	2,34/140	4,68/280	9,35/560
Потери давления (при расходе $Q_{min}$ ) $\Delta P$ , МПа	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
Номинальное рабочее давление $P$ , МПа	0,3÷5	0,3÷5	0,3÷5	0,5÷8	0,5÷8	0,5÷8

**Напорные клапаны** в зависимости от включения в систему могут выполнять функции предохранительного или редукционного клапана. Схема



работы клапана представлена на рисунке 4.5.

Рисунок 4.5 – Напорный клапан

*Вариант 1.* Клапан работает как редуционный в том случае, если канал 2 соединен с исполнительным (или другим) органом, требующим повышенного давления. Клапан «постоянно закрыт» под действием пружины 5 и давления  $P_2$ . При падении давления  $P_2$  ниже регулируемого усилия, возникающее под действием давления  $P_1$  и разности площадей ( $d_1 > d$ ), открывает клапан 4, смещая его вправо. При достижении давления  $P_2$  – расчетного значения – клапан смещается влево, закрывая проход. Проход будет закрыт до тех пор, пока давление  $P_2$  снова не опустится ниже допустимого.

*Вариант 2.* Клапан работает как предохранительный в том случае, если канал 2 соединен со сливной магистралью. В этом случае давление  $P_2$  условно равно нулю и усилие, возникающее от давления  $P_1$ , преодолевает только усилие пружины 5, т.е. ограничивает давление в напорной магистрали как предохранительный клапан.

#### 4.1.2. Редуционные клапаны

**Редуционные клапаны** предназначены для поддержания заданного более **низкого давления** рабочей жидкости в отводимом от клапана потоке (по сравнению с давлением подводимого потока). Редуционные клапаны обычно устанавливают в системах, где от одного насоса работают несколько потребителей с разными значениями рабочих давлений.

В отличие от *предохранительного* клапана, который в нормальном положении закрыт, в *редуционном* клапане (рисунок 4.6) плунжер 1 под воздействием пружины 2 *постоянно* удерживает клапан 3 открытым, обеспечивая движение жидкости из полости подвода к полости отвода 5.

Величина пониженного давления определяется силой давления пружины и торцевой площадью клапана, на которую передается редуцированное давление  $P_2$ . При повышении давления  $P_2$  сверх расчетной величины плунжер 1, сжимая пружину, переместится влево и частично либо полностью перекроет доступ жидкости в полость пониженного давления.

В таблице 4.4 приведены технические характеристики распространенных редуционных клапанов типа Г-57.

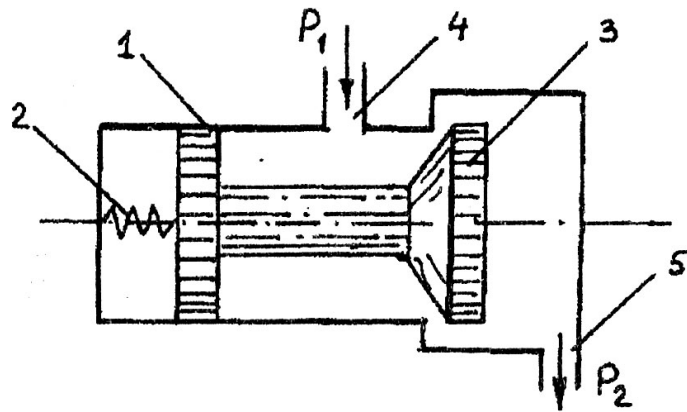


Рисунок 4.6 – Схема редукционного клапана

Таблица 4.4 – Техническая характеристика редукционных клапанов

Параметр	Марка клапана								
	Г57-22	ПГ57-22	57-23	Г57-23	57-24	Г57-24	АПГ 57-24	57-25	Г57-25
Условный проход, мм	0	0	6	6	0	0	0	2	2
Номинальный расход, л/мин	16	16	32	32	32	32	63	160	160
Подводимое номинальное давление, МПа	20	20	20	20	20	20	20	20	20
Редуцированное давление, МПа	6,3	10	6,3	10	6,3	19	10	6,3	10

## 4.2 Регуляторы расхода рабочей жидкости

**Регуляторы расхода** предназначены для **управления расходом** жидкости и, следовательно, для **регулирования скорости** движения силового органа машины или механизма. Применение регуляторов расхода во многих случаях позволяет заменить сложные регулируемые насосы более *простыми* и *дешевыми* нерегулируемыми.

К регуляторам расхода относятся:

*обратные клапаны;*

*ограничители расхода;*

*дроссели;*

*делители потока;*

*сумматоры потока.*

### 4.2.1 Обратные клапаны

Для пропуска рабочей жидкости в **одном направлении** применяются **обратные клапаны**. Так же, как и напорные, обратные клапаны могут иметь **шариковый, конусный, тарельчатый** или **плунжерный** запорно-регулирующий элемент.

В гидросистемах машин лесной промышленности широкое распространение получили обратные гидроклапаны **типа Г51-2** с **конусным** запорно-регулирующим элементом (рисунок 4.7).

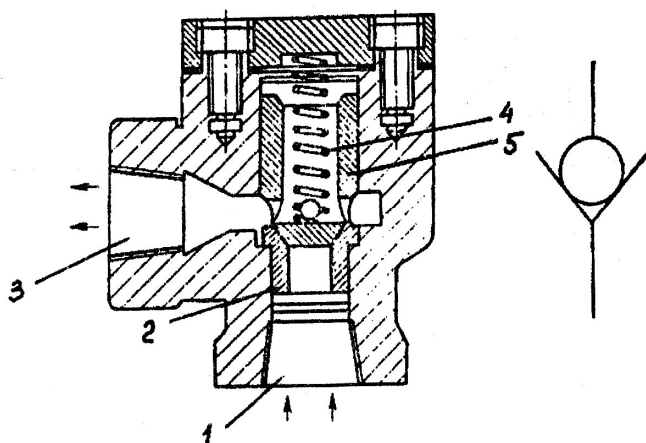


Рисунок 4.7 – Схема обратного клапана типа Г51-2

При подводе рабочей жидкости к отверстию 1 запорно-регулирующий элемент 5 поднимается над седлом 2, преодолевая натяжение пружины 4. Жидкость свободно проходит к отверстию 3. При изменении направления потока рабочей жидкости запорно-регулирующий элемент прижат к седлу и блокирует отверстие 1. Пружина обратных клапанов является нерегулируемой.

В гидроприводах **обратные клапаны** применяют как **подпорные** для создания *нерегулируемого противодействия* в сливной линии гидродвигателя; для *блокировки* от самопроизвольного *опускания поршня* при вертикальном расположении гидроцилиндра и при выключенном приводе; для *неуправляемого пропуска* рабочей жидкости в одном направлении и управляемого - в другом; в целях *исключения слива* жидкости из гидросистемы при выключенном приводе и т.д. Как конструктивный элемент обратный клапан включен в конструкцию *разделительных панелей* типа Г53, *напорных клапанов* типа Г66, *дросселей* и *регуляторов расхода* ( типа ДК, Г55-3 и Г55-6 ), в *золотники* с гидравлическим управлением, в *насосы* и *гидравлические двигатели*, в *гидрозамки* и др.

**Технические характеристики** обратных клапанов приведены в таблице 4.5.

Таблица 4.5 – Техническая характеристика обратных клапанов

Параметр	Марка клапана									
	Г51-12	Г51-13	Г51-14	Г51-15	Г51-21	Г51-22	Г51-23	Г51-24	Г51-25	Г51-26
Номинальный расход, л/мин	30	60	117	233	10	30	60	120	240	470
Рабочее давление, МПа	0,2...20									

#### 4.2.2 Гидродроссели

**Гидродроссель** - это **регулирующий** аппарат непрерывного действия, представляющий специальное местное гидравлическое сопротивление, предназначенное для **снижения давления** в потоке рабочей жидкости.

В дросселе размеры рабочих окон не изменяются от воздействия проходящего через них потока рабочей жидкости.

Основной **характеристикой** гидродросселя является **зависимость расхода  $Q$  от перепада давлений  $\Delta p$**  в подводимом и отводимом потоках:  $Q = f(\Delta p)$ . По *характеру функции  $Q = f(\Delta p)$*  дроссели делятся на **линейные** и **нелинейные**.

В **линейных** дросселях потери давления определяются в основном трением жидкости в канале. В таких дросселях потери давления пропорциональны расходу жидкости и определяются потерями давления по длине. В дросселях линейного типа устанавливается *ламинарный* режим течения рабочей жидкости (рисунок 4.8).

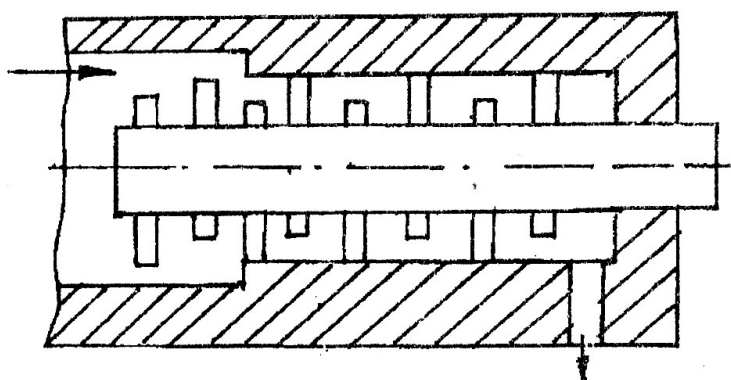


Рисунок 4.8 – Дроссель с переменным числом рабочих окон

**Основным недостатком** линейных дросселей, ограничивающих область их применения, является *нестабильность* их характеристик при изменении температуры рабочей жидкости.

В **нелинейных** дросселях режим движения рабочей жидкости *турбулентный*, так как движение сопровождается вихреобразованием. **Потери** на трение практически *отсутствуют*.

Таким образом, в нелинейных дросселях потери давления определяются деформацией потока жидкости и вихреобразованиями, вызванными местными сопротивлениями.

По **конструктивному** оформлению различают дроссели **щелевые** (рис.4.9 ж), **шайбовые**, **крановые** (рис.4.9 в), **золотниковые** (рис.4.9 з,и).

Если в дросселе предусмотрена возможность *изменения* его гидравлического *сопротивления* в процессе работы, то такой дроссель называется **регулируемым** (рисунок 4.10).

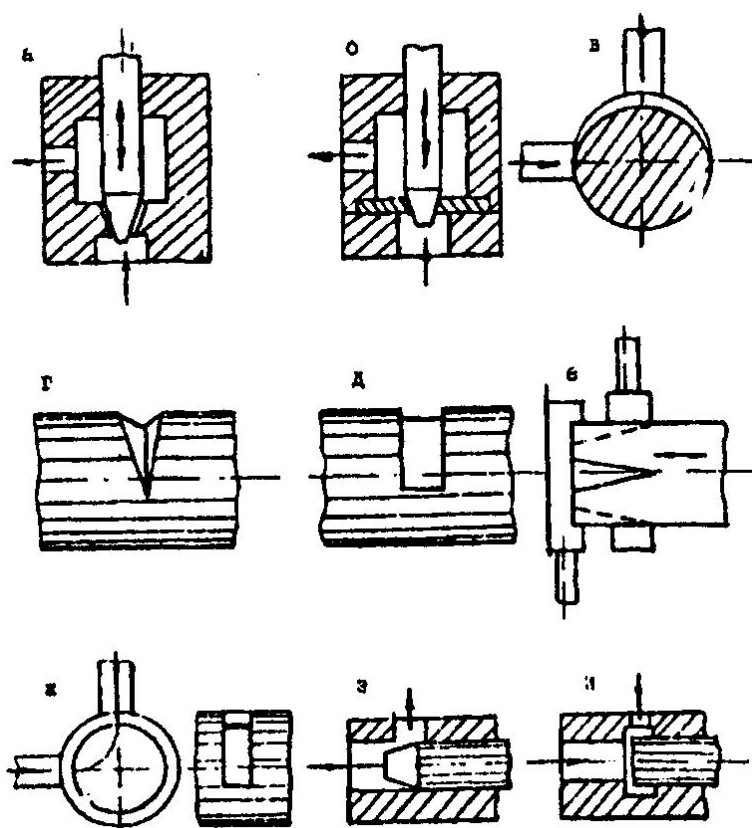


Рисунок 4.9 – Схемы регулируемых сопротивлений

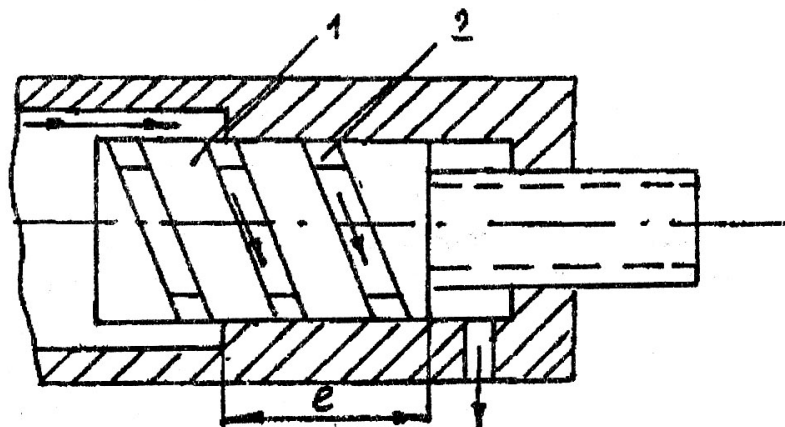


Рисунок 4.10 – Схема регулируемого дросселя

Если цилиндр 1 (рисунок 4.10), на котором выполнены винтовые канавки, перемещать в осевом направлении относительно корпуса 2, то сопротивление дросселя будет изменяться пропорционально длине  $l$ , на которую цилиндр будет входить в корпус.

На рисунке 4.9 представлены конструктивные **схемы дросселей**:

а, б - *игольчатые*;

в - *канавчатые* с прорезью треугольной - г и прямоугольной - д формы;

е - *плунжерные*, у которых изменение площади проходного отверстия осуществляется за счет осевого перемещения плунжера;

ж - *щелевые*, где изменение площади проходного отверстия осуществляется поворотом полой пробки 1, в которой находится щель 2;

з, и - *золотниковые* дроссели с конической и плоской запорной поверхностью.

Приведенные *регулируемые* сопротивления используются для создания дросселей сравнительно *небольших сопротивлений*. Для получения *стабильных регулируемых сопротивлений больших величин* обычно используют дроссели с *переменным числом рабочих окон*. **Схема** такого дросселя, состоящего из набора шайб с отверстиями, приведена на рисунке 4.9. Осевое смещение шайб 1 относительно корпуса 2 приводит к ступенчатому изменению сопротивления дросселя.

Для регулирования *скорости* перемещения рабочих органов путем изменения расхода жидкости используют регулируемые гидродроссели двух типов: *крановые* и *золотниковые*.

Наибольшее распространение получили *крановые дроссели типа Г77-3*, технические **характеристики** которых приведены в таблице 4.6.

Таблица 4.6 – Технические характеристики крановых дросселей типа Г77-3

Параметры	Типоразмер							
	Г77-31В	Г77-31Б	Г77-31А	Г77-31	Г77-32А	Г77-32	Г77-33	Г77-34
Номинальный расход, л/с	0,02	0,05	0,08	0,13	0,2	0,3	0,6	1,2
Номинальное давление, МПа	12,5							

В таблице 4.7 представлены **характеристики золотниковых дросселей типа Г77-2, ДР и щелевых дросселей типа 62600.**

Таблица 4.7 – Характеристика золотниковых и щелевых дросселей

Золотниковый дроссель			Щелевой дроссель		
мар-ка	номинальное давление, МПа	номинальный расход, л/с	марка	номинальное давление, МПа	номинальный расход, л/с
1	2	3	4	5	6
Г77-24	20	1,2	62600	32	1,05
Г77-25	20	2,37	62700	32	1,67
Г77-26	20	4,70	62800	32	2,67

Окончание таблицы 4.7

1	2	3	4	5	6
Г77-27	20	9,5	62900	32	4,17
ДР-12	20	0,416			
ДР-20	20	1,05			
ДР-33	32	2,67			
ДРС-12	32	0,416			
ДРС-20	32	1,05			
ДРС-32	32	2,67			

## 5 РАСПРЕДЕЛИТЕЛИ ПОТОКА РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

Основная функция распределителей всех типов, это изменение направления движения рабочей жидкости. Однако, кроме этой, распределители выполняют ряд других функций:

- замыкание некоторого объема жидкости с целью фиксации положения рабочего органа машины;
- перевод насоса на холостую работу;
- предохранение системы от перегрузок;
- создание «плавающего» режима работы рабочего органа машины;
- создание возможности избирательного включения только одного исполнительного органа.

Распределители **классифицируются по конструкции, назначению и соединению** в системах.

По **типу подвижного элемента** распределители *разделяют* на *золотниковые, крановые, струйные*. В машинах и механизмах лесной промышленности используются *крановые* и *золотниковые* распределители.

В зависимости от **числа внешних линий**, подводимых к распределителю, *выделяют* *двухлинейные* распределители, *трехлинейные* и т.д.

В зависимости от **числа фиксированных или характерных позиций** запорно-регулирующего органа *различают* *двухпозиционные* распределители, *трехпозиционные* и т.д.

По **способу управления** распределители *могут быть*: с *ручным, гидравлическим, электромагнитным* и *электрогидравлическим* управлением.

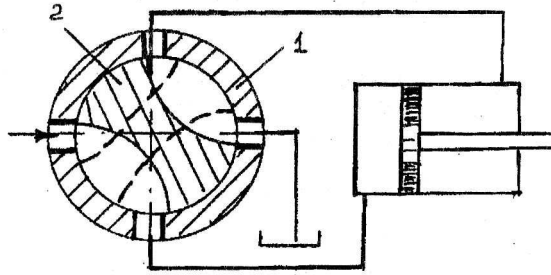
### 5.1. КРАНОВЫЕ ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛИ

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

Крановые распределители работают в основном от внешнего механического воздействия. Такие распределители применяют чаще всего в качестве вспомогательных в золотниковых гидрораспределителях с гидравлическим управлением.

На рисунке 5.1 представлена *схема четырехлинейного трехпозиционного гидрораспределителя*.

**Недостатком крановых распределителей** является *необходимость разгрузки пробки* от статических сил давления, которые прижимают пробку к одной стороне, увеличивая силу трения и затрудняя поворот пробки вокруг оси. По этой причине крановые гидрораспределители применяют в системах с рабочим давлением до 10 МПа.



**Рисунок 5.1 - Крановый гидрораспределитель: 1 - корпус; 2 - пробка**

## **5.2 ЗОЛОТНИКОВЫЕ ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛИ**

В золотниковых гидрораспределителях изменение направления потока рабочей жидкости осуществляется **осевым смещением запорно-регулирующего элемента**. Золотниковые гидрораспределители *просты по устройству, многопозиционны, легко управляются, статически уравновешены* от осевых сил давления жидкости. Такие гидрораспределители можно **классифицировать** по следующим признакам:

- по **числу фиксированных положений золотника**;
- по **числу подводящих линий** (ходов);
- по **управлению**;
- по **числу золотников** в гидроаппарате.

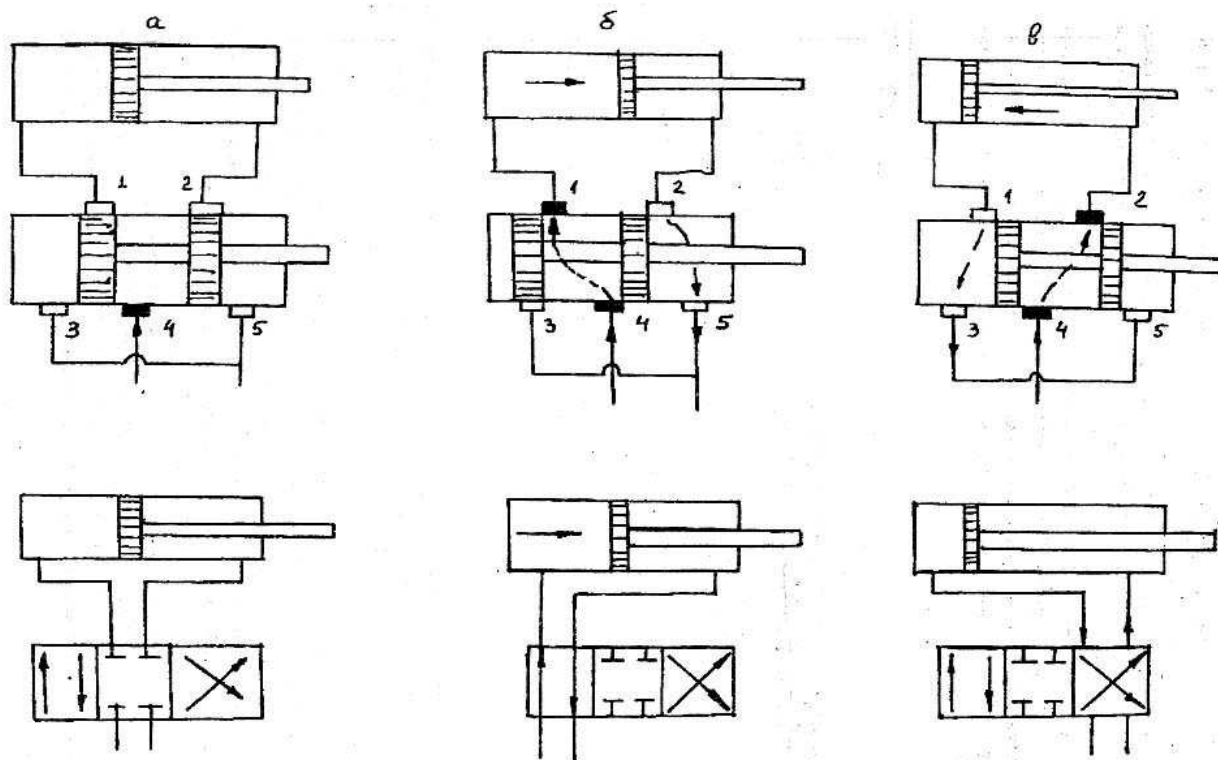
**Принцип работы золотникового гидрораспределителя** легко прослеживается по **схеме** на рисунке 5.2.

Поршни золотника (рис. 5.2 а) перекрывают отверстия 1,2; поршень гидроцилиндра фиксируется в заданном положении. При положении поршней золотника, изображенного на рисунке 5.2 б, рабочая жидкость поступает из насоса через отверстия 4, 1 в поршневую полость гидроцилиндра; поршень перемещается вправо. Рабочая жидкость из поршневой части гидроцилиндра через отверстия 2, 5 уходит в бак. При смене положения поршней золотника (рис. 5.2 в) поршень гидроцилиндра перемещается влево.

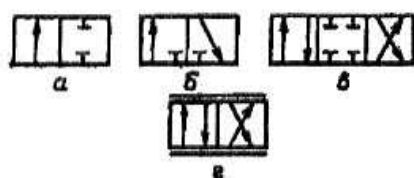
Как отмечалось, по **числу фиксированных положений** золотника гидрораспределители подразделяются на **двухпозиционные** (рис. 5.3 а, б), **трехпозиционные** (рис. 5.3 в) и **многопозиционные** (рис. 5.3 г).

По **числу линий** (ходов) гидрораспределители могут быть **двухходовыми** (рис. 5.3 а), **трехходовыми** (рис. 5.3 б), **четырёхходовыми** и **более** (рис. 5.3 в, г).

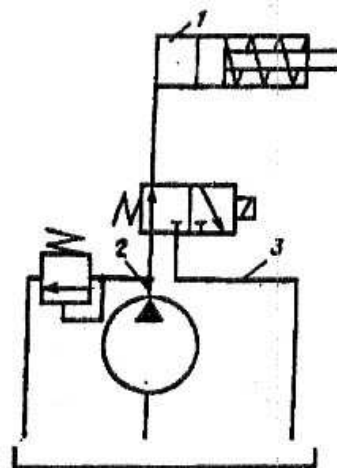
**Двухходовые** гидрораспределители выполняют функции **блокировочных**: в одном положении золотника гидрораспределитель пропускает поток жидкости, в другом - блокирует. Такой гидрораспределитель, в частности, можно применять для разгрузки насоса или гидросистемы от давления.



*Рисунок 5.2. – Принципиальная схема работы золотникового гидрораспределителя*



*Рисунок 5.3 - Условные обозначения Гидрораспределителей*  
*вого*



*Рисунок 5.4 - Пример схемы включения трехходового гидрораспределителя*

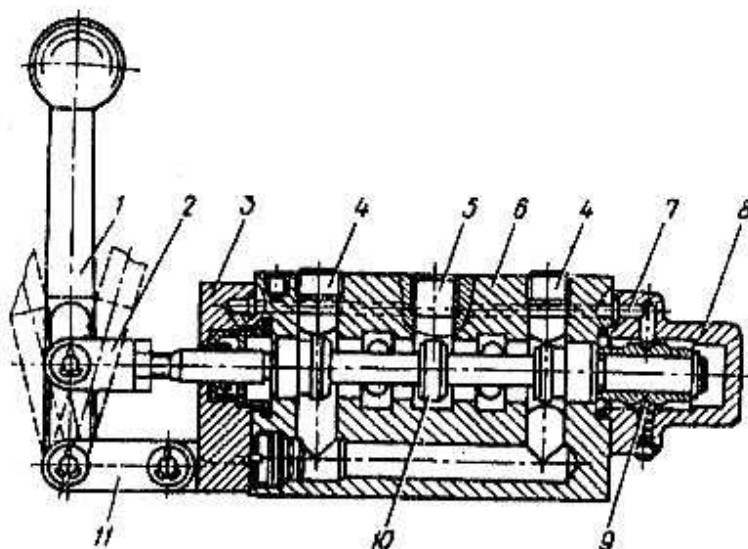
гидрораспределителя

**Трехходовой** гидрораспределитель может быть использован для *управления* работой *гидроцилиндра* *одностороннего действия* (рисунок 5.3): при одном положении золотника рабочая полость гидроцилиндра 1 соединяется с напорной гидролинией 2 (например, при выполнении рабочего хода), при другом положении - со сливной гидролинией 3 (при выполнении холостого хода).

**Четырехходовые** гидрораспределители имеют наибольшее распространение в гидроприводах машин. При помощи таких гидроаппаратов каждая из рабочих полостей гидродвигателя может *попеременно соединяться* то с линией нагнетания, то с линией слива, а движение исполнительного механизма в обоих направлениях происходит *под действием рабочей жидкости*.

**По управлению** золотниковые гидрораспределители *подразделяются* на гидроаппараты с *ручным, электромагнитным, гидравлическим и электрогидравлическим управлением*.

В гидрораспределителях с ручным управлением (рис. 5.5) переключение распределителя осуществляется рукояткой 1, которая при помощи серьги 2 шарнирно присоединяется к золотнику 10. С корпусом 6 рукоятка также шарнирно соединена ушком 11.

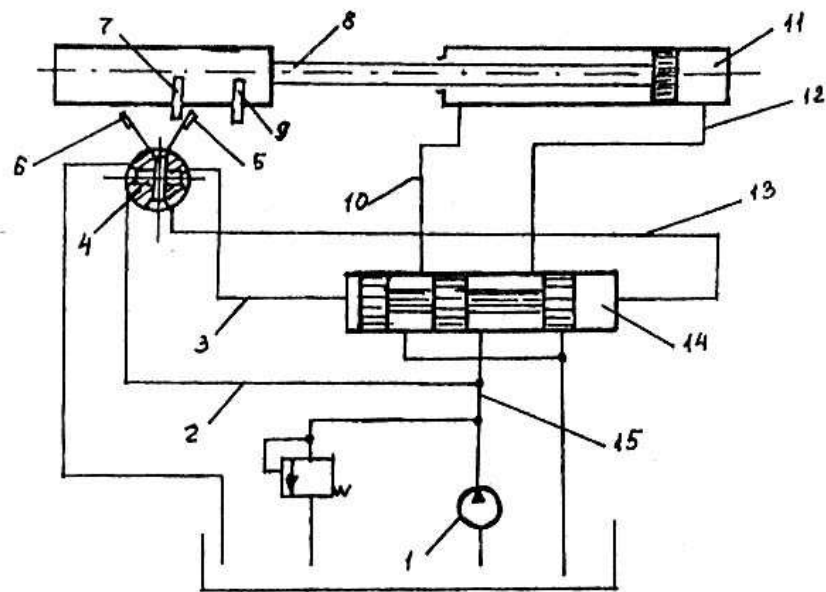


**Рисунок 5.5 – Гидрораспределитель с ручным управлением**

Гидрораспределители с *ручным управлением* могут исполняться в *двух-, трех- и четырехпозиционном* вариантах. Для фиксации каждого положения золотника служит шариковый фиксатор 9, помещенный в задней крышке 8. Утечки жидкости по золотнику с одной стороны передней крышки 3 исключаются манжетным уплотнением. Рабочая жидкость подводится к отверстию 5, а отводится через отверстие 4. Канал 7 - дренажный и служит для отвода утечек. Гидрораспределители с *ручным управлением* применяют в **машинах ручного управления**, когда продолжительность операций в различные циклы неодинакова ( так, гидрораспределитель с ручным управлением применяется на лесном погрузчике: оператор переключает золотник механизма подъема челюстей лесопогрузчика лишь после того, как убедится в том, что пачка деревьев лежит на них ).

В гидрораспределителях с **электромагнитным управлением** переключение золотника происходит при помощи одного или двух электромагнитов толкающего типа.

В гидрораспределителях с **гидравлическим управлением** переключение золотника происходит при помощи рабочей жидкости. **Схема включения** золотника с **крановым распределителем** приведена на рисунке 5.6.



**Рисунок 5.6 – Схема включения золотника с гидравлическим управлением**

Масло насосом 1 подается по трубопроводу 15 к золотнику 14 и одновременно по трубопроводу 2 к крану 4, а через него по трубопроводу 13 в правую полость золотника 14. Золотник 14 соединяет трубопровод 15 с трубопроводом 12, благодаря чему шток 8 гидродвигателя 11 движется влево. В конце хода упор 9 силового органа доходит до рычага поворотного крана 5, пробка крана 4 поворачивается против часовой стрелки, и масло начинает поступать из напорного трубопровода 15 по трубопроводу 2 к крану 4 и затем - по трубопроводу 3 в левую полость золотника 14. Благодаря этому плунжер золотника смещается в крайнее правое положение. В результате трубопровод 15 будет соединен с трубопроводом 10, и шток 8 начнет обратное (холостое) движение. В конце холостого хода второй упор 7 силового органа повернет пробку крана 4 за рычаг 6 по часовой стрелке и вернет кран в прежнее положение.

Технические **характеристики** гидрораспределителей **золотникового типа** приведены в таблице 5.1.

На лесозаготовительных машинах применяются гидрораспределители с электрическим и электрогидравлическим управлением УЧ 690 4144А, ДУ-5, ДУ-10, ДУ-16, ПР-28, РСГ-25, ДСТ-20 и др. Для этих моделей характерны схемы, которые приведены в таблице 5.2.

На рисунке 5.7 показан общий вид гидрораспределителя с электрогидравлическим управлением. В конструкцию его входит золотник управления 2, который управляется двумя толкающими электромагнитами 1, работающими поочередно. Электромагниты помимо дистанционного управления имеют возможность включаться контрольными кнопками

Таблица 5.1 – Золотниковые распределители

Марка распределителя	Тип распределителя и управления	Количество золотников/диаметр	Условный проход, мм	Давление, МПа			Расход рабочей жидкости, см <sup>3</sup> ·с <sup>-1</sup> /л·мин		Масса, кг	Давление предохранительного клапана, МПа
				максимальное	номинальное	минимальное	номинальное	максимальное		
P50-3, P80-2/1-55	Золотниковый, ручное	До 6	12	20	16	2	830/50	1000/60	19	20,0
P80-2/1-22	То же	2/25	–	17,5	14	–	-/80	-/120	13	17,9
В гидросистеме промышленных тракторов P80-2/-44	»	—	—	17,5	14	—	-/80	-/120	10,1	17,5
P80-2/2-44	»	—	—	17,5	14	—	-/80	-/120	10,1	17,5
P80-3/1-222, P80-2/3-444 ЛП-18Г	Золотниковый с фиксацией вручную	3/25	–	20	16	—	-/80	-/120	15	20,0
В гидросистемах грейферных погрузчиков P160-2/1-111-11	Золотниковый, ручное	3/32	–	14	—	—	—	—	36	14
P160-3/1-III-10.	То же	3/32	–	20	16	–	160/-	200/—	36	20
P160-3/1-222	»	3/32	–	20	16	–	-/160	-/200	37,5	20
P160-2/1-222-20 ЛП-18Г На тракторе К-700 P160-2/1-111-20	»	3/32	–	14	—	–	—	—	–	14
Для гидросистем промышленных тракторов P160-2/1-222-30 P500-3/3-5 Тракторы Т-330, Т-500	Электрогидравлическое	3/32	–	14	–	–	–	–	–	14
			–	20	16	–	8300/500	–	25,6	20

**Таблица 5.2 – Схемы включения гидрораспределителей**

№ п/п	Обозначение распределителя на схеме	Характеристики
1		Гидрораспределитель 4/3 со свободным проходом рабочей жидкости от насоса к обоим полостям гидроцилиндра при среднем положении золотника
2		В отличие от 1 имеет две дополнительные линии (линия управления), сообщенных в среднем положении золотника
3		Гидрораспределитель 4/3 с защитой нагнетательной линией, соединением отводов и слива при среднем положении золотника
4		Схема имеет два дополнительных хода (линия управления), сообщенных в среднем положении золотника
5		Гидрораспределитель 4/3 с запертыми отводами, нагнетательной линией и сливом при среднем положении золотника
6		Схема имеет два дополнительных хода (линия управления), сообщенных в среднем положении золотника
7		Гидрораспределитель 4/3 с защитными отводами с соединением нагнетательной линии и слива при среднем положении золотника
8		Схема имеет два дополнительных хода (линия управления) в среднем положении золотника

Принятые обозначения: 0 – среднее положение; 1,2 – рабочие положения; A,B,P,T – присоединительные отверстия основного потока; X<sub>1</sub>, X<sub>2</sub> – линии управления другими гидрораспределителями.

В таблицах 5.3 и 5.4 приведены технические характеристики некоторых распределителей, применяемых на лесозаготовительных, строительных и дорожных машинах.

**Таблица 5.3 – Технические характеристики распределителей**

Тип распределителя	P202 P <sub>н</sub> 202	P203 P <sub>н</sub> 203	P322 P <sub>н</sub> 322	P323 P <sub>н</sub> 323
1	2	3	4	5
Давление нагнетания в системе, МПа:				
номинальное	20,0	32,0	20,0	32,0
максимальное	21,0	35,0	21,0	35,0
минимальное	0,5	0,5	0,5	0,5

## Окончание таблицы 5.2

1	2	3	4	5
Максимальное давление на сливе главного золотника, МПа: при сливе из пилота управления, объединенного с общим сливом (только для четырехлинейных распределителей) при сливе из пилота управления, разъединенного с общим сливом	7,0 20,0	7,0 32,0	7,0 20,0	7,0 32,0
Давление управления, МПа: максимальное минимальное с пружинным центрированием золотника с гидравлическим центрированием золотника	20,0 0,5 2,0	20,0 0,5 2,0	20,0 0,5 2,0	20,0 0,5 2,0
Условный проход, мм	20	20	32	32
Поток рабочей жидкости, л/мин: номинальный максимальный	160 170	160 170	400 500	400 500
Максимальное давление на сливе утечек для распределителей с гидравлическим центрированием	0,05	0,05	0,05	0,05
Давление на сливе утечек для распределителей с ручным управлением, МПа	0,5	0,5	0,5	0,5
Рабочий объем камеры управления, см <sup>3</sup>	9,6	9,6	28,6	28,6
Допустимые внутренние утечки, см <sup>3</sup> /с	3,33	10	5	13,33
Продолжительность включения при номинальном режиме, мин: для распределителей с пружинным и ручным фиксированием золотника для гидравлического фиксирования золотника	– –	4 30	– –	83 20
Время срабатывания при номинальном режиме, с: минимальное для распределителей с пневматическим, электрическим магнитами переменного тока, гидравлическим	0,15	0,15	0,2	0,2
Сила, необходимая для управления или настройки, Н	35	35	40	40
Масса, Н: P202, 203 - 16,6...16,8      P 322, P 323 45,1-45,5 P <sub>H</sub> 202, P <sub>H</sub> 203    13,5      P <sub>H</sub> 322, P <sub>H</sub> 323 35,3				

**Таблица 5.3 - Технические характеристики гидрораспределителей РСГ-25,20, ГГ-420А, ПР-28, П-557**

Марки распределителей	РСГ– 25,20	ГГ-420А	ПР-28	П-557
-----------------------	------------	---------	-------	-------

Тип гидрораспределителей	Секционный с электрогидравлическим управлением	Моноблочный, четырехзолотниковый с гидравлическим управлением	С пропорциональным электрогидравлическим управлением	Модульный с электроуправлением и замком
Условный проход, мм	25	20	16	8
Давление, МПа:				
номинальное	20	32	25	32
максимальное	25	40	32	–
Расход рабочей жидкости, л/мин:				
номинальный	160	200	125	–
максимальный	200	230	–	–
Время срабатывания, с	0,3	–	–	–
Масса, кг	75	80	12,4	23
Габаритные размеры, мм	455x355x185	345x380x200	385x90x90	320x311x126

На лесозаготовительных, строительных и дорожных машинах применены секционные распределители Р, РС с номинальным давлением 16,25 МПа (таблица 5.4).

На экскаваторах ЭО-4121А, ЭО-4124 Ковровским заводом изготавливают гидрораспределители в пяти- и семисекционном исполнении с номинальным давлением до 25 МПа и максимальным до 32 МПа, с номинальным расходом жидкости до 320 л/мин и максимальным 400 л/мин. Эти распределители должны иметь утечки в рабочих секциях не более 100 см<sup>3</sup>/мин и в обратных клапанах 10 см<sup>3</sup>/мин.

Таблица 5.4 - Технические характеристики секционных распределителей

Тип распределителя	Р			РС		
	2	3	4	5	6	7
1	20	25	32	20	25	32
Условный проход, мм	20	25	32	20	25	32
Давление, МПа:						
номинальное	16	16	16	16	16	16
максимальное	25	17	25	25	25	25

Окончание таблицы 5.4

1	2	3	4	5	6	7
Рабочий расход жидкости, л/мин:						
номинальный	100	160	250	100	160	250
максимальный	125	200	320	125	200	320
Число секций в одном блоке, не более	6	6	6	10	8	8
Утечки для рабочих секций, при номинальном давлении, см <sup>3</sup> /мин	150	200	300	75	100	150
Сила перемещения золотника из нейтральной в рабочую позицию, Н	350	400	450	2940	3430	3920
Минимальные утечки через обратные клапаны, см <sup>3</sup> /мин	310	310	310	10	10	10

В таблице 5.5 приведены технические характеристики распределителей В-16 и Х-16. На рисунке 5.7 представлены схемы распределителей В-16.

Таблица 5.5 – Техническая характеристика распределителей В-16 и Х-16

Марка распределителей	В-16	Х-16
1	2	3
Условный проход, мм	16	
Давление на выходе, МПа:		
номинальное	25	32
максимальное	28	32
минимальное	0,5	0,5
Максимально допустимое давление на сливе, МПа:		
для гидрораспределителя с независимым сливом из вспомогательного гидрораспределителя	25	25
для гидрораспределителя, у которого слив управления объединен с основным сливом	6	6
Давление управления, МПа		
максимальное	25	25
минимальное для:		
трехпозиционных гидрораспределителей	0,8	0,8
двухпозиционных с пружинным возвратом	1,0	1,0
двухпозиционных с гидравлическим возвратом	0,5	0,5
гидрораспределителя с управлением от основного потока для схем 14, 54, 64, 64А, 104 с применением обратного клапана	0,5	0,5
Максимально допустимое давление в дренажной полости, МПа	0,05	0,05

Окончание таблицы 5.5

1	2	3
Расход рабочей жидкости на линии Р А(В), л/мин номинальный для схем:		
94	125	125
14, 54, 64, 64А, 104 с электрогидравлическим управлением	80	80
54 с ручным управлением	63	63
14, 64, 64А 104 с ручным управлением	63	63
остальных	125	125
Масса (без рабочей жидкости), кг, не более		
гидрораспределителя с электрогидравлическим управлением	12,4	12,4
гидрораспределителя с гидравлическим управлением	9,4	9,4
с ручным управлением	8,9	8,9

Сила, необходимая для управления или настройки для гидрораспределителя с ручным управлением, Н:		
с фиксацией золотника	41	41
с пружинным возвратом золотника	78	78

№	Обозначение	№	Обозначение	№	Обозначение
14		64А		124	
24		74		134	
34		84		574	
44		84А		574А	
54		94		574Б	
64		104		574Д	

Рисунок 5.7 – Схемы гидрораспределителей В-16

**Выбор распределителей** производится по следующим параметрам:

- соответствие внутренней схемы переключения принципиальной схеме;
- соответствие номинального давления;
- соответствие расхода.

Затем решается вопрос управления:

- ручное (при малом и среднем количестве включений в смену);
- электрическое или гидравлическое при выборе места расположения и большом количестве включений и больших усилиях  $\approx 3$  кг.

Учитывая правило Джонсона-Миллера выбирают тип исполнения – моноблочный или секционный – стоимость и массу, а затем сравнивают.

### 5.3 Выбор рабочей жидкости

При выборе рабочей жидкости могут встретиться следующие ситуации, значительно отличающиеся методически:

- разрабатывается типоразмер ОГП гидрофицированной машины без принципиального изменения оборудования. В этом случае можно воспользоваться рекомендацией завода изготовителя прототипа машины. Рекомендации заводов изготовителей различных лесных машин приведены в таблице 5.6.
- производится усовершенствование ОГП с частичным использованием нового оборудования. В этом случае следует использовать рекомендации изготовителя

**оборудования**, сравнить их с рекомендациями завода изготовителя машины и выбрать общую рабочую жидкость для всего оборудования.

- проектируется новая система ОПП. Например, для негидрофицированной ранее машины. В этом случае все оборудование и аппаратура сводятся в таблицу с указанием рекомендованных рабочих жидкостей для каждого элемента и выбрать общую для всех.

Во всех случаях выбранную жидкость следует проверить на соответствие ее технической характеристики и требования задания.

**Таблица 5.6 – Рабочие жидкости, рекомендованные заводами изготовителями**

Марка трактора	Место применения гидравлической системы	Масло, рабочая жидкость, заправляемые в систему				Количество, л
		Лето	Зима	Лето	Зима	
1	2	3	4	5	6	7
ТТ-4М, ТТ-4М-01	Гидросистема погрузочного устройства управления с баком	М-10-В <sub>2</sub> (ГОСТ 8581-78)	М-8-В <sub>2</sub> (ГОСТ 8581-78)	Всесезонные масла М-8-В (ГОСТ 10541-78), М-8-А, М-8-Б (ГОСТ10541-78)		80 170

Продолжение таблицы 5.6

1	2	3	4	5	6	7
ТДГ-55	Гидросистема управления и погрузочного устройства	М-10-В <sub>2</sub>	М-8-В <sub>2</sub>	То же	То же	-
К-700/К-701	Гидросистема управления	Веретенное АУ				40
	Гидросистема навесного оборудования	М-8-В <sub>2</sub> (ГОСТ 8581-78)	М-8-А (ГОСТ 8581-78)	М-8-Б <sub>1</sub>	М-8-Б <sub>1</sub>	114
Т-130Г	Раздельно-агрегатная гидросистема	М-8-А <sub>2</sub>	М-8-А <sub>2</sub>	М-8-Б	М-8-Б	120
Т-100М	Гидросистема навесная, модификация Т-100 МТС Сервомеханизм поворота	М-8-А <sub>2</sub> Масло ТЭ-15-ЭФО	М-8-А <sub>2</sub> Ниже – 20°С ТС-10-ЭФО	М-8-Б М-8-Б	М-8-Б М-8-Б	65 4.7
ДТ-75	Раздельно-агрегатная гидросистема с баком	М-10-В <sub>2</sub> (ГОСТ 8581-78)	М-8-В <sub>2</sub> (ГОСТ 8581-78)	М-8-Б	М-8-Б	25
МТЗ-80/МТЗ-82	Гидроусилитель руля Раздельно-агрегатная гидросистема	М-10-В <sub>2</sub> М-10-В <sub>2</sub>	М-8-В <sub>2</sub> М-8-В <sub>2</sub>	М-8-Б М-8-Б	М-8-Б М-8-Б	6 25

Т-150	Гидравлическая система коробки передач	М-10-Г 2К (ТУ 38101-650-70)	М-8-Г2К (ТУ 38101-46-70]	М-10-В <sub>2</sub> [(ГОСТ 8581-78)	М-8-В <sub>2</sub> (ГОСТ 8581-63)	37 30
Т-150К	Гидросистема навесного оборудования					
ЛП-18Г	В приводе технологических рабочих органов, в системе управления	М-8-В <sub>2</sub>	М-10-В <sub>2</sub>	МГ-46-В, промышленное 20А, 30А	МГ-15-В, промышленное 12А	200

Продолжение таблицы 5.6

1	2	3	4	5	6	7
ЛП-154, ЛП-154Б, ЛП-154А	То же	М-8-В <sub>2</sub>	М-10В <sub>2</sub>	М-8-В <sub>2</sub>	М-10-В <sub>2</sub>	
ТБ-1; ТБ-1М	То же	М-10-В <sub>2</sub>	М-8-В <sub>2</sub>	Индустриальное 20А, 30А	Индустриальное 12А	Система 160, бак 100
ЛП-177	В гидросистеме движения и рабочих органов	МГ-46-В (ТУ 38.10150-79)	МГ-15-В (ТУ 38.101479-74)	М-30А (ГОСТ 20799-75)	АУ (ГОСТ 1642-75)	200
ЛП-171А	В гидросистеме навески	И-20А (ГОСТ 20799-75)	И-12А (ГОСТ 20799-75)	-	-	85
ЛО-15А	Гидравлическая система	МГ-46-В (ТУ 38001347-83) до – 17 °С		И-30А (ГОСТ 20799-75)		250 в каждый бак
ЛП-191	Гидравлическая система подъемника кузова	И-20А (ГОСТ 20799-75)	И-12А (ГОСТ 20799-75)	-	-	85
ЛП-49	Гидросистема технологического оборудования	МГ-46-В	МГ-15-В (ТУ 38-101572-75)	МГ-46-В, И-30А (ГОСТ 20799-76, 75)	МГ-22-А (ТУ 38-101586-ГОСТ (1642-75)	150
	Система управления трактором	М-10-В <sub>2</sub> М-8-В <sub>2</sub>	М-10-Г <sub>2</sub>	М-8-Г <sub>2</sub>	М-8-Г <sub>2</sub>	9,5
ЛП-30Б сучкорезная машина	Гидросистема технологического оборудования	МГ-46-В (ТУ 38.001347-83) МГ-15-В (ТУ 38.101479-74)		И-30А (ГОСТ 20799-75) АУ (ОСТ 38.01412-86)		Гидросистема 185 гидробак бак 125
ЛП-33 лесопштабелер	То же		М-8-А		М-8-В <sub>1</sub>	Гидроси-

						стема 300, гидро- бак 70
--	--	--	--	--	--	-----------------------------------

Окончание таблицы 5.6

1	2	3	4	5	6	7
МЛ-30 трелевочный на базе К-703	То же	М-10-Г <sub>2</sub> (ГОСТ 8581-78)	М-8-Г <sub>2</sub> (ГОСТ 8587-75)	-	-	200
ЛП-19, ЛП-19А		МГ-46-Б (ТУ 38-1-01-50-70)	МГ-15-В (ТУ 1479-74)	И-30А (ГОСТ 20799-75)	АУ (веретенное масло) ГОСТ 1642-75	
ВМ-4, ВМ-4А, ВМ-4Б	»	М-10-Б <sub>2</sub>	М-8-Б <sub>2</sub>	Индустриальное 20А, 30А	Индустриальное 12А	-
ПШ-80А	»	М-10-В <sub>2</sub>	М-8-В <sub>2</sub> (ГОСТ 8581-78)	М-10-Г <sub>2</sub>	М-8-Г <sub>2</sub>	200
ЛТ-191	Гидропривод подъемника	И-20А (ГОСТ 20799-75)	И-12А (ГОСТ 20799-75)	-	-	85
ЛД-4А	Гидросистема технологического оборудования	М-10-Б <sub>2</sub>	М-8-Б <sub>2</sub>	-	-	160 бак 120
КГ-8А	То же	ИГП-18, ИГП-20 (ТУ 38.101413-78) (ГОСТ 20799-75), ВНИИНП-403 (ГОСТ 16728-78)			20-А	320

Рабочую жидкость для распределителей (если нет указаний завода изготовителя) рекомендуется выбирать по рекомендованной для насоса.

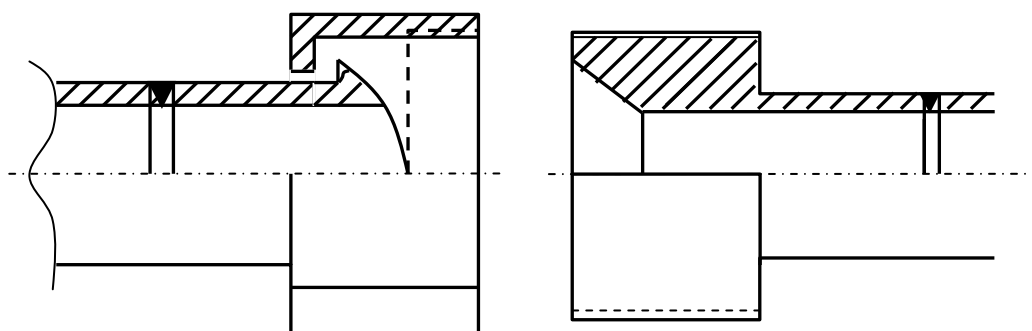
#### 5.4 Разработка монтажной схемы

Монтажная схема разрабатывается конструктором для решения следующих задач:

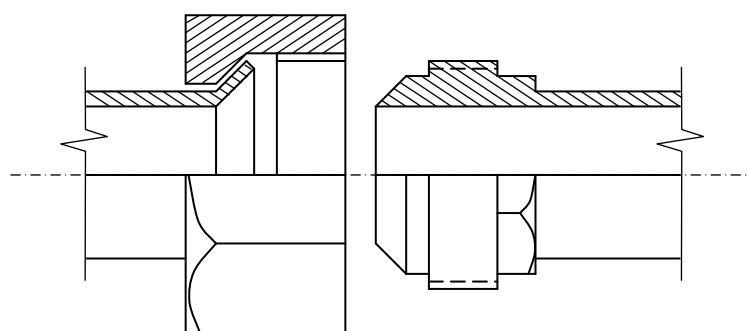
1. Оптимизация (минимизация) длин трубопроводов
2. Оптимизация расположения оборудования и аппаратуры по эргономическим или «психологическим» критериям.
3. Оптимизация (минимизация) потерь напора.
4. Обеспечение доступности к оборудованию при ТО и ремонте.

Разработанная схема разводки трубопроводов является приближенной и корректируется при первых сборках. После этого изготавливаются шаблоны, по которым гнутся трубы в точный размер.

**Соединение труб.** В сложных пространственных ситуациях или при достаточно больших длинах предусматривается соединение отдельных отрезков труб. В реальной практике применяются два типа соединений отдельных отрезков труб и рукавов высокого давления, представленных на рисунке 5.8 и 5.9.



**Рисунок 5.8 – Полусферическое соединение трубопроводов для**



**Рисунок 5.9 – Коническое соединение труб**

Монтажная схема в курсовой работе представляется на листе формата А1 в трех проекциях. Заполнено должно быть не менее 80% листа. Там же представляется таблица содержания длины участков труб, углы поворота и радиусы кривизны. Отдельными выносками показывают сечения соединений и крепления труб.

Спецификацию системы и оборудования допускается представлять на листе (если достаточно места) или отдельно\*.

Чертеж монтажной схемы представляет **конструктивную схему**, выполненную в произвольном (нестандартном) масштабе, контурными линиями. Таким образом показывается не только внешний контур машины, но и внутренние узлы и рамные конструкции, с которыми система так или иначе входит в контакт: пересекает, обходит, крепится и т.д.

В примечаниях на поле чертежа указывается давление настройки предохранительных клапанов, распределителей, редукционных клапанов; инструкции по замене фильтров после первых моточасов работы, требования к чистоте деталей (труб) и узлов при подготовке к установке.

Для начертания конструктивной схемы машины или другого оборудования следует использовать любую информацию: схемы, фотографии, чертежи, плакаты. Не следу-

---

\* Для чертежа принципиальной схемы спецификация не составляется; наименование оборудования представляется нумерованными сносками, или название записывается на чертеже около условного обозначения.

ет добиваться высокой точности, ведь проект учебный и цель этого раздела дать представление о монтажных схемах и содержании проектной работы, а также развить творческое мышление.

### **Контрольные вопросы к 4 и 5 главам.**

1. На какие две группы делятся элементы ОГП?
2. Какие два типа конструктивных схем применяются в «регуляторах» давления?
3. В каких конструкциях «регуляторов» давления отсутствуют ударные нагрузки?
4. Можно ли использовать редукционный клапан как обратный?
5. Можно ли использовать напорный клапан как обратный? А предохранительный?
6. Какие типы регулируемых дросселей вы знаете?
7. Чем редукционный клапан отличается от предохранительного и напорного?
8. Какие функции выполняют распределители?
9. Назовите четыре типа управления распределителями.
10. По каким параметрам выбираются распределители?
11. Как подбирается рабочая жидкость?
12. Для чего нужна монтажная схема?
13. Какие конструктивные типы соединения труб используются в системах ОГП?
14. Что указывается на монтажной схеме?
15. Нарисуйте схему редукционного клапана непрямого действия.

## 6 ТРУБОПРОВОДЫ

**Функциональная связь гидроагрегатов** в гидроприводах осуществляется с помощью **трубопроводов** различной *конструкции*. Несмотря на относительную простоту этих элементов, от их правильного выбора во многом зависит *надежность* работы гидропривода.

В гидроприводах обычно *имеется*:

- *всасывающая гидролиния*, по которой рабочая жидкость поступает к насосу;
- *напорная гидролиния*, то есть участок движения жидкости от насоса к объемному гидродвигателю;
- *сливная гидролиния*, по которой происходит движение рабочей жидкости от объемного гидродвигателя в гидробак;
- *гидролиния управления*, по которой рабочая жидкость движется к устройствам управления и регулирования;
- *дренажная гидролиния*, предназначенная для отвода утечек рабочей жидкости от гидроагрегатов в гидробак.

Основной **характеристикой трубопровода** является его **внутренний диаметр** (**условный проход**). Исходными **параметрами** для определения **внутреннего диаметра** трубопровода являются: *рабочее давление*, развиваемое выбранным насосом  $P_n$ ; *подача насоса*  $Q_n$  при этом давлении; *скорости движения* во всасывающем и напорном трубопроводах.

**Внутренний диаметр трубопровода** определяется по формуле

$$D_y = \sqrt{\frac{4Q_n}{\pi v}}, \quad (6.1)$$

где  $v$  - значения скоростей движения в соответствующих гидролиниях.

Опыт проектирования и эксплуатации гидроприводов позволил определить экономически приемлемые и технически допустимые **скорости движения** рабочей жидкости в гидролиниях:

- для *всасывающих гидролиний*  $v_{вс}$  составляют 0,5 ... 2 м/с;
- для *сливной линии*  $v_{сл} = 2$  м/с;
- для *гидролинии управления*  $v_{уп} = 5$  м/с;
- для *напорной гидролинии*  $v_n = 6$  м/с.

В связи с повышением качества изготовления гидролиний **скорость рабочей жидкости в напорных линиях** допускается принимать в зависимости от **рабочего давления** в следующих пределах:

давление, МПа	2,5;	5;	10;	15
скорость, м/с	3...10;	4;	5...6;	8...10

При выборе **внутреннего диаметра трубопровода** необходимо учитывать соответствие его значений **стандартному ряду** ГОСТ 8734-75 (8; 10; 12; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80 мм).

После определения значения **условного прохода**  $D_y$  в соответствии с ГОСТ необходимо уточнить **фактическую скорость движения рабочей жидкости** во *всасывающем* и *напорном* трубопроводах.

**Фактическая скорость движения** во *всасывающем* трубопроводе может быть определена по формуле:

$$v_{вс.ф.} = \frac{21,16Q_n}{D_{у.вс.}^2}, \quad (6.2)$$

где  $v_{вс.ф.}$  – фактическая скорость во всасывающем трубопроводе, м/с;

$Q_n$  – расход ( производительность насоса ), л/мин;

$D_{у.вс.}$  – условный проход всасывающего трубопровода, принятый по ГОСТу, мм.

**Фактическая скорость движения жидкости** в *нагнетательном* трубопроводе  $v_{нг.ф.}$  определится по формуле:

$$v_{нг.ф.} = \frac{21,16Q_n}{D_{у.нг.}^2}. \quad (6.3)$$

В системе гидропривода применяют *жесткие* и *гибкие трубы*. Наиболее употребительны: *жесткие* трубы стальные бесшовные холодно-деформируемые при  $D_y < 30$  мм; *горячекатаные* - при  $D_y > 30$  мм. Материал таких труб - сталь 10 и сталь 20.

Для дренажных линий и линий управления с давлением до 6 МПа применяют *тонкостенные* трубы медные, из *алюминиевых сплавов* - при давлениях до 0,64 МПа и *винилпластовые* трубы - при давлениях до 0,6 МПа.

В случае применения *стальных* или *медных* труб необходимо произвести расчет этих труб на **прочность**. Расчет на прочность сводится к определению **толщины стенок  $\delta$** , рассчитываемой по формуле :

$$\delta = \frac{pD_y}{2\sigma}, \quad (6.4)$$

где  $p$  – максимальное давление рабочей жидкости;

$\sigma$  - допускаемое напряжение материала трубы на разрыв;

$D_y$  – внутренний диаметр трубопровода.

**Допускаемое напряжение** принимается: для *стальных* труб из стали 20, 35, 40  $\sigma = 400 \dots 500$  МПа; для труб из *цветных металлов и сплавов*  $\sigma = 200 \dots 250$  МПа.

Если значение  $\sigma$  расчетной оказалось малым, то, учитывая возможность внешних механических повреждений, это значение в любом случае не следует выбирать менее 0,8 ... 1,0 мм для *цветных металлов* и 0,5 мм - для *стали*.

**Гибкие** трубопроводы применяют для соединения элементов гидропривода, которые расположены на *подвижных* частях и могут перемещаться относительно друг друга.

В качестве *гибкого* трубопровода в основном применяют *резинотканевые шланги*, называемые **рукавами высокого давления (РВД)**. В зависимости от количества металлических оплеток рукава высокого давления делятся на три **типа**:

**I тип** - с *одной металлической оплеткой*, рассчитанной на давление до 20 МПа;

**II тип** - с *двойной оплеткой*, рассчитанной на давление до 30 МПа;

**III тип** - с *тройной оплеткой*, применяемой для высоких давлений до 40 МПа.

Основные **размеры РВД** приведены в ГОСТ 6286 - 73.

Для заданных условий работы гидросистемы гибкие трубопроводы могут быть выбраны в специальной литературе.

Рукава *навивочной конструкции* типов РВД-20, РВД-25, РВД-32 применяются в гидросистемах с рабочим давлением 16 ... 25 МПа при работе на маслах МГ-15В, МГ-46Б, И-20А, И-30А в температурном диапазоне 50 ... 100 °С.

При **монтаже** гидролиний необходимо соблюдать следующие **требования**:

- не допускаются *вмятины* на трубах и искажение их *цилиндричности*;
- *радиус изгиба жестких трубопроводов* должен соответствовать условию:  $R \geq (4 \dots 6) \cdot d_n$ , где  $d_n$  – наружный диаметр трубы;
- *радиус изгиба рукавов* зависит от типа рукава и в среднем принимается из соображений:  $R \geq (12 \dots 18) \cdot d_v$ , где  $d_v$  – внутренний диаметр трубопровода;
- *присоединение трубопроводов к вращающимся узлам* гидропривода должно производиться с помощью специальных *шарнирных соединений*, имеющих одну, две и более степеней свободы.

## 7. ПОТЕРИ НАПОРА (ДАВЛЕНИЯ) В СИСТЕМЕ ГИДРОПРИВОДА

При движении жидкости по трубопроводам гидропривода, а также при прохождении жидкости через контрольно-регулирующую аппаратуру происходят **потери напора**. Поэтому **давление выбранного насоса** должно быть **достаточным** для обеспечения необходимого **усилия** и преодоления **потерь напора**, возникающих в трубопроводах, клапанах, дросселях и т.д.

Расчет потерь напора можно провести только после окончательной разработки **монтажной схемы**. Для этого выбирается наиболее удаленный исполнительный орган, составляется условная (не в масштабе) расчетная схема, которая является частью (фрагментом) монтажной схемы. На ней указываются:

- длины прямых участков;
- изгибы с указанием радиусов (принимаются разработчиком);
- местные сопротивления: дроссели, сужения;
- аппаратура: распределители, клапаны, фильтры и т.д.

**Суммарные потери давления** в гидросистеме гидропривода  $\Delta p$  определяются по зависимости:

$$\Delta p = \sum \Delta P_{тр} + \sum \Delta P_m + \sum \Delta P_2, \quad (7.1)$$

где  $\sum \Delta P_{тр}$  - потери давления при трении движущейся рабочей жидкости в трубопроводах;

$\sum \Delta P_m$  - потери давления в местных сопротивлениях трубопроводах;

$\sum \Delta P_2$  - потери давления в гидроаппаратуре.

При этом **потери давления на трение**, в свою очередь, определяются по формуле:

$$\sum \Delta P_{тр} = \gamma \sum \lambda \frac{\ell}{D} \frac{v^2}{2g}, \quad (7.2)$$

где  $\gamma$  - объемный вес рабочей жидкости;

$\lambda$  - коэффициент сопротивления трения;

$D_y$  - внутренний диаметр трубопровода (условный проход);  
 $l$  - длина участка трубопровода без местных сопротивлений;  
 $v$  - скорость движения рабочей жидкости на рассматриваемом участке;  
 $g$  - ускорение свободного падения.

Для определения **коэффициента сопротивления трения** предварительно определяется **число Рейнольдса**

$$Re = \frac{vD_y}{\nu}, \quad (7.3)$$

где  $\nu$  - коэффициент кинематической вязкости жидкости.

При  $Re > Re_{кр}$  режим движения является *турбулентным*, при  $Re < Re_{кр}$  - *ламинарным*. Величина *критического числа Рейнольдса* зависит от конструктивной формы канала, наличия внешних возмущений и т.д. Значение **критического числа Re** для некоторых конструктивных форм трубопровода, применяемых в гидроприводе, при практических расчетах можно принимать в соответствии с таблицей 7.1.

Таблица 7.1 - Значения критических чисел Рейнольдса

Форма канала	$Re_{кр}$
Круглые гладкие трубы	2000 - 2300
Гибкие шланги	1200
Окна цилиндрических золотников	260
Плоские и конусные клапаны	20 - 100
Распределительные краны	550 - 570

При *ламинарном режиме* движения **коэффициент  $\lambda$**  определяется по следующим формулам:

- для *гладких* труб и шлангов без резких сужений и изгибов

$$\lambda = \frac{75}{Re}; \quad (7.4)$$

- для *гибких* рукавов длиной до 700 мм

$$\lambda = \frac{85}{Re}; \quad (7.5)$$

- для труб со *вмятинами*, уменьшающими сечение на 40 - 50 %,

$$\lambda = \frac{155}{Re} \quad (7.6)$$

При *переходном режиме* движения от ламинарного к турбулентному, то есть при числах Рейнольдса  $2300 < Re < 10000$ , **коэффициент сопротивления** для металлических труб определяется по формуле Блазиуса:

- для *медных* и *латунных* труб

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}; \quad (7.7)$$

- для *стальных шероховатых* труб

$$\lambda = 0,06 \left( \frac{\Delta}{D_y} \right)^{0,314}, \quad (7.8)$$

где  $\Delta$  - высота выступов шероховатости, определяемая в соответствии с таблицей 7.2. При *развитом турбулентном* режиме движения, то есть при  $Re > 10000$ , коэффициент сопротивления для *стальных* труб определяется по формуле:

$$\lambda = \frac{1}{\left( 2 \log \frac{3,7 D_y}{\Delta} \right)^2}. \quad (7.9)$$

Таблица 7.2 - Абсолютная шероховатость для трубопроводов из различных материалов

Материал труб	Значение $\Delta$ , мм
Чугунное литье	0,25
Стальные холодноотянутые и холоднокатаные	0,04
Стальные горячекатаные	0,04
Медные, латунные, свинцовые	0,0015-0,01
Алюминиевые и из алюминиевых сплавов, холодноотянутые	0,0015-0,06
Стеклянные	0,0015-0,01
Рукава и шланги резиновые	0,03

В вышеприведенной формуле (7.1) **потери давления в местных сопротивлениях** определяются из соотношения

$$\sum \Delta P_m = \gamma \sum \zeta_m b \frac{v^2}{2g}, \quad (7.10)$$

где  $\zeta_m$  - коэффициент местного сопротивления, численное значение которого может быть определено из справочной и учебной литературы [1, 6]; некоторые значения коэффициентов местных сопротивлений приведены в таблице 7.3;

$b$  - поправочный коэффициент, приближенно учитывающий при ламинарном режиме зависимость коэффициентов местного сопротивления от числа  $Re$ . При турбулентном режиме коэффициент  $\zeta_m$  не зависит от числа  $Re$  и поэтому коэффициент  $b = 1,0$ . Значение коэффициента  $b$  может быть определено по графику на рисунке 7.1.

При определении **местных потерь давления** считают, что **гидравлическая схема гидропривода известна**, тогда тип и число местных сопротивлений можно определить на

каждом *отдельном* участке гидропривода по монтажной схеме. При этом необходимо учитывать все повороты трубопроводов, изменение сечения трубопроводов, установку контрольно-регулирующей и распределительной аппаратуры, вспомогательных элементов гидропривода.

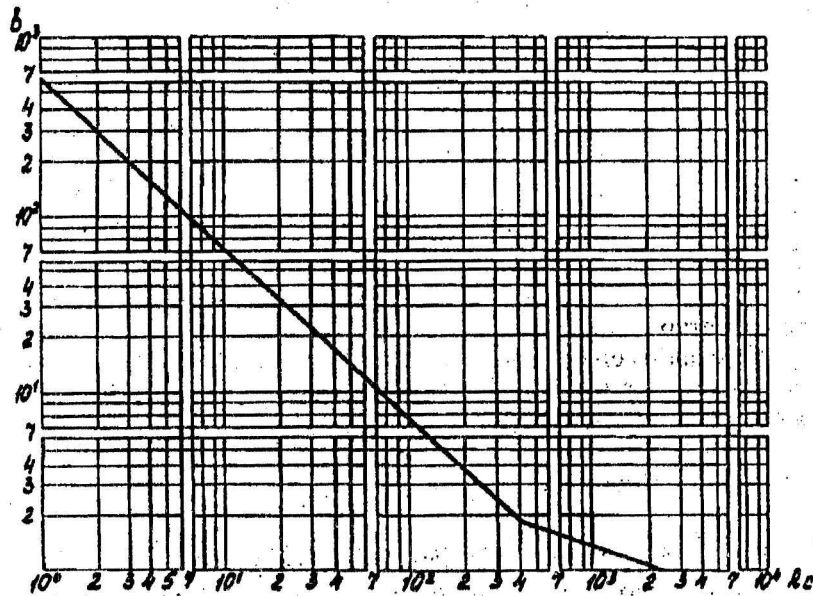


Рисунок 7.1 – Зависимость поправочного коэффициента  $b=f(Re)$

Таблица 7.3 – Значения коэффициентов местных сопротивлений для клапанов и соединений

Тип сопротивления	$\zeta_m$
Шаровой клапан	15,0
Обратный клапан открытый	2,5
Стандартный тройник	1,8
Для гнутых труб, радиус которых составляет (2,5 ÷ 5,0) D	0,3
Для прямоугольных поворотов	1,2
Для Т-образных тройников	1,5

**Потери рабочего давления  $\Delta P_r$**  при прохождении рабочей жидкости через контрольно-регулирующую, распределительную и вспомогательную аппаратуру **определяются** в соответствии с принятой **схемой гидропривода**. **Величина потерь** давления в гидроаппаратуре указывается в их **технических характеристиках** или может быть определена по **данным** таблицы 7.4.

Таблица 7.4 – Потери давления в гидроаппаратуре

Типоразмер	Наименование аппаратуры	Расход, л/мин	Потери давления, $\times 10^5$ Н/м <sup>2</sup>
1	2	3	4
Г54	Напорный клапан	3 - 35	2,5
Г54-14		3 - 70	1,3
Г54-15		8 - 140	3,0
БГ54-13		8 - 35	5,3

<b>БГ54-14</b>		8 - 17	3,5
<b>Г66-23</b>	Напорный клапан с обратным клапаном	3 - 35	2,4
<b>Г66-24</b>		3 - 70	2,5
<b>БГ66-24</b>		8 - 35	3,5
<b>БГ66-24</b>		8 - 70	3,7
<b>Г51-21</b>		Обратный клапан	8,0
<b>Г51-22</b>	18		2,0
<b>Г51-23</b>	35		2,0
<b>Г51-24</b>	70		2,0
<b>Г51-25</b>	140		1,5
<b>Г51-26</b>	280		1,5
<b>Г51-27</b>	560		1,5

Окончание таблицы 7.4

1	2	3	4
<b>Г53-14</b>	Распределительная панель	70	3,0
<b>Г53-16</b>		140	3,0
<b>Г77-11</b>	Дроссель	212	2,5
<b>Г77-14</b>		70	3,5
<b>Г72, Г73-11</b>	Реверсивный золотник	8	2,0
<b>Г72, Г73-12</b>		18	2,0
<b>Г72, Г73-13</b>		35	2,0
<b>Г72, Г73-14</b>		70	2,0
<b>Г72, Г73-16</b>		140	2,0
<b>Г72, Г73-17</b>		280	1,5
<b>Г72, Г73-19</b>		560	1,5
<b>Г74, 12, 13, 14, 16</b>		Золотник с ручным управлением	18 - 140
<b>Г71-21</b>	Кран управления	8	1,5
<b>Г74-33, 34</b>	Двухходовой золотник	35 - 70	2,6

Зная величину **гидравлических потерь**  $\Delta p$ , можно определить фактическое давление на единицу площади поршня гидроцилиндра:

$$P_u = P_n - \Delta p, \quad (7.4)$$

то есть фактическое давление на единицу площади поршня будет меньше давления, развиваемого насосом.

**Потери давления в системе гидропривода** оцениваются **гидравлическим КПД** :

$$\eta_z = \frac{P_u}{P_n} = \frac{P_n - \Delta p}{P_n}, \quad (7.5)$$

где  $P_n$  - давление, развиваемое насосом;

$P_{ц}$  - давление в цилиндре.

Обычно среднее расчетное значение  $\eta_r$  колеблется в пределах 0,85 ÷ 0,95.

## 8 ОБЪЕМНЫЕ ПОТЕРИ В СИСТЕМЕ ГИДРОПРИВОДА

**Объемные потери** в гидроприводе происходят вследствие **утечек жидкости** через зазоры в элементах гидропривода. Примером объемных потерь может служить утечка жидкости в рабочем цилиндре между стенками цилиндра и плунжером, утечка жидкости в насосе, золотнике.

**Общие потери жидкости** в гидросистеме складываются из потерь в **насосе**  $q_n$ , **потерь в цилиндре** гидродвигателя  $q_{ц}$ , **потерь в золотнике**  $q_z$ :

$$\Delta Q = q_n + q_{ц} + q_z. \quad (8.1)$$

Каждый из перечисленных видов потерь можно выразить через **утечку**, которая представляет величину утечки, см<sup>3</sup>/мин, отнесенную к давлению в 0,1 МПа :

$$\Delta Q = \sigma_n P_n + \sigma_{ц} P_{ц} + \sigma_z P_z, \quad (8.2)$$

где  $\sigma_n$  - удельная утечка жидкости в насосе, принимается в пределах от 3 до 5 см<sup>3</sup>/мин на 0,1 МПа;

$\sigma_{ц}$  - удельная утечка жидкости в цилиндре гидродвигателя,  $\sigma_{ц} = (0,13 - 0,16)$  см<sup>3</sup>/мин на 0,1 МПа;

$\sigma_z$  - удельная утечка жидкости в золотнике,  $\sigma_z = (0,15 - 0,17)$  см<sup>3</sup>/мин на 0,1 МПа;

$P_n$  - рабочее давление, развиваемое насосом;

$P_{ц}$  - давление в гидроцилиндре;

$P_z$  - давление в золотнике, принимаемое равным давлению  $P_{ц}$ .

**Потери расхода в гидросистеме** могут быть оценены **объемным КПД** :

$$\eta_0 = \frac{Q_n - \Delta Q}{Q_n} \quad (8.3)$$

**Среднее значение объемного КПД** колеблется в пределах (0,9 - 0,98).

## 9 КПД ГИДРОПРИВОДА

**Полный КПД гидропривода** определяется по формуле

$$\eta = \eta_e \eta_o \eta_m,$$

где  $\eta_e$  - **гидравлический КПД** гидропривода, учитывающий

гидравлические потери в насосе, гидродвигателе, трубопроводе (определяется по формуле (7.5));

$\eta_o$  - **объемный КПД** гидропривода, учитывающий потери жидкости в насосе, гидроцилиндре, трубопроводе (определяется по формуле (8.3));

$\eta_m$  - *механический КПД* гидропривода, учитывающий потери мощности на преодоление сил трения в сальниках, манжетах, цилиндрах насоса и гидродвигателя, рассчитываемый по соотношению

$$\eta_m = \eta_{мн} \eta_{мц},$$

где, в свою очередь,

$\eta_{мн}$  - *механический КПД насоса*, равный ( 0,98 - 0,99 ) ;

$\eta_{мц}$  - *механический КПД гидродвигателя*, определяемый по формуле

$$\eta_{мц} = \frac{P_{\Pi} - T_{тр}}{P_{\Pi}},$$

где  $T_{тр}$  - суммарное усилие трения в гидроцилиндре ( определяемое в параграфе 2.5.2 );

$P_{\Pi}$  - усилие, развиваемое поршнем гидроцилиндра.

Если полученное значение полного КПД меньше принятого  $\eta$ , принятого при расчете диаметра гидроцилиндра, то нет надобности производить перерасчет. Для того чтобы обеспечить надежную работу гидропривода следует при выборе давления оставлять возможность его повышения для регулировки усилия, развиваемого гидроцилиндром, что также исключает необходимость перерасчета.

## 10 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ГИДРОСИСТЕМЫ

Целью **теплового расчета** является:

- определение **установившейся температуры рабочей жидкости** для гидросистем, в которых габариты резервуаров для рабочей жидкости ограничены. При превышении допустимого значения установившейся температуры в гидросистеме предусматривается применение холодильников. Холодильники применяются также в гидросистемах большой мощности (более 20 - 30 кВт);

- определение **минимальной емкости гидробака**, при которой установившаяся температура нагрева масла не превышала бы допустимое значение в гидросистемах, в которых габариты резервуаров для рабочей жидкости не имеют строгих ограничений.

С *примером теплового расчета* можно ознакомиться в литературе [3].

На **практике** при выборе объема бака руководствуются следующими **правилами** [6]:

- для **стационарных машин**, работающих в **помещении без искусственного охлаждения**, емкость бака принимается равной 2 - 3 -минутной производительности насосов. Значение этой емкости должно быть не менее утроенного объема масла, циркулирующего в гидросистеме;

- для **стационарных машин**, работающих на **открытом воздухе**, емкость бака принимается равной не менее минутной производительности насосов и не менее минутного объема масла, циркулирующего в гидросистеме;

- для **гидросистем транспортных и передвижных лесных машин**, работающих на открытом воздухе, емкость бака принимается равной 0,3 - 1,0 -минутной производительности насосов, но не менее 1,5 - 2,0 объемам масла, циркулирующего в гидросистеме.

**Контрольные вопросы К главам 6 – 10**

1. Какая гидроаппаратура служит для изменения направления движения потока рабочей жидкости?
2. Как классифицируются гидрораспределители по способу управления?
3. Принцип работы кранового гидрораспределителя.
4. По каким признакам классифицируются золотниковые гидрораспределители?
5. Каково назначение двухходового гидрораспределителя?
6. Как подразделяются гидрораспределители по способу управления?
7. По каким параметрам выбираются гидрораспределители?
8. Каковы исходные параметры для определения внутреннего диаметра трубопровода гидропривода?
9. Допустимые скорости движения рабочей жидкости в гидролиниях.
10. Почему скорости движения рабочей жидкости в гидролиниях имеют ограничения?
11. В каких случаях применяют гибкие трубопроводы?
12. Виды потерь давления в системе гидропривода.
13. Как определяют местные потери давления в системе гидропривода?
14. Почему в системе гидропривода возникают потери рабочей жидкости?
15. Как определяется КПД гидропривода?

## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

В учебном пособии «Основы проектирования объемного гидропривода» изложены материалы, необходимые студенту для выполнения курсовой работы или курсового проекта. Пособие может быть использовано также при выполнении дипломного проектирования.

Студенты получили методические указания к написанию пояснительной записки, выполнению графической части в соответствии с требованиями реального проектирования объемного гидропривода машин и оборудования лесного комплекса.

В учебном пособии последовательно излагаются основы проектирования: составление принципиальной схемы, выбор и расчет исполнительных органов (гидроцилиндры, насосы), выбор регулирующих и управляющих элементов гидропривода, распределителей потока, рабочей жидкости, расчет потерь напора и КПД системы.

Самостоятельное выполнение курсовой работы позволит студенту более качественно освоить специальные дисциплины, такие как «Дорожно-строительные машины», «Транспорт леса», «Технологии и оборудование лесозаготовительных предприятий».

## Библиографический список

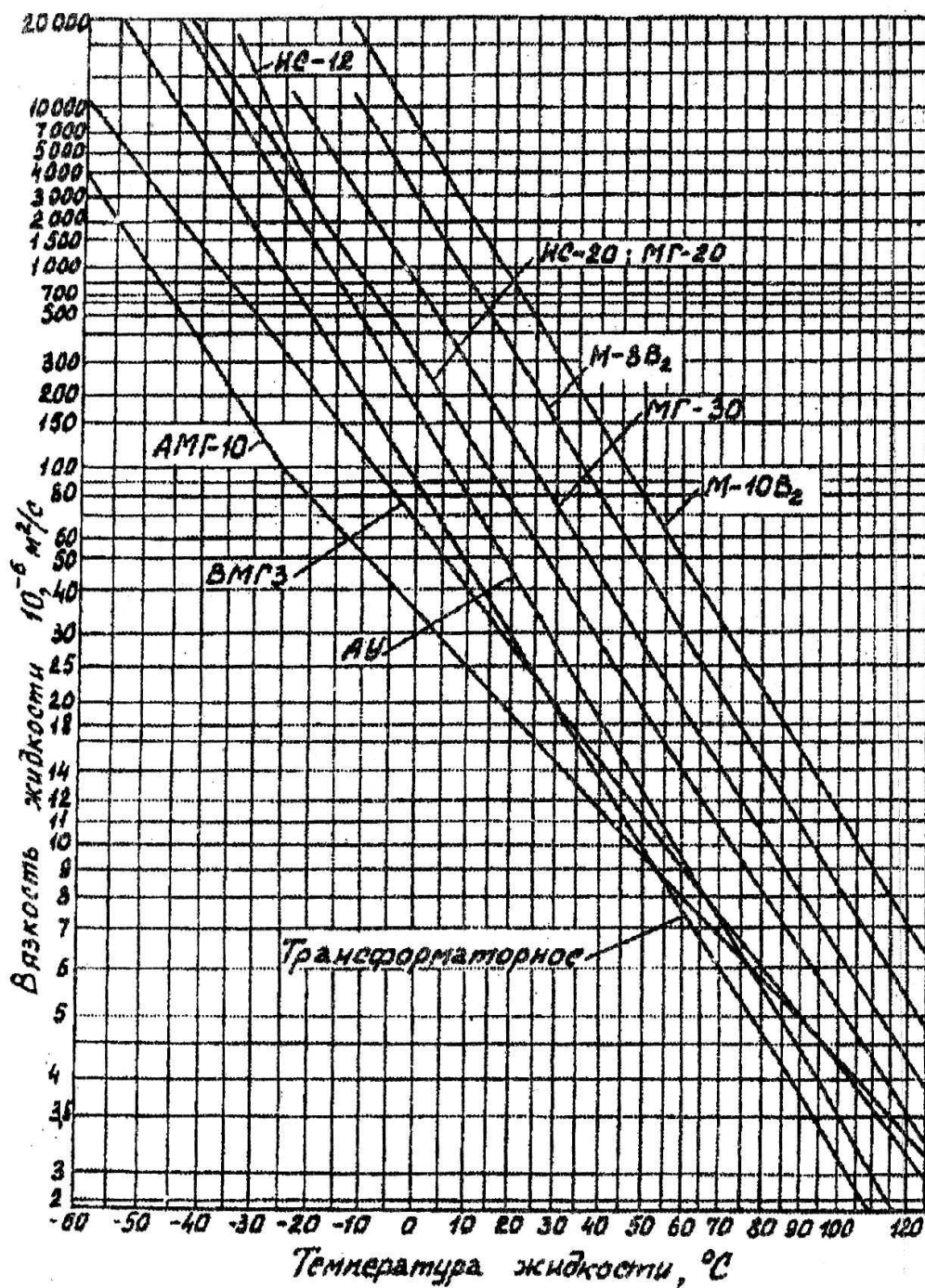
### Основная литература

1. Артемьева, Т. В. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод [Текст]: учеб. пособие для вузов / Т. В. Артемьева [и др.] – М.: АCADEMIA, 2005. – 335 с.
2. Корпачев, В. П. Основы гидравлики [Текст]: учеб. пособие для вузов / В. П. Корпачев [и др.]. – Красноярск: СибГТУ, 2005. – 208 с.

### Дополнительная литература







1. Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т. и др. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. - Минск. : Высшая школа, 1985. - 382 с.
2. Гулидов С.В., Мячин М.Ф. Расчет объемного гидропривода. - Ленинград.: ЛТА, 1982. - 28 с.
3. Лебедев Н.И. Объемный гидропривод машин лесной промышленности: Учебное пособие для вузов. - 2-е изд. - М.: Лесная пром-сть, 1986. - 296 с.
4. Багин Ю.И. Справочник по гидроприводу машин лесной промышленности. - М.:Экология, 1993. - 352 с.
5. Корпачев В.П., Малинин Л.И., Сизов Б.Г. Основы расчета и выбора элементов объемного гидропривода. - Красноярск: СТИ, 1983. - 46 с.
6. Осипов П.Е. Гидравлика, гидравлические машины и гидропривод М.: Лесная пром-ть, 1981. - 424 с.
7. Каверзин С.В., Лебедев В.П., Сорокин Е.А. Обеспечение работоспособности гидравлического привода при низких температурах. – Красноярск: 1997. –240 с.
8. Каверзин С.В. Курсовое и дипломное проектирование по гидроприводу самоходных машин: Учебное пособие. – Красноярск: ПИК «Офсет», 1997. – 384 с.
9. Каверзин С.В. Сборник задач по гидравлике и гидравлическому приводу. – Красноярск: КГТУ, 1999. – 35 с.
10. Проектирование специальных лесных машин / Под ред. М.И. Зайчика– М., 1976.
11. Ерашенинников Е.М. и др. Справочные материалы по тяговым машинам. – Петрозаводск, 1974. – 98 с.
12. Нечипоренко В.И. Структурный анализ систем. – М. Советское радио, 1977. – 154 с.
13. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика: Справочное пособие. – М., 1963. – 696 с.
14. Бызов А.П. Введение в эргономику лесозаготовок. – Красноярск: изд-во Красноярского университета, 1985. – 156 с.
15. Корпачев В.П. Основы проектирования объемного гидропривода. – Красноярск: СибГТУ, 2000. – 124 с.

Приложение А – Зависимость вязкости рабочей жидкости от температуры



## Приложение Б – Условные обозначения гидроаппаратуры

Таблица Б.1 – Насосы и гидромоторы, ГОСТ 2.782 – 68

Наименование	Обозначение
1. Насос постоянной подачи: а) с постоянным направлением потока б) с реверсивным потоком	а)  б) 
2. Насос с регулируемой подачей: а) с постоянным направлением потока б) с реверсивным потоком	а)  б) 
3. Гидромотор нерегулируемый: а) с постоянным направлением потока б) с реверсивным потоком	а)  б) 
4. Гидромотор регулируемый: а) с постоянным направлением потока б) с реверсивным потоком	а)  б) 
5. Гидромотор неполноповоротный (квadrант гидравлический)	
6. Насос-мотор нерегулируемый (работает как насос или как мотор): а) при одном и том же направлении потока б) при различных направлениях потока в) при любом направлении потока	 а)  б)  в) 

## Окончание таблицы Б.1




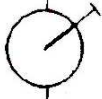
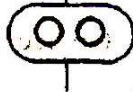
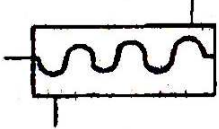
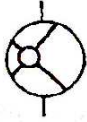
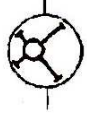
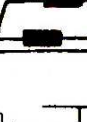

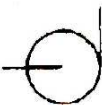
Наименование	Обозначение
7. Насос-мотор регулируемый. Работает как насос или как мотор: а) при одном и том же направлении потока б) при различных направлениях потока в) при любом направлении потока	<p>а) </p> <p>б) </p> <p>в) </p>

Таблица Б.2 – Обозначения насосов в схемах, отражающие принцип действия, ГОСТ 2.782 – 68

Наименование	Обозначение
1. Насос ручной	
2. Насос шестеренный	
3. Насос винтовой	
4. Насос ротационный лопастной (пластинчатый)	
5. Насос радиально-поршневой	
6. Насос аксиально-поршневой	
7. Насос кривошипно-поршневой	
8. Насос лопастной центробежный	

Окончание таблицы Б.2

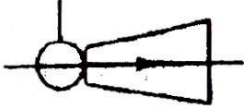
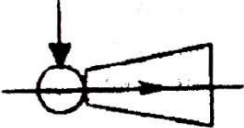
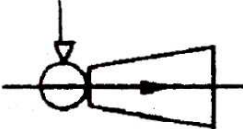
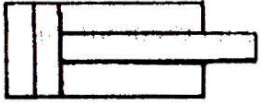
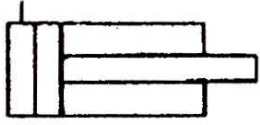
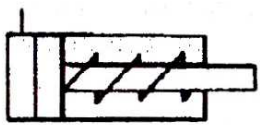
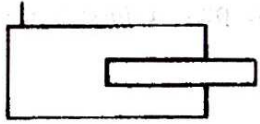
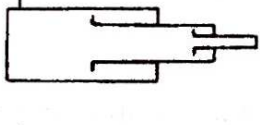
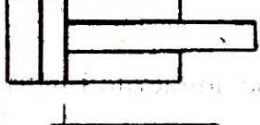
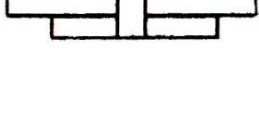
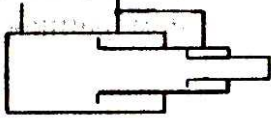
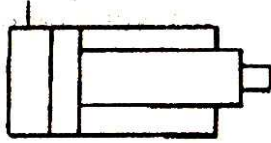
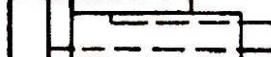

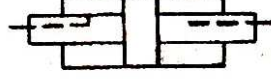
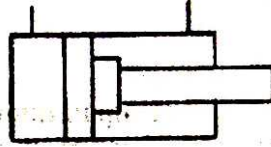


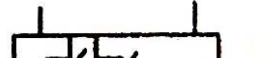
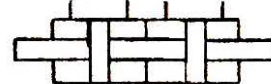
Наименование	Обозначение
9. Насос струйный (эжектор, инжектор, элеватор водоструйный и пароструйный):	
а) общее обозначение	
б) насос водоструйный	
в) насос пароструйный	

Таблица Б.3 – Гидроцилиндры, ГОСТ 2.782 - 68

Наименование	Обозначение
1. Цилиндр. Общее обозначение	
2. Цилиндр одностороннего действия:	
а) без указания способа возврата штока	
б) с возвратом штока пружиной	
в) плунжерный	
г) телескопический	
3. Цилиндр двухстороннего действия:	
а) с односторонним штоком	
б) с двухсторонним штоком	

## Продолжение таблицы Б.3

Наименование	Обозначение
в) телескопический	
4. Цилиндр дифференциальный (отношение площадей поршня со стороны штоковой и нештоковой плоскостей имеет первостепенное значение)	
5. Цилиндр двухстороннего действия с подводом рабочей среды через шток:	
а) с односторонним штоком	
б) с двухсторонним штоком	
6. Цилиндр с постоянным торможением в конце хода:	
а) с одной стороны	
б) с двух сторон	
7. Цилиндр с регулируемым торможением в конце хода:	
а) с одной стороны	
б) с двух сторон	
8. Цилиндр двухкамерный двухстороннего действия	
	

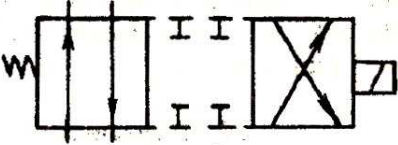
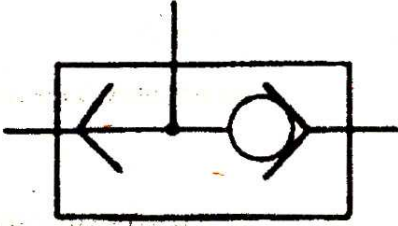
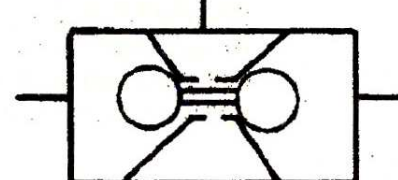

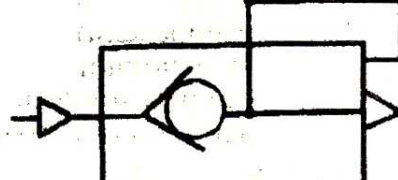

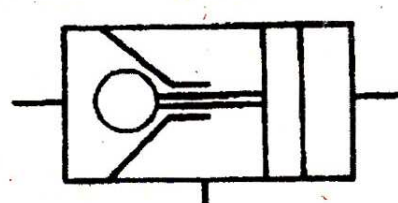
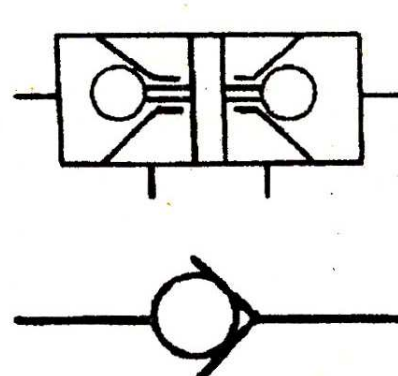
## Окончание таблицы Б.3

Наименование	Обозначение
9. Камера мембранная:	
а) одностороннего действия	
б) двухстороннего действия	
10. Преобразователь давления (мультипликатор или демультипликатор)	

Таблица Б.4 – Направляющая гидроаппаратура, ГОСТ 2.781 – 68

Наименование	Обозначение
1. Распределитель 4/2 с управлением:	
а) от кулачка с пружинным возвратом	
б) от рукоятки с фиксатором	
в) от двух электромагнитов	
г) от электромагнита с пружинным возвратом	

Продолжение таблицы Б.4

Наименование	Обозначение
б) от электромагнита с пружинным возвратом (показано промежуточное положение)	
2 а) Клапан с логической функцией «ИЛИ»	
б) Клапан с логической функцией «И»	
в) Клапан быстрого выхлопа воздуха в атмосферу	
Клапан обратный управляемый (гидрозамок):	
г) односторонний	
д) двухсторонний	
3. Клапан обратный	

Окончание таблицы Б.4

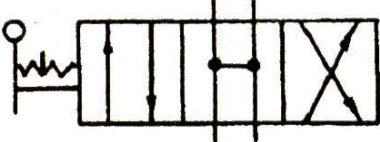

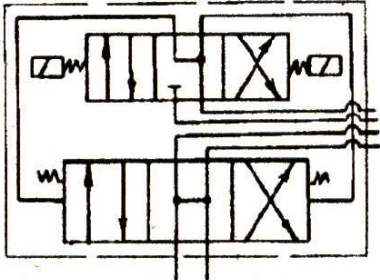
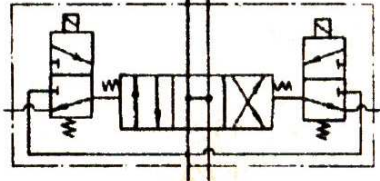
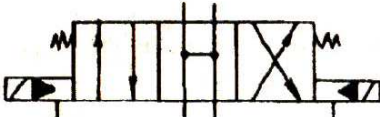
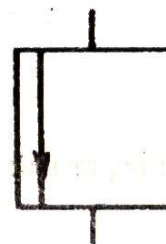
Наименование	Обозначение
4. Распределитель 4/3 с соединением нагнетательной линии и обоих отводов на бак при среднем положении золотника с управлением:	
а) от рукоятки с фиксатором	
б) от двух электромагнитов	
в) электрогидравлическим (от одного вспомогательного распределителя, от независимого потока, без регулирования времени срабатывания)	
г) электрогидравлическим (от двух вспомогательных распределителей, от основного потока, без регулирования времени срабатывания)	
д) электрогидравлическим (упрощенное обозначение)	

Таблица Б.5 – Регулирующая гидроаппаратура, ГОСТ 2.781 – 68

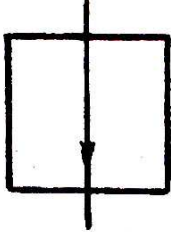
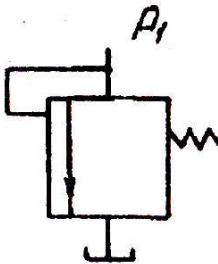
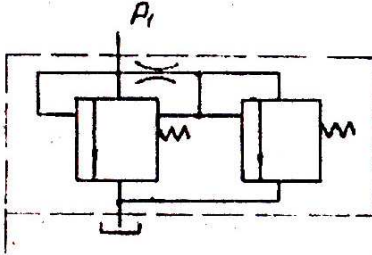
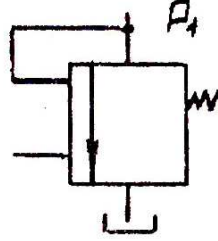
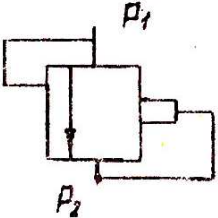
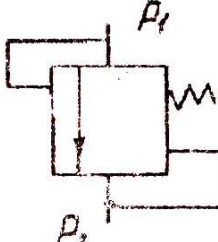
Наименование	Обозначение
--------------	-------------

1. Регулирующий орган:

а) нормально закрытый



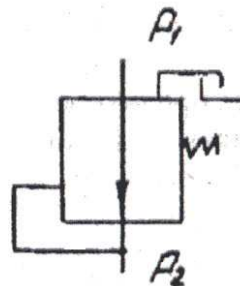
Продолжение таблицы Б.5

Наименование	Обозначение
<p>б) нормально открытый</p>	
<p>2. Клапан предохранительный (клапан, ограничивающий максимальное давление <math>P_1</math>):</p>	
<p>а) с собственным управлением прямого действия</p>	
<p>б) с собственным управлением непрямого действия (развёрнутое обозначение)</p>	
<p>в) с дополнительным подводом от отдельной магистрали</p>	
<p>3. Клапан пропорциональный (клапан, поддерживающий постоянное отношение давлений <math>\frac{P_1}{P_2}</math>)</p>	
<p>4. Клапан дифференциальный или напорный золотник (аппарат, поддерживающий постоянный перепад давлений <math>P_1 - P_2</math>)</p>	
	

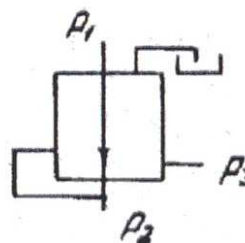
Наименование	Обозначение
--------------	-------------

5. Клапан редуционный гидравлический (клапан, поддерживающий постоянное давление на выходе  $P_2 \approx \text{const}$  независимо от давления на входе  $P_1$  при условии  $P_2 < P_1$ ):

а) давление на выходе  $P_2$  зависит от усилия пружины

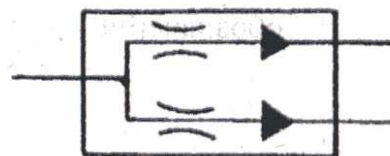


б) давление на выходе  $P_2$  зависит от давления управления  $P_3$

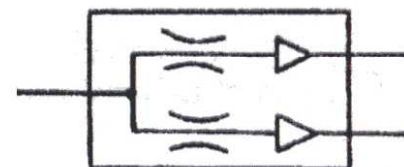


6. Делители потока, например:

а) гидравлический на два потока



б) пневматический на два потока

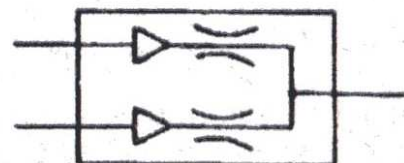


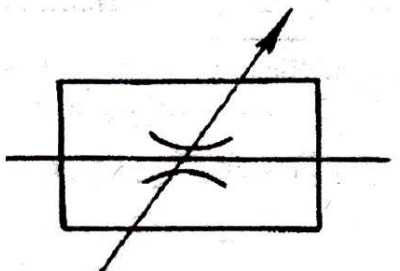
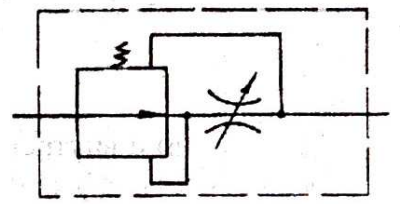
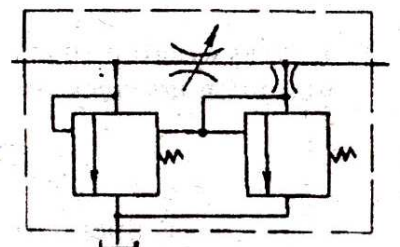
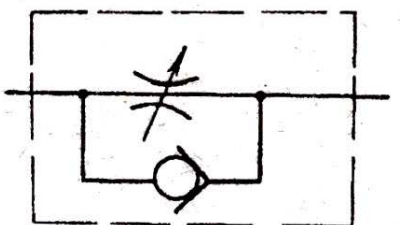
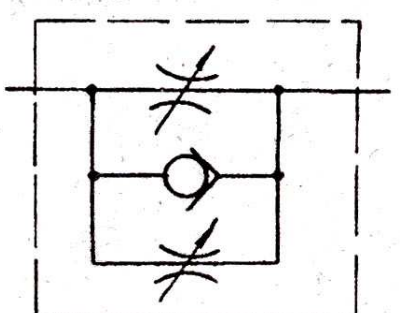
7. Сумматоры потока, например:

а) гидравлический двух потоков



б) пневматический двух потоков



Наименование	Обозначение
8. Регуляторы потока:	
а) дроссель	
б) дроссель с регулятором давления	
в) дроссель с регулятором давления и предохранительным клапаном	
9. Дроссель с обратным клапаном	
10. Золотник тормозной	

## Рецензия

на рукопись учебного пособия «Основы проектирования объемного гидропривода», подготовленную коллективом авторов кафедры ИВР СибГТУ (В.П. Корпачев, В.И. Дитрих, И.В. Губин).

Представленная на рассмотрение рукопись учебного пособия написана в соответствии с требованиями государственного образовательного стандарта подготовки инженера по специальности 250301 Лесоинженерное дело.

В работе излагаются общие вопросы проектирования, описываются принципы составления принципиальной схемы, исполнительные органы объемного гидропривода (ОГП), расчет гидроцилиндров, описаны регулирующие и управляющие элементы гидропривода, трубопроводы, приводится расчет потерь напора в гидроприводе, расчет общего КПД системы ОГП

В процессе подготовки рукописи авторам были даны некоторые рекомендации и замечания по подготовке отдельных разделов. Эти замечания учтены.

Работа авторов «Основы проектирования объемного гидропривода» может быть рекомендована к опубликованию в печати.

Профессор, д.т.н.,

Красноярский государственный технический университет Каверзин С.В.

Василий Петрович Корпачев  
Виктор Иванович Дитрих  
Иван Владимирович Губин

## **ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА**

Учебное пособие для изучения теоретической части курса и самостоятельной подготовки, выполнения практических работ и курсового проектирования для студентов специальности 250401.65 очной и заочной формы обучения

Ответственный редактор доцент Г.В. Яринский  
Редактор РИЦ Л.М. Буторина  
Технический редактор Т.П. Попова

---

Подписано в печать 14.02.2006      Сдано в производство  
Формат 60x84 1/16. Печать офсетная.  
Изд. № 484. Тираж 450 экз. Уч.-изд. л.  
Заказ №      Лицензия ИД № 06543 от 16.01.02

---

Редакционно-издательский центр СибГТУ  
660049, г. Красноярск, пр. Мира, 82.