

Министерство образования Республики Беларусь

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

Кафедра «Нефтегазоразработка и гидропневмоавтоматика»

**Ю. А. Андреев**

# **ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРОПНЕВМОСИСТЕМ**

**ПРАКТИКУМ**

для студентов специальности  
1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных  
и технологических машин»  
дневной формы обучения

Гомель 2022

УДК 62-82(075.8)  
ББК 34.447я73  
А65

*Рекомендовано научно-методическим советом  
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого  
(протокол № 5 от 07.06.2021 г.)*

Рецензент: главный конструктор ОАО «ГСКТБ ГА» *А. А. Гинзбург*

**Андреев, Ю. А.**

А65

Теория и проектирование гидропневмосистем : практикум для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» днев. формы обучения / Ю. А. Андреев. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2022. – 93 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <https://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

Содержит необходимые теоретические сведения, перечень задач, контрольных заданий, необходимых для закрепления и проверки знаний по основным разделам курса «Теория и проектирование гидропневмосистем». Даны справочный материал, методические рекомендации к проведению расчетов.

Для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» дневной формы обучения.

**УДК 62-82(075.8)  
ББК 34.447я73**

© Учреждение образования «Гомельский  
государственный технический университет  
имени П. О. Сухого», 2022

## Содержание

Введение.....	5
1. Этапы процесса проектирования.....	7
1.1. Техническое задание.....	7
1.2. Техническое предложение.....	11
1.3. Разработка гидросхемы.....	13
1.4. Построение гидравлических схем с программным управлением.....	20
1.4.1. Управление движением по пути.....	21
1.4.2. Управление движением по нагрузке.....	22
1.4.3. Управление движением по времени.....	23
2. Теоретические основы объемного гидропривода.....	33
2.1. Давление. Закон Паскаля.....	33
2.2. Мультипликационный эффект объемного гидропривода.....	34
3. Типовые расчеты объемного гидропривода.....	48
4. Проектировочный расчет объемного гидропривода.....	63
4.1. Расчет и выбор гидродвигателей.....	72
4.1.1. Рекомендации по выбору рабочего давления.....	72
4.1.2. Рекомендации по выбору рабочей жидкости.....	72
4.1.3. Выбор гидроцилиндра.....	72
4.1.4. Выбор гидромотора.....	74
4.2. Расчет и построение суммарных графиков подач и давлений.....	74
4.3. Выбор насоса и приводного двигателя.....	76
4.3.1. Рекомендации по выбору насоса.....	76
4.3.2. Рекомендации по расчету и выбору электродвигателя.....	78
4.3.3. Рекомендации по выбору муфты, соединяющей насос и электродвигатель.....	78
4.4. Выбор основных и вспомогательных гидроаппаратов.....	79
4.4.1. Рекомендации по выбору основных гидроаппаратов.....	79
4.4.2. Выбор вспомогательных и контролирующих устройств.....	79
4.5. Проектирование монтажной схемы гидроаппаратов в блоке управления.....	80
4.6. Тепловой расчет и выбор теплообменника.....	82
4.7. Гидравлический расчет привода.....	84
4.8. Проверочный расчет гидропривода.....	85
4.8.1. Определение номинальной подачи насоса и перепада	

давлений на гидродвигателях.....	86
4.8.2. Определение потерь давления в гидроприводе.....	87
4.8.3. Определение давления насоса и анализ возможности его использования.....	89
4.8.4. Определение усилий и скоростей движения гидродвигателей.....	90
4.8.5. Определение мощности и КПД гидропривода.....	91
Список литературы.....	92

## Введение

Основное назначение практикума — помочь студентам получить навыки применения теоретических знаний по дисциплине «Теория и проектирование гидропневмосистем» для решения конкретных практических задач. При решении задач студент приобретает следующие навыки:

- составления технического задания и предложения на проектирование;
- разработки простейших гидравлических схем;
- разработки схем гидравлических по заданной циклограмме работы гидропривода;
- закрепления навыков определения давлений и усилий в гидросистемах;
- проведения гидравлических расчетов гидросистем и определения основных параметров гидроприводов по условиям эксплуатации;
- использования характеристик гидроустройств;
- проектировочного расчета типового гидропривода;
- обоснования выбора насоса, приводного двигателя, гидроаппаратов и гидролиний оптимизированных при работе в данной гидросистеме;
- проектирования монтажных схем гидроаппаратов в блоке управления;
- расчета КПД для расчетного режима и прогнозной характеристики гидропривода;
- использования изученных методик при проектировании гидросистем.

Практикум разделен на 4 основные темы, причем для практических занятий первого семестра изучения дисциплины «Теория и проектирование гидропневмосистем» используются первых три темы с теоретическим материалом и задачами для самостоятельного решения. Для второго семестра изучения дисциплины – 4 тема, которая разбита на отдельные пункты в соответствии с количеством практических занятий.

Практикум содержит задачи по следующим разделам курса:

- 1) Этапы процесса проектирования.
- 2) Теоретические основы объемного гидропривода
- 3) Типовые расчеты объемного гидропривода

#### 4) Проектировочный расчет объемного гидропривода

Студент выполняет практические работы коллективно или индивидуально на занятии, для закрепления теоретических знаний и навыков самостоятельного решения типовых задач.

При самостоятельной работе с заданиями рекомендуется выполнить следующие указания:

- Приступая к решению задачи, необходимо отчетливо представить исходные условия и цепь решения.
- Следует наметить четкую последовательность действий, составить уравнения, выражающие связь между величинами, найти необходимые формулы.
- Соблюдать размерности всех входящих в формулы величин. Недостаточное внимание к размерностям является частой причиной ошибок.
- Использовать в расчетах Международную систему единиц (СИ).
- При выполнении ряда задач следует пользоваться справочными материалами.

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

Некоторые задачи заимствованы из следующих источников:

- 1) Задачник по гидравлике и гидропневмоприводу / Ю.А. Беленков, А.В. Лепешкин, А.А. Михайлин, В.Е. Суздальцев, А.А. Шейпек / под ред. Ю.А. Беленкова. - М.: Издательство «Экзамен», 2009. – 286 с.
- 2) Задачник по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу: Учеб. пособие для машино-строит. спец. вузов / Б.Б. Некрасов, И.В. Фатеев, Ю.А. Беленков и др.; Под. ред. Б.Б. Некрасова.— М.: Высш. шк., 1989.—192 с.: ил.
- 3) Гидравлика и гидропривод в примерах и задачах: учеб. пособие. / Г.Я. Суров, А.Н. Вихарев, И.И. Долгова, В.А. Барабанов. - 2" е изд., перераб. и доп. - Архангельск: Северный (Арктический) федеральный университет, 2010. -338 с.

# 1. Этапы процесса проектирования

## 1.1. Техническое задание

Создание нового изделия является сложным процессом и включает в себя многие мероприятия - от составления технического задания на изделие до запуска его в серию. Разделение проектирования на последовательные этапы является в известной мере условным, поскольку в процессе проектирования пересматривают и уточняют ранее принятые решения.

Обязательным этапом сотрудничества заказчика с проектной организацией является разработка технического задания. Грамотно составленное техническое задание (ТЗ) – это половина успеха проектирования. Техническое задание должно быть максимально подробным и детально проработанным – только такой подход обеспечивает полное взаимопонимание между заказчиком и проектной организацией.

Как инструмент коммуникации в связке общения заказчик-исполнитель, техническое задание позволяет [1, 2]:

- обеим сторонам:
  - представить готовый продукт;
  - выполнить попунктную проверку готового продукта (проведение испытаний);
  - уменьшить число ошибок, связанных с изменением требований в результате их неполноты или ошибочности (на всех стадиях и этапах создания, за исключением испытаний);
- заказчику:
  - осознать, что именно ему нужно;
  - требовать от исполнителя соответствия продукта всем условиям, оговорённым в ТЗ;
- исполнителю:
  - понять суть задачи, показать заказчику «технический облик» будущего изделия;
  - спланировать выполнение проекта и работать по намеченному плану;
  - отказаться от выполнения работ, не указанных в ТЗ.

Техническое задание - исходный документ определяющий порядок и условия проведения работ по Договору, содержащий цель, задачи, принципы выполнения, ожидаемые результаты и сроки выполнения работ.

Техническое задание является основополагающим документом всего проекта и всех взаимоотношений заказчика и разработчика. Корректное ТЗ, написанное и согласованное между всеми заинтересованными и ответственными лицами является залогом успешной реализации проекта.

Техническое задание в первоначальном варианте обычно формируется заказчиком и содержит:

- а) достаточные сведения о рабочем органе механизма или машины;
- б) предварительную компоновку и требования к массе и габаритным размерам объемного привода;
- в) характеристики управляющего воздействия и внешней нагрузки;
- г) режимы движения выходного звена и работы привода в целом;
- д) требования к точности движения или позиционирования и к качеству переходного процесса;
- е) требования к КПД и ограничение по мощности;
- ж) условия эксплуатации (температура, давление, влажность, запыленность, вибрации, перегрузки и т.д.);
- з) требования к надежности, обслуживанию и ремонту привода;
- и) специальные требования (уровень шума, способы контроля и диагностики, необходимые блокировки).

Техническое задание в дальнейшем уточняется ведущим разработчиком машины и содержит ее общее описание, включая механическую часть, основные узлы (функционально) с предварительной компоновкой на машине гидродвигателей, насосной установки, а также указанием возможных мест размещения гидроаппаратуры.

Несмотря на всю свою важность, содержание ТЗ мало регламентировано нормативными документами. Требования к содержанию и порядку построения документа зависят от направления разработки и содержатся в следующих документах:

а) ТКП (технический кодекс установившейся практики) 626-2018 Порядок разработки и постановки продукции на производство.

б) ГОСТ Р 15.301-2016 Система разработки и постановки продукции на производство (СРПП). Продукция производственно-технического назначения. Порядок разработки и постановки продукции на производство (приведены общие требования и краткие рекомендации по разработке).

в) ГОСТ 19.201-78. Единая система программной документации. Техническое задание. Требования к содержанию и оформлению (кратко изложено содержание ТЗ).



г) ГОСТ 34.602-89. Информационная технология. Комплекс стандартов на автоматизированные системы. Техническое задание на создание автоматизированной системы (достаточно подробно изложены состав и содержание ТЗ).

д) ГОСТ 25123-82. Машины вычислительные и системы обработки данных. Техническое задание. Порядок построения, изложения и оформления (приведен порядок построения ТЗ).

Обобщая требования этих стандартов, порядок построения, изложения и оформления ТЗ можно свести к последовательности, представленной в таблице 1.1.

Таблица 1.1

Последовательность составления технического задания

Раздел	Перечень рассматриваемых вопросов
Наименование и область применения (использования)	<ul style="list-style-type: none"> <li>— Наименование и условное обозначение продукции.</li> <li>— Краткая характеристика области техники, в которой предполагается использование продукции.</li> <li>— Возможность использования разрабатываемой продукции для поставки на экспорт</li> </ul>
Основание для разработки	Полное наименование документа, на основании которого разрабатывают продукцию (договор, контракт и т.п.). Организация, утвердившая этот документ и дата его утверждения. Наименование и условное обозначение темы разработки
Цель и назначение разработки	Эксплуатационное и функциональное назначение и перспективность продукции
Источники разработки	Перечень научно-исследовательских и экспериментальных работ.
Технические (тактико-технические) требования	<ul style="list-style-type: none"> <li>— Состав продукции и требования к его устройству. Показатели назначения.</li> <li>— Требования к надежности.</li> <li>— Требования к технологичности.</li> <li>— Требования к уровню унификации и стандартизации. Требования безопасности.</li> <li>— Эстетические и эргономические требования.</li> <li>— Требования к патентной чистоте.</li> <li>— Требования к составу, сырью, исходным и эксплуатационным материалам. Условия эксплуатации (использования).</li> </ul>

Продолжение таблицы 1.1

	<ul style="list-style-type: none"> <li>— Требования к составным частям продукции, сырью, исходным и эксплуатационным материалам. Условия эксплуатации (использования).</li> <li>— Требования к маркировке и упаковке.</li> <li>— Требования к транспортированию и хранению.</li> <li>— Специальные требования.</li> <li>— Дополнительные требования (например, требования к оснащению изделий устройствами для обучения персонала (тренажерами, другими устройствами аналогичного назначения) и документацией на них, требования к сервисной аппаратуре, стендам для проверки изделия и его элементов.</li> </ul>
Экономические показатели	<ul style="list-style-type: none"> <li>— Ориентировочная экономическая эффективность и срок окупаемости затрат.</li> <li>— Лимитная цена.</li> <li>— Предполагаемая годовая потребность в продукции.</li> <li>— Экономические преимущества продукции по сравнению с аналогами</li> </ul>
Стадии и этапы разработки	<p>Стадии разработки, этапы работ и сроки их выполнения (сроки, указываемые в техническом задании, являются ориентировочными); предприятие-изготовитель разрабатываемого изделия; перечень документов, представляемых на экспертизу, а также стадии, на которых она проводится, и место проведения</p>
Порядок контроля и приемки	<p>Перечень КД, подлежащих согласованию и утверждению, и перечень организаций, с которыми следует согласовывать документы. Общие требования к приемке работ на стадиях разработки; число изготавливаемых опытных образцов продукции</p>
Приложение к техническому заданию	<ul style="list-style-type: none"> <li>— Перечень НИР и других работ, обосновывающих необходимость проведения разработки. Чертежи, схемы, описания, обоснования, расчеты и другие документы, которые должны быть использованы при разработке.</li> </ul>

	— Перечень заинтересованных организаций, с которыми согласовывают конкретные технические решения в процессе разработки продукции. Перечень нового технологического оборудования, необходимого для выпуска новой продукции
--	---

Допускается уточнять содержание разделов, вводить новые разделы или объединять некоторые из них.

## 1.2. Техническое предложение

**Техническое предложение** по ГОСТ 2.118 [3] уточняет и развивает техническое задание и состоит из совокупности конструкторских документов, необходимых для дальнейшего проектирования. Включает аналитический обзор патентной и технической литературы и выбор типа привода, с учетом номенклатуры комплектующих изделий выпускаемых промышленностью.

Техническое предложение разрабатывается с целью выявления дополнительных или уточненных требований к изделию (технических характеристик, показателей качества и др.), которые не могли быть указаны в техническом задании, и это целесообразно сделать на основе предварительной конструкторской проработки и анализа различных вариантов изделия.

Требования технического задания базируются обычно на рассмотрении тех взаимосвязей устройства с окружением, которые наиболее просто поддаются анализу, формулировке на техническом языке, количественному выражению. Ряд важных для конструктора взаимосвязей устройства с внешним окружением может вообще никак не отражаться в задании.

Перечень работ, выполняемых на стадии технического предложения, устанавливается на основе технического задания и определяется разработчиком в зависимости от характера и назначения изделия. Примерный перечень работ:

а) выявление вариантов возможных решений, установление особенностей вариантов (принципов действия, размещения функциональных составных частей и т.п.), их конструкторскую проработку. Глубина такой проработки должна быть достаточной для сравнительной оценки рассматриваемых вариантов;

- б) проверку вариантов на патентную чистоту и конкурентоспособность, оформление заявок на изобретения;
- в) проверку соответствия вариантов требованиям техники безопасности и производственной санитарии;
- г) сравнительную оценку рассматриваемых вариантов.

Сравнение проводится по показателям качества изделия, например надежности, экономическим, эстетическим, эргономическим.

Сопоставление вариантов может проводиться также по показателям технологичности (ориентировочной удельной трудоемкости изготовления, ориентировочной удельной материалоемкости и др.), стандартизации и унификации. При этом следует учитывать конструктивные и эксплуатационные особенности разрабатываемого и существующих изделий, тенденции и перспективы развития отечественной и зарубежной техники в данной области, вопросы метрологического обеспечения разрабатываемого изделия (возможности выбора методов и средств измерения).

Если для сравнительной оценки необходимо проверить принцип работы различных вариантов изделия, а также сравнить их по эргономическим и эстетическим показателям, то могут быть изготовлены материальные и (или) разработаны электронные макеты;

- д) выбор оптимального варианта (вариантов) изделия, обоснование выбора; установление требований к изделию (технических характеристик, показателей качества и др.) и к последующей стадии разработки изделия (необходимые работы, варианты возможных решений, которые следует рассмотреть на последующей стадии и др.);

- е) проработку вопросов, обеспечивающих возможность использования конструкторской документации в электронной форме на последующих стадиях разработки.

В результате проработки и составления технического задания и технического предложения можно более четко охарактеризовать исходные данные для расчетной части.

Для каждой конкретной машины перечень исходных данных свой, включая, однако, общий обязательный минимум исходных данных, позволяющий осуществить проектирование гидropередачи [4]:

– усилие ( $F_{p,x}$ ) и скорость ( $v_p$ ) рабочего хода при поступательном движении рабочего органа или крутящий момент ( $M_{p,x}$ ) и частота вращения ( $n_p$ ) при вращательном движении рабочего органа;

- усилие ( $F_{x,x}$ ) и скорость ( $v_x$ ) холостого хода при поступательном движении рабочего органа или крутящий момент ( $M_{x,x}$ ) и частота вращения ( $n_x$ ) при вращательном движении рабочего органа;
- величина рабочего хода поршня ( $L$ ) гидроцилиндра или число оборотов ( $Z$ ) гидромотора;
- циклограмма работы привода;
- требования по регулированию скорости;
- наличие и время паузы;
- температура окружающей среды;
- требования по установке и закреплению гидродвигателя на машине или станке.

### 1.3. Разработка гидросхемы

Условные обозначения по ЕСКД гидромашин, гидроаппаратов и вспомогательных устройств приведены в таблице 1.2–1.5.

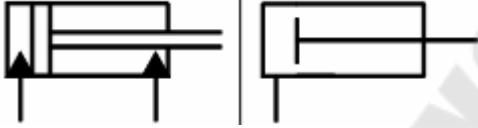
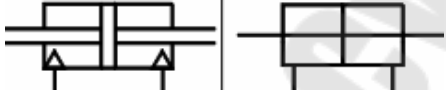








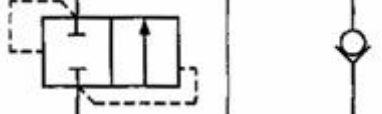
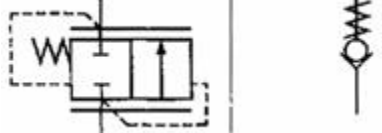
Все элементы на схеме изображаются условными графическими обозначениями, начертание и размеры которых установлены в стандартах ЕСКД (ГОСТ 2.721-74...ГОСТ 2.796-81) [5 ... 9].

Таблица 1.2

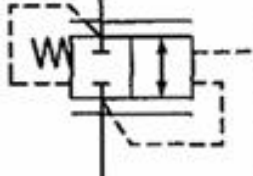

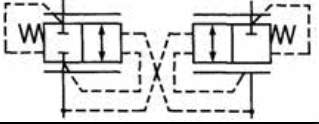

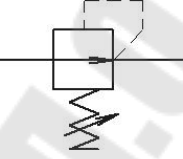
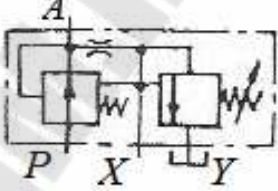
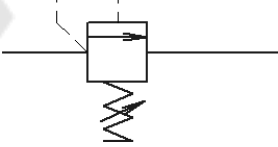
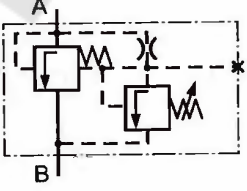
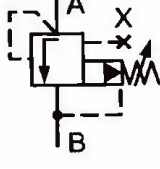
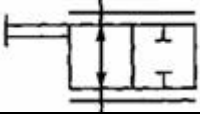



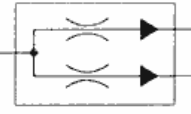
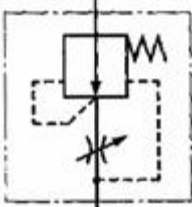

Условные графические обозначения элементов

Элемент гидросистемы	Обозначение	
	Детальное	Упрощенное
Гидро- и пневмомашины		
Цилиндр одностороннего действия: поршневой без указания способа возврата штока, пневматический		
поршневой с возвратом штока пружиной, пневматический		
поршневой с выдвиганием штока пружиной, гидравлический		
плунжерный		



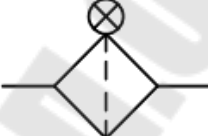

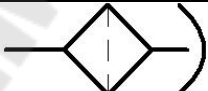
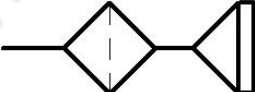
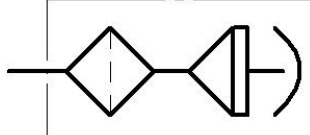


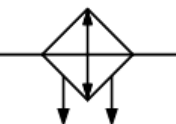



Продолжение таблицы 1.2

<p>Цилиндр двухстороннего действия: с односторонним штоком, гидравлический</p>	
<p>с двухсторонним штоком, пневматический</p>	
<p>Цилиндр телескопический с односторонним выдвижением, гидравлический</p>	
<p>Цилиндр двухстороннего действия с подводом рабочей среды через шток с одно- и двухсторонним штоком</p>	
<p>Цилиндр двухстороннего действия с постоянным торможением в конце хода одно- и двухсторонний</p>	
<p>Тандем цилиндр двухстороннего действия</p>	
<p>Насос и мотор нерегулируемые с нереверсивным потоком (общее обозначение)</p>	
<p>Насос и мотор нерегулируемые с реверсивным потоком</p>	
<p>Насос и мотор регулируемый с нереверсивным потоком</p>	
<p>Поворотный гидродвигатель</p>	
<p>Гидро- и пневмоаппараты основные</p>	
<p>Клапан обратный - без пружины;</p>	
<p>- с пружиной;</p>	

Продолжение таблицы 1.2

Гидрозамок односторонний		
Гидрозамок двухсторонний		
Клапан редуционный: - прямого действия		
- непрямого действия		
Клапан предохранительный: - прямого действия;		
- непрямого действия		
Дроссель регулируемый. Без указания метода регулирования		
Дроссель с обратным клапаном.		
Делитель потока		
Регулятор расхода двухлинейный с изменяемым расходом на выходе		

Продолжение таблицы 1.2

Аккумулятор пневмогидравлический	
Вспомогательные гидроустройства	
Фильтры - общее обозначение	
- с индикатором загрязненности	
- с магнитным сепаратором	
Фильтр воздушный	
Заливная горловина, воронка, заправочный штуцер и т.п.	
Фильтр заливной, совмещенный с воздушным фильтром (сапуном)	
Аппараты теплообменные - подогреватель	
- охладитель без указания линий подвода и отвода охлаждающей среды	
- охладитель с указанием линий подвода и отвода охлаждающей среды	
Приборы контроля параметров	
Манометр	
Манометр электроконтактный	
Манометр дифференциальный	



Переключатель манометра	
Реле давления	
Датчик (Аналоговый преобразователь)	
Термометр	
Термометр электроконтактный	
Маслоуказатель	
Гидролинии	
Линии всасывания, напора, слива	
Линии управления, дренажа, выпуска воздуха	
Трубопровод гибкий (РВД)	
Быстроразъемное соединение с запорным элементом (соединенное и разъединенное)	

Таблица 1.3

Условные графические обозначения схем распределителей

Номер схемы	Схема	Номер схемы	Схема	Номер схемы	Схема
14		44		74	
24		54		94	
34		64		134	

Таблица 1.4

## Условные графические обозначения типов управления

Условное обозначение	Описание	Условное обозначение	Описание
Управление мускульной силой		Управление механическим воздействием	
	без уточнения типа		от толкателя
	ручное с кнопкой		от ролика
	ручное рычагом		от ролика с ломающимся рычагом
	ручное рычагом с фиксацией		от пружины
	ручное с поворотной кнопкой	Управление давлением	
	ножное педалью		прямое гидравлическое нагружением
	электромагнитное управление		прямое пневматическое нагружением
			прямое гидравлическое разгрузением

Таблица 1.5

## Условные графические обозначения распределителей по конструктивным разновидностям

Обозначение распределителя в зависимости от числа внешних гидрوليний и позиций		Обозначение распределителя в зависимости от конструкции запорно-регулирующего элемента	
	двухлинейный двухпозиционный		крановые
	трехлинейный двухпозиционный		золотниковые
	четырехлинейный трехпозиционный		клапанные
Обозначение распределителя в зависимости способа открытия проходного сечения			

Продолжение таблицы 1.5

	направляющие		прямого действия
	дресселирующие		непрямого действия

Буквенные коды некоторых видов элементов в соответствии с ГОСТ 2.704-76 [10]:

— Устройство (общее обозначение)	А
— Гидроаккумулятор (пневмоаккумулятор)	АК
— Аппарат теплообменный	АТ
— Гидробак	Б
— Вентиль	ВН
— Пневмоглушитель	Г
— Гидродвигатель (пневмодвигатель) поворотный	Д
— Делитель потока	ДП
— Гидродроссель (пневмодроссель)	ДР
— Гидрозамок (пневмозамок)	ЗМ
— Гидроклапан (пневмоклапан)	К
— Гидроклапан (пневмоклапан) выдержки времени	КВ
— Гидроклапан (пневмоклапан) давления	КД
— Гидроклапан (пневмоклапан) обратный	КО
— Гидроклапан (пневмоклапан) предохранительный	КП
— Гидроклапан (пневмоклапан) редуционный	КР
— Компрессор	КМ
— Гидромотор (пневмомотор)	М
— Манометр	МН
— Маслораспылитель	МР
— Масленка	МС
— Маслоуказатель	МУ
— Насос	Н
— Насос-мотор	НМ
— Переключатель манометра	ПМ
— Гидрораспределитель (пневмораспределитель)	Р
— Расходомер	РМ
— Реле давления	РД
— Регулятор потока (расхода)	РП

—	Ресивер	РС
—	Термометр	Т
—	Гидроусилитель	УС
—	Фильтр	Ф
—	Гидроцилиндр (пневмоцилиндр)	Ц

#### 1.4. Построение гидравлических схем с программным управлением

Объемные приводы различных машин и технологического оборудования имеет в процессе работы только два фиксированных положения (позиции) и называются **двухпозиционными**. В качестве двигателей в них обычно используют наиболее простые по конструкции гидро- или пневмодвигатели возвратно-поступательного или возвратно-поворотного движения. Управление перемещением выходного звена привода из одной позиции в другую посредством гидро- или пневмораспределителей [11].

Управляющее воздействие может быть ручное, механическое, гидравлическое, электромагнитное или комбинированное.

Примеры простых циклов, автоматически обрабатываемых двухпозиционными приводами, показаны на рис. 1.1. Циклограммы изображены в координатах:  $t$  – время,  $y$  – перемещение выходного звена.

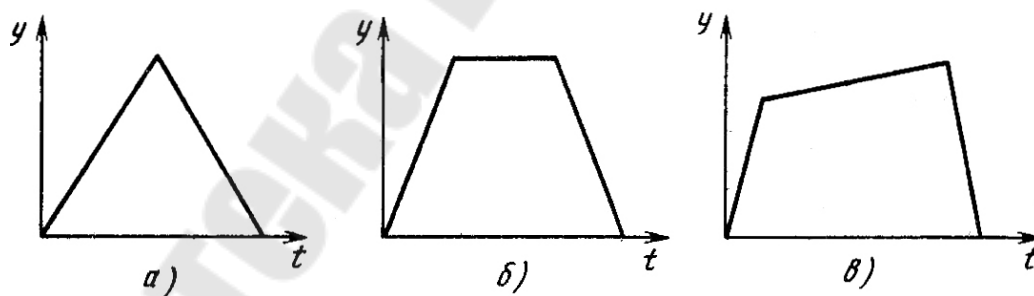


Рис. 1.1. Примерные циклограммы двухпозиционных приводов: а) «прямой ход – обратный ход – остановка»; б) «прямой ход – выстой – обратный ход – остановка»; в) «быстрый подвод – рабочий ход – обратный ход – остановка»

Для автоматического выполнения приведенных циклов необходимы гидро- или пневмоаппараты, выполняющие управление приводом по пути, нагрузке и времени.

### 1.4.1. Управление движением по пути

Управление по пути осуществляется обычно двухпозиционными трех- или четырехлинейными распределителями с механическим воздействием на них от кулачков или упоров, закрепленных на выходном звене привода или на исполнительном механизме машины [11].

Распределители размещают так, чтобы их входной элемент, например рычаг с роликом, взаимодействовал с кулачком в конечных положениях выходного звена. Возврат запорно-регулирующего элемента у этих распределителей обычно производится пружиной. Распределители с путевым механическим управлением выполняются малогабаритными. У путевых гидрораспределителей условный проход составляет 6 мм, у пневмораспределителей – 2 и 5 мм.

Пример схемы исполнительной части гидропривода, автоматически обрабатывающего простой цикл «прямой ход – обратный ход – остановка», показан на рис. 1.2.

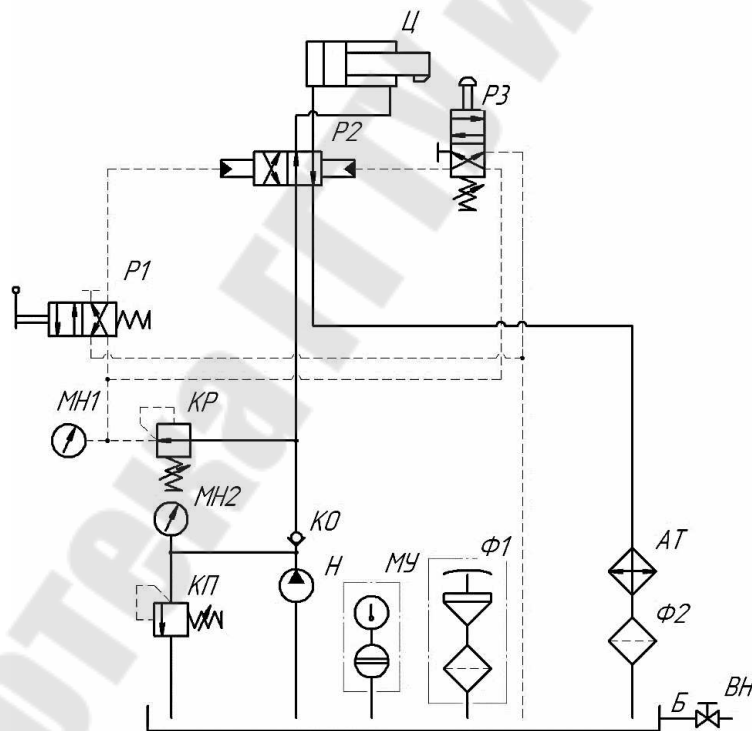


Рис. 1.2. Схема гидропривода с путевым управлением по циклу «прямой ход – обратный ход – остановка»

Работа системы начинается при включении электродвигателя. Насос Н подает жидкость по трубопроводам системы, заполняя их. Однако гидродвигатель находится в исходном положении (шток задвинут), поэтому давление в гидросистеме повышается, срабатывает

клапан предохранительный КП и жидкость идет на слив через КП. Гидродвигатель начинает работать при кратковременном воздействии на двухпозиционный гидрораспределитель Р1 с ручным управлением и возвратной пружиной. При этом гидрораспределитель подает сигнал управления на распределитель Р2, переключая его в левое положение.

Рабочая жидкость от насоса по напорному трубопроводу поступает в поршневую полость цилиндра Ц, шток которого выдвигается до тех пор, пока кулачек, закрепленный на нем не нажмет на кулачек распределителя Р3. Через распределитель Р3 управляющий сигнал поступит на правый торец распределителя Р2, который переключится в правое положение, и жидкость будет поступать в штоковую полость цилиндра Ц. При этом выходное звено цилиндра (шток) совершит обратный ход до остановки.

#### 1.4.2. Управление движением по нагрузке

Путевое управление движением привода посредством кулачков и путевых распределителей не обеспечивает высокой точности остановки выходного звена в крайнем положении. Остановка с точностью до девяти долей миллиметра возможна с помощью «силового» упора в сочетании с управлением по нагрузке (рис. 1.3).

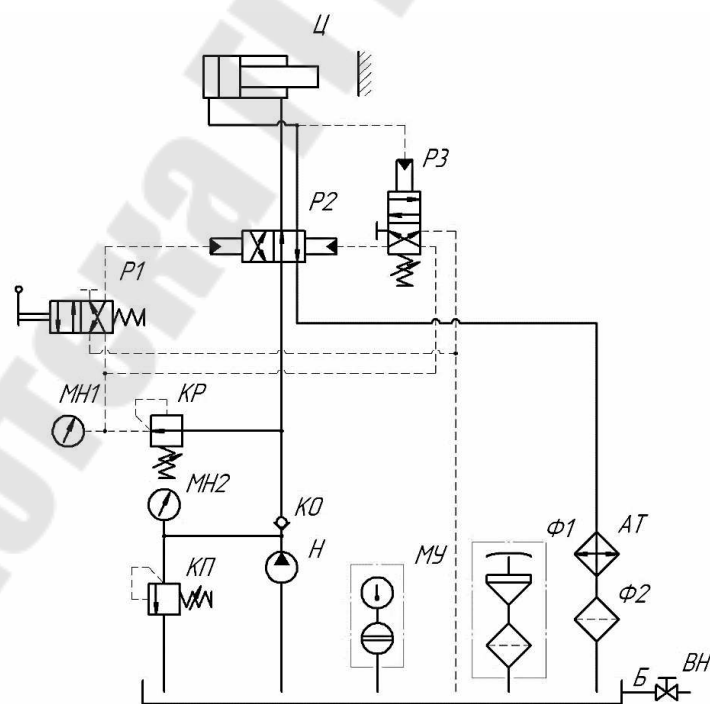


Рис. 1.3. Схема гидропривода с управлением по нагрузке по циклу «прямой ход – обратный ход – остановка»

Сущность управления по нагрузке состоит в том, что используется повышение давления рабочей среды при остановке выходного звена объемного двигателя Ц на неподвижном упоре.

Давление повышается до значения, при котором срабатывает предохранительный клапан в насосной установке или до давления газов в аккумуляторе (на схеме не показан). Из-за увеличения давления выше рабочего срабатывает распределитель РЗ, пружина которого настроена на максимальное давление рабочей среды.

В остальном принцип действия такого гидропривода такой же, как и привода с путевым управлением.

### 1.4.3. Управление движением по времени

Чтобы обеспечить определенную выдержку времени в зоне остановки выходного звена, привода на упоре, в схеме привода предусматривается клапан выдержки времени РВ (реле времени) (рис. 1.4). При этом распределитель Р2 второй ступени управления переключается не сразу после срабатывания распределителя РЗ, а через определенное время, соответствующее настройке реле времени.

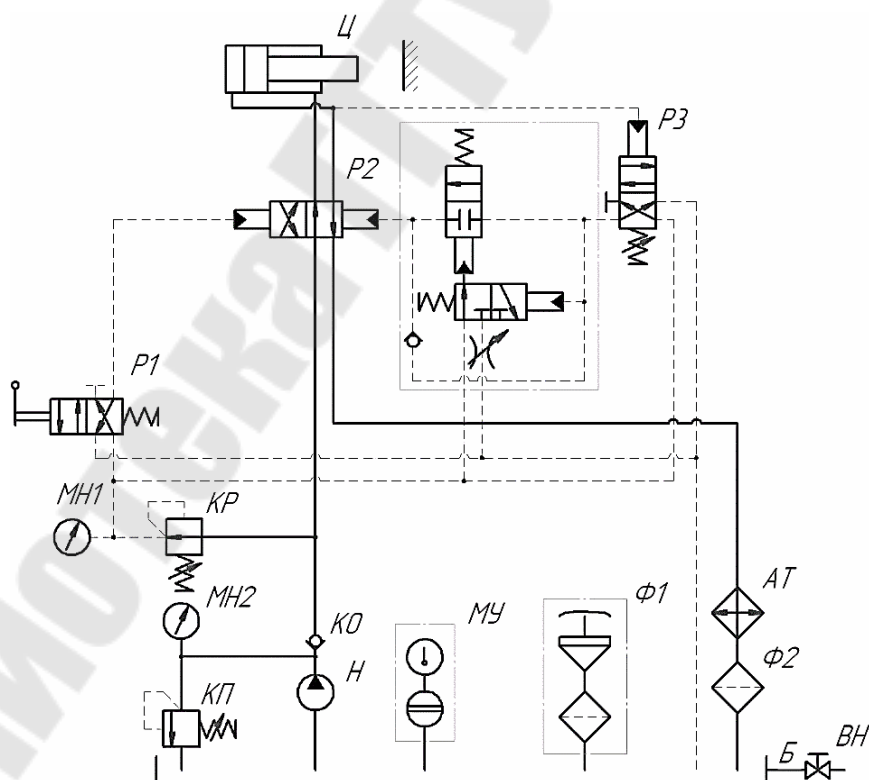


Рис. 1.4. Схема гидропривода с автоматическим управлением по циклу «прямой ход – выдержка на упоре (под нагрузкой) – обратный ход – остановка»

Принцип действия клапана реле времени состоит в замедленном благодаря регулируемому дросселю сливу рабочей среды из внутренней управляющей камеры. Обратный клапан в реле обеспечивает свободное обратное течение жидкости в управляющей гидролинии.

Работу гидромотора можно также изобразить в виде циклограммы (рис.1.5, а) и для обеспечения пуска и остановки в требуемое время можно использовать управление системой по времени (рис. 1.5, б).

Работа системы начинается при включении электродвигателя. Насос Н подает жидкость по трубопроводам системы, заполняя их. Однако основной распределитель находится в запертом положении, поэтому давление в гидросистеме повышается, срабатывает клапан предохранительный КР и жидкость идет на слив через КР. Гидродвигатель начинает работать при кратковременном воздействии на двухпозиционный гидрораспределитель Р1 с ручным управлением и возвратной пружиной. При этом гидрораспределитель подает сигнал управления на распределитель Р2, переключая его в левое положение и одновременно подается управляющий сигнал на реле времени.

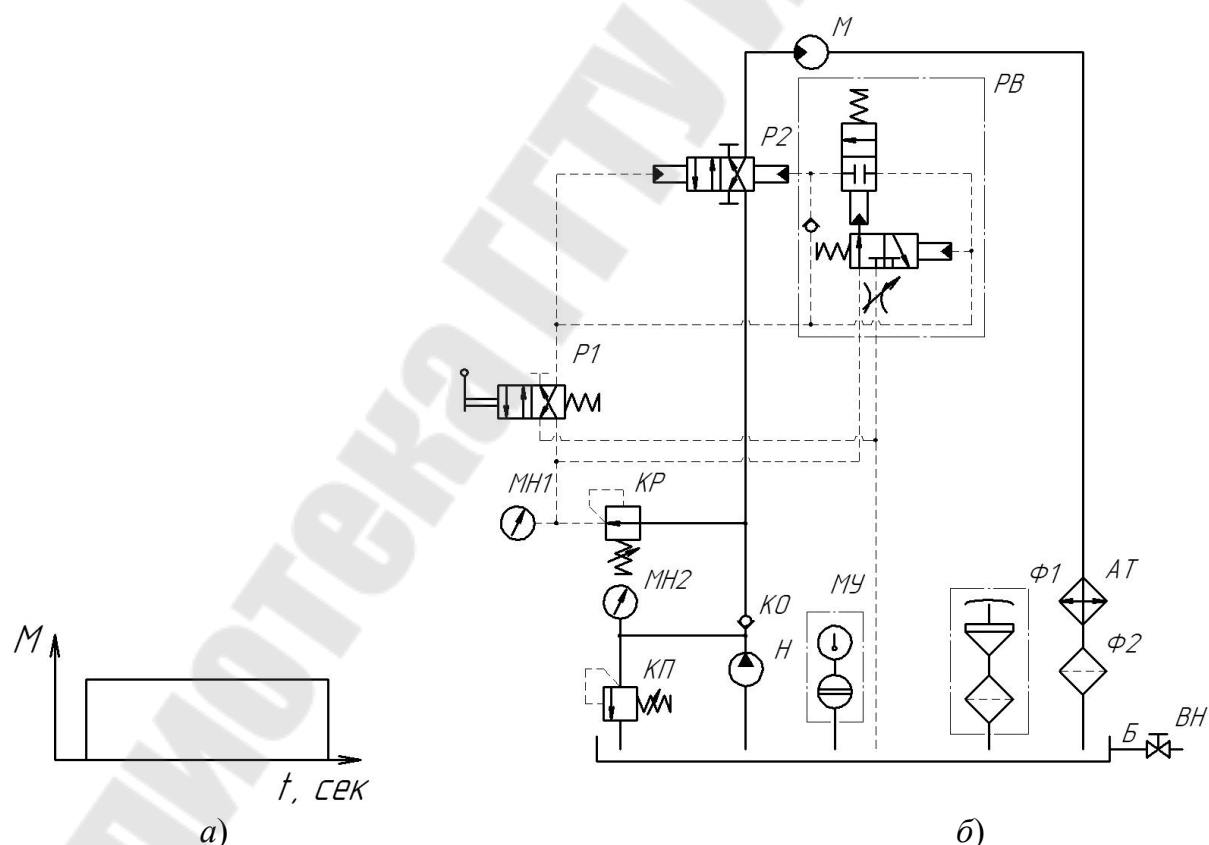


Рис. 1.5. Схема вращательного гидропривода с управлением по времени: а) циклограмма работы; б) принципиальная схема



Рабочая жидкость от насоса по напорному трубопроводу поступает к гидромотору, который будет совершать работу заданное время. По истечении настроенного времени, через реле времени управляющий сигнал поступит на правый торец распределителя Р2, который переключится в правое положение, работа гидромотора М прекратится.

### **Задачи для самостоятельного решения**

**1.1.** В соответствии с исходными данными, выданными преподавателем разработать техническое задание на проектирование объемного гидропривода.

**1.2.** Разработать техническое предложение для технического задания, разработанного в задаче 1.1.

**1.3.** Разработать схему гидравлическую принципиальную по описанию заказчика в соответствии с правилами выполнения гидравлических и пневматических схем ГОСТ 2.704.

1) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода возвратно-поступательного движения, в которой предусмотрена установка фильтра на всасывающей линии.

2) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода нерегулируемого вращательного движения, в которой предусмотрена установка фильтра на всасывающей линии.

3) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода возвратно-поступательного движения, в которой предусмотрена остановка гидродвигателя без остановки насоса.

4) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода регулируемого реверсивного вращательного движения с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости.

5) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода, в которой гидроцилиндр и гидромотор установлены параллельно и предусмотрено дроссельное регулирование скоростей движения выходных звеньев гидродвигателей.

6) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода поворотного движения, в которой предусмотрена установка фильтра на сливной линии и регулятора потока на напорной линии.

7) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода возвратно-поступательного движения, в которой предусмотрена

установка фильтра на напорной линии и дроссельное регулирование скорости выходного звена гидродвигателя.

8) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода вращательного движения, в которой предусмотрена остановка гидродвигателя без остановки насоса и редуцирование давления в напорной линии гидродвигателя.

9) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода возвратно-поступательного движения с объемным регулированием, в которой предусмотрена установка фильтра на всасывающей линии.

10) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода вращательного движения, в которой предусмотрена установка регулятора потока на напорной линии и остановка гидродвигателя без остановки насоса.

11) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода возвратно-поступательного движения, в которой предусмотрена установка фильтра на напорной линии двухштокового гидроцилиндра.

12) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода поворотного движения с гидромотором поворотного действия и дроссельным регулированием скорости выходного звена.

13) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода возвратно-поступательного движения, в которой предусмотрена остановка гидродвигателя без остановки насоса и дроссельное регулирование скорости выходного звена на сливной линии гидродвигателя.

14) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода вращательного движения, в которой предусмотрена остановка гидродвигателя без остановки насоса и дроссельное регулирование скорости выходного звена на сливной линии гидродвигателя.

15) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода возвратно-поступательного движения с гидроцилиндром одностороннего действия и дроссельным регулированием скорости выходного звена.

16) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода вращательного движения, в которой предусмотрена установка фильтра на напорной линии нереверсивного гидромотора.

17) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода возвратно-поступательного движения, в которой предусмотрена установка фильтра на всасывающей линии и редуцирование давления в напорной линии гидродвигателя.

18) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода вращательного движения с объемным регулированием, в которой предусмотрена установка фильтра на всасывающей линии.

19) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода поворотного движения, предусматривающую установку регулировочного дросселя параллельно гидродвигателю и остановку поворотного гидродвигателя без остановки нереверсивного насоса.

20) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода возвратно-поступательного движения, в которой предусмотрена остановка гидродвигателя без остановки насоса и редуцирование давления в напорной линии гидродвигателя.

21) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода вращательного движения, в которой предусмотрена установка фильтра на напорной линии и дроссельное регулирование скорости выходного звена гидродвигателя.

22) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода поступательного движения, предусматривающую установку регулировочного дросселя параллельно гидродвигателю и остановку двухштокового гидроцилиндра без остановки нереверсивного насоса.

23) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода вращательного движения, в которой предусмотрена установка фильтра на сливной линии и регулятора потока на напорной линии

24) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода возвратно-поступательного движения с объемным регулированием скорости движения выходного звена гидроцилиндра одинарного действия.

25) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода возвратно-поступательного движения, в которой два гидроцилиндра установлены параллельно и предусмотрено объемное регулирование скоростей движения выходных звеньев гидроцилиндров.

26) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода нерегулируемого вращательного движения с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости и остановкой реверсивного гидромотора без остановки нереверсивного насоса.

27) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода возвратно-поступательного движения, в которой предусмотрено дросселирование скорости выходного звена и редуцирование давления в напорной линии гидродвигателя.

28) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода поворотного движения, в которой предусмотрено редуцирование давления в напорной линии гидромотора поворотного действия.

29) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода возвратно-поступательного движения, в которой предусмотрена установка фильтра на всасывающей и напорной линиях.

30) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода регулируемого вращательного движения, предусматривающую установку регулировочного дросселя параллельно гидродвигателю и остановку реверсивного гидромотора без остановки нереверсивного насоса.

31) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода возвратно-поступательного движения, в которой предусмотрено дросселирование скорости выходного звена двухштокового гидроцилиндра.

32) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода поворотного движения, в которой предусмотрена установка фильтра на всасывающей линии и остановка гидромотора поворотного действия без остановки нереверсивного насоса.

33) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода возвратно-поступательного движения, в которой предусмотрена установка фильтра на сливной линии и регулятора потока на напорной линии.

34) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода вращательного движения, в которой предусмотрено дроссельное регулирование скорости выходного звена гидродвигателя.

35) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода поворотного движения с объемным регулированием скорости движения выходного звена гидромотора поворотного действия.

36) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода нерегулируемого вращательного движения, в которой предусмотрена остановка реверсивного гидродвигателя без остановки нереверсивного насоса.

37) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода вращательного движения, в которой два гидромотора установлены параллельно и предусмотрено объемное регулирование скоростей движения выходных звеньев гидромоторов.

38) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода возвратно-поступательного движения, в которой предусмотрено дроссельное регулирование скорости выходного звена гидродвигателя.

39) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода возвратно-поступательного движения, в которой предусмотрена установка регулятора потока на напорной линии и остановка гидродвигателя без остановки насоса.

40) Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода вращательного движения, в которой предусмотрена установка фильтра на всасывающей линии и редуцирование давления в напорной линии гидродвигателя.

*Рекомендации для разработки:*

— По характеру движения выходного звена объемные гидроприводы делят на три класса: поступательного, поворотного и вращательного движений. В соответствии с этим в качестве гидродвигателей используются гидроцилиндры, поворотные гидродвигатели и гидромоторы.

— Различают объемные гидроприводы без управления и с управлением. В первых не предусмотрена возможность регулирования скорости выходного звена, а во вторых можно менять эту скорость воздействием извне. Существует два основных способа регулирования гидропривода: дроссельное и машинное (объемное).

При дроссельном регулировании часть подачи насоса отводится через гидродроссель или гидроклапан на слив, минуя гидродвигатель.

Объемное регулирование осуществляется за счет изменения рабочего объема насоса или гидродвигателя либо обеих гидромашин.

— В системе необходимо после насоса устанавливать клапан предохранительный и клапан обратный между системой и насосом.

— В системе необходимо устанавливать устройства для фильтрации и охлаждения рабочей жидкости. Фильтр необходимо устанавливать на сливной линии или на любой другой по заданию, заливной и воздушный фильтры устанавливаются всегда.

— Гидролинии, соединяющие устройства в схеме должны быть прямыми и повороты должны быть под углом  $90^\circ$ .

— При составлении гидравлической схемы стремятся выполнить ее простой, с минимальным количеством элементов, необходимых для функционирования гидропривода и обеспечивающих заданную надежность.

— Рекомендуется применять разгруженную схему гидропривода, т.е. со сливом рабочей жидкости в гидробак под малым давлением при нейтральном положении запорно-регулирующих элементов (золотников) гидрораспределителей.

— Для пуска, остановки и реверсирования гидродвигателя служат распределители.

— В гидросистеме обязательно устанавливаются приборы для контроля параметров системы, такие как: маслоуказатель, термометр, манометр на выходе из насоса. Остальные контролирующие приборы устанавливаются по требованию заказчика.

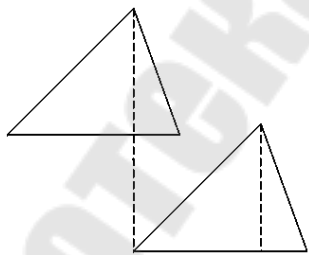
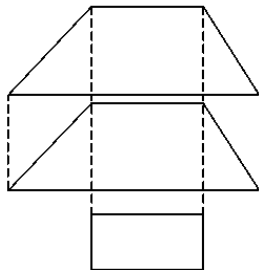
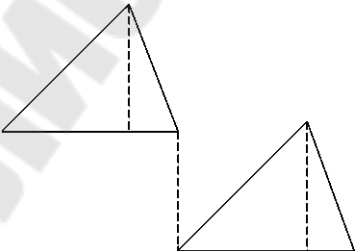
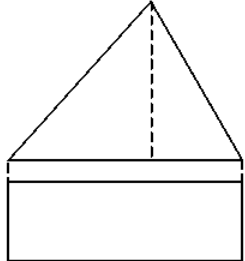
**1.4.** Разработать объемный гидропривод с автоматическим управлением после нажатия кнопки «Пуск» в соответствии с заданной циклограммой движения выходных органов. Проектирование гидравлической системы должно соответствовать рекомендациям в п.1.3 данного практикума. При проектировании гидросхемы необходимо использовать управление движением гидроприводов по пути; по нагрузке или, при необходимости, по времени.

В гидросхеме необходимо использовать основные распределители (отвечающие за переключение направления движения гидродвигателями) с гидравлическим управлением.

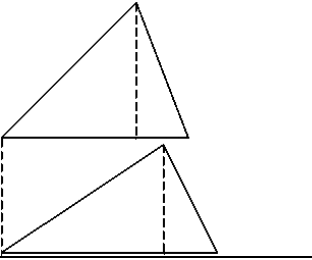
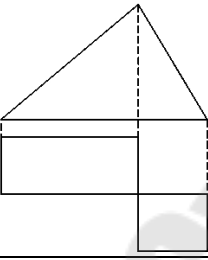
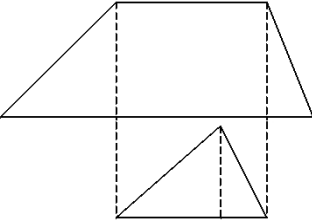
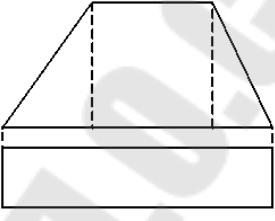
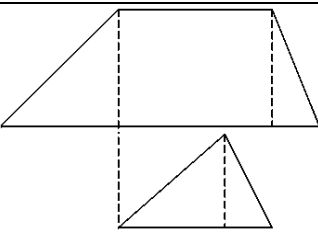
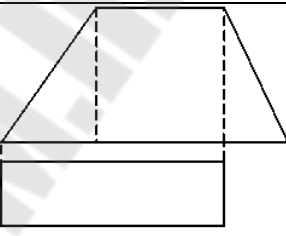
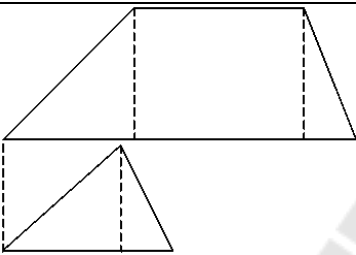
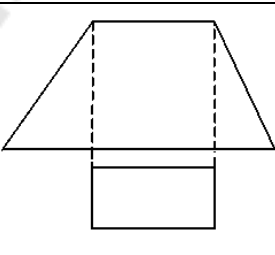
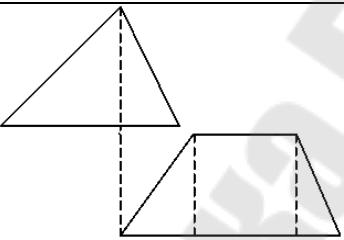
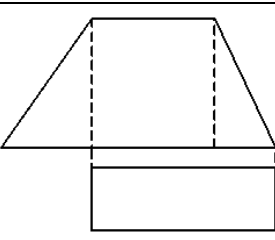
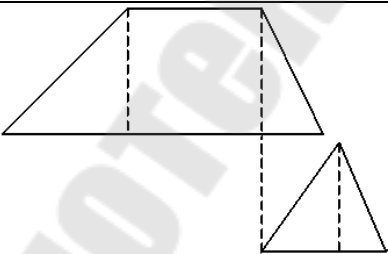
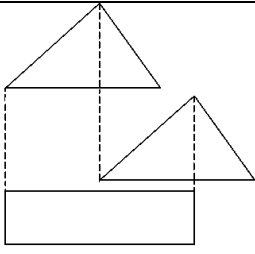
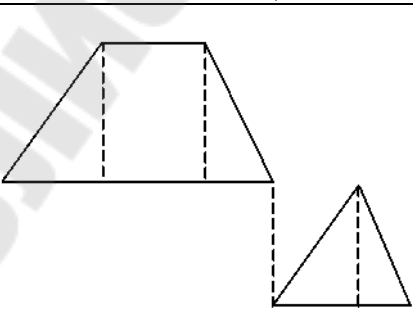
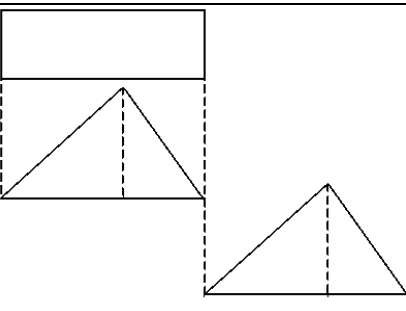
Линия управления должна быть отделена от основных рабочих линий редукционным клапаном. Для контроля параметров системы необходимо устанавливать манометры на напорной линии после клапана предохранительного и на линии управления после редукционного клапана; и термометр с маслоуказателем (см. рис. 1.2 –1.5)

Таблица 1.6

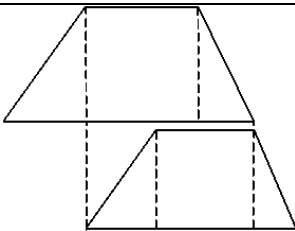
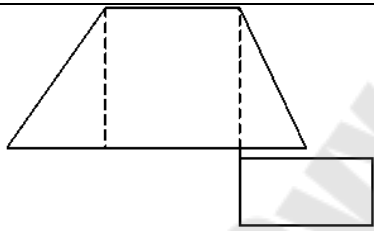
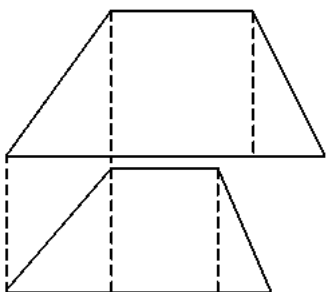
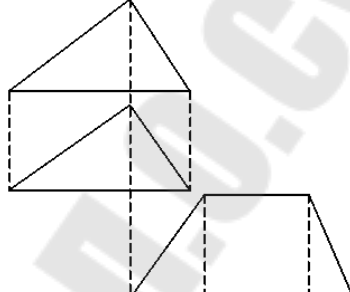
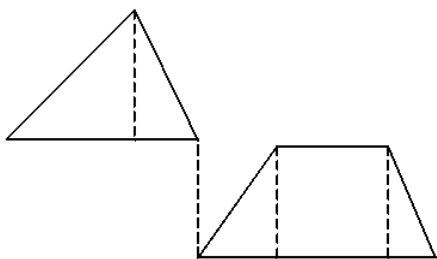
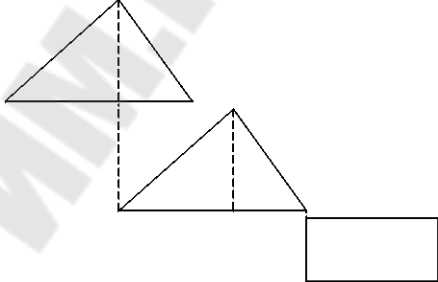
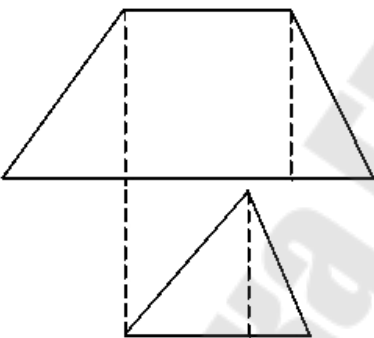
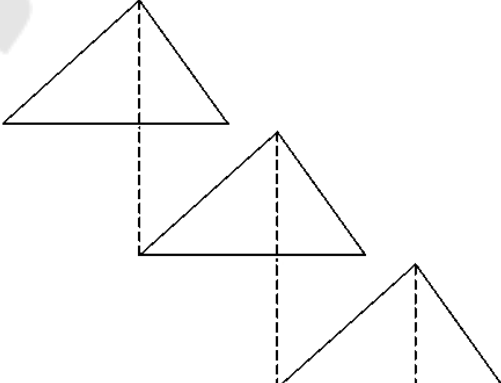
Исходные данные к задаче 1.4

№ вар.	Циклограмма движения выходных органов	№ вар.	Циклограмма движения выходных органов
1		14	
2		15	

Продолжение таблицы 1.6

3		16	
4		17	
5		18	
6		19	
7		20	
8		21	
9		22	

Окончание таблицы 1.6

10		23	
11		24	
12		25	
13		26	



## 2. Теоретические основы объемного гидропривода

### 2.1. Давление. Закон Паскаля

Жидкость в гидравлике рассматривают как непрерывную среду, заполняющую пространство без пустот и промежутков. Когда жидкость находится в равновесии, то под действием внешних сил в жидкости возникает давление [12]. Давление в неподвижной жидкости называется *гидростатическим давлением* и обозначается буквой  $p$ . Если сила давления  $F$  равномерно распределена на площадке  $S$ , то среднее определяется по формуле

$$p = \frac{F}{S}.$$

За единицу давления в Международной системе единиц СИ принят Паскаль – давление, вызываемое силой 1Н, равномерно распределённой по нормальной к ней поверхности площадью 1 м<sup>2</sup>.

В технике в настоящее время продолжают применять также систему единиц метр, килограмм-сила, секунда (МКГСС), в которой за единицу давления принимается 1кгс/см<sup>2</sup>. Широко используют также внесистемные единицы – техническую атмосферу и бар:

$$1 \text{ атм} = 1 \text{ кгс/см}^2 = 10000 \text{ кгс/м}^2 = 98100 \text{ Па};$$

$$1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па} = 1,02 \text{ атм}; 1 \text{ Па} = 0,102 \text{ кгс/м}^2 = 1 \text{ Н/м}^2.$$

Давление часто выражается высотой столба жидкости, которая называется пьезометрической высотой или пьезометрическим напором:

$$h = \frac{p}{\rho \cdot g}, \text{ м.}$$

*Пьезометрическая высота* есть высота такого столба жидкости, который своим весом способен создать давление, равное гидростатическому давлению в рассматриваемой точке. Измеряется в метрах водяного столба или миллиметрах ртутного столба:

$$1 \text{ атм (физ)} = 760 \text{ мм рт. ст.} = 10,33 \text{ м вд. ст.};$$

$$1 \text{ атм (тех)} = 736 \text{ мм рт. ст.} = 10 \text{ м вд. ст.}$$

Гидростатическое давление  $p$  в произвольно взятой точке  $M$ , расположенной на глубине  $h$  (рис. 2.1) можно определить по *основному уравнению гидростатики*:

$$p = p_0 + \rho \cdot g \cdot h = p_0 + h \cdot \gamma, \text{ Па}$$

где  $p_0$  – давление на внешней поверхности жидкости и давления, обусловленного весом вышележащих слоёв жидкости;

$\rho$  - плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;

$\gamma$  - удельный вес жидкости, Н/м<sup>3</sup>.

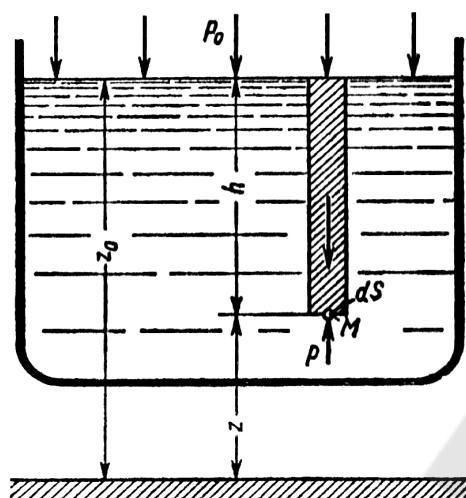


Рис. 2.1. Схема для вывода основного уравнения гидростатики

Величина  $p_0$  является одинаковой для всех точек объёма жидкости, поэтому можно сказать, что давление, приложенное к внешней поверхности жидкости, передаётся всем точкам этой жидкости и по всем направлениям одинаково. Это закон Паскаля.

Если давление  $p$  отсчитывают от абсолютного нуля, то его называют **абсолютным**, а если отсчитывают от атмосферного давления  $p_{\text{атм}}$ , то его называют **избыточным**  $p_{\text{изб}}$  или манометрическим. Следовательно, абсолютное давление определяется по формуле:

$$p_{\text{абс}} = p_{\text{атм}} + p_{\text{изб}}, \text{ Па.}$$

**Вакуум** – это недостаток давления до атмосферного давления:

$$p_{\text{в}} = p_{\text{атм}} - p_{\text{абс}}, \text{ Па.}$$

Разность между абсолютным давлением  $p_{\text{абс}}$  и атмосферным давлением  $p_{\text{а}}$  называется избыточным давлением:

$$p_{\text{изб}} = p_{\text{абс}} - p_{\text{атм}}, \text{ Па}$$

$$\text{или } \frac{p_{\text{изб}}}{\rho \cdot g} = \frac{p_{\text{абс}} - p_{\text{атм}}}{\rho \cdot g} = h_{\text{п}}, \text{ м}$$

где  $h_{\text{п}}$  – пьезометрическая высота, которая является мерой избыточного давления.

## 2.2. Мультипликционный эффект объемного гидропривода

Гидропривод подобно механическому рычагу или зубчатой передаче может многократно увеличивать действующую силу [11]. Этот эф-

факт обусловлен законом Паскаля для гидростатического давления жидкости.

Если приложить силу  $F_H$  (рис. 2.2) к поршню цилиндра, выполняющего функцию насоса, с площадью  $S_H$  то в поршневой полости цилиндра будет создано давление:

$$p = F_H / S_H, \text{ Па.}$$

В соответствии с законом Паскаля данное давление передается во все точки замкнутого объема, который образован поршневыми полостями насоса и гидродвигателя и соединяющей их гидролинией. Следовательно на площадь поршня гидродвигателя  $S_D$  будет также действовать давление  $p$  с силой

$$F_D = p \cdot S_D \text{ или } F_D = F_H \cdot S_D / S_H, \text{ Н}$$

где  $S_D / S_H$  - коэффициент мультипликации силы.

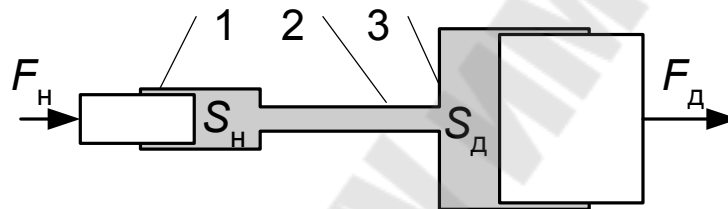


Рис. 2.2. Схема простейшего объемного гидропривода

Чем больше соотношение площадей (коэффициент мультипликации), тем больше усилие на выходе гидропередачи.

Действительные условия работы объемного гидропривода отличаются от условий, учитываемых законом Паскаля. При установившемся движении поршней и жидкости возникают дополнительные силы трения и потери давления. Но они значительно меньше сил давления жидкости, поэтому мультипликативный эффект проявляется и в реальном гидроприводе.

Мультипликационный силовой эффект объемных гидроприводов широко используют в технике, например, в подъемных механизмах, тормозах автомобилей, гидравлических прессах и других машинах.

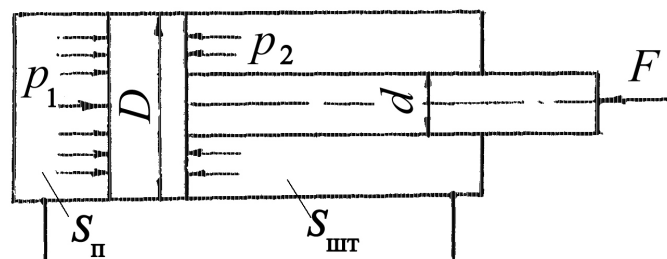


Рис. 2.3. Расчетная схема гидроцилиндра

Расчетное движущее усилие  $F$  на штоке (рис. 2.3), развиваемое давлением жидкости на поршень (трением поршня и штока, а также противодавлением в нерабочей полости и силой инерции пренебрегаем), упрощенно определяется по формуле:

$$F = p \cdot S, \text{ Н}$$

где  $p$  – давление жидкости;

$S$  – рабочая (эффективная) площадь поршня.

Рабочая площадь  $S$  поршня для одноштокового гидроцилиндра с двумя рабочими полостями определяется по выражениям:

— при подаче жидкости в поршневую полость:

$$S = \pi \cdot D^2 / 4,$$

— при подаче жидкости в штоковую полость:

$$S = \pi \cdot (D^2 - d^2) / 4,$$

где  $D$  и  $d$  – диаметры поршня и штока.

Расчетное движущее усилие  $F$  на штоке с учетом сил трения и противодействия (рис. 2.3) определяется по формуле:

$$F = (p_1 \cdot S_{\text{п}} - p_2 \cdot [S_{\text{п}} - S_{\text{шт}}]) \cdot \eta_{\text{мех}}, \text{ Н},$$

где  $S_{\text{п}}$  и  $S_{\text{шт}}$  – рабочая (эффективная) площадь поршня и штока.

### Задачи для самостоятельного решения.

**2.1.** Определить полное гидростатическое (абсолютное) и избыточное давления на дно наполненного водой сосуда высотой  $h = 10$  м. Сосуд сверху открыт, давление на свободной поверхности атмосферное.

**2.2.** На водопроводной трубе установлен манометр, который показывает давление  $p_{\text{ман}} = 2,0$  кгс/см<sup>2</sup>. Какой пьезометрической высоте соответствует это давление и чему равно полное давление в трубе в единицах СИ?

**2.3.** В вертикально расположенном сосуде находится масло. Высота столба жидкости  $h = 4,33$  м. Определить гидростатический напор, оказываемый маслом на дно сосуда, если плотность масла  $\rho = 850$  кг/м<sup>3</sup>. Чему равно абсолютное значение величины давления на дне сосуда, если барометрическое давление  $p_{\text{бар}}$  составляет 99,3 кПа?

**2.4.** Манометр (рис. 2.4., а), подключенный к закрытому резервуару с нефтью ( $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>), показывает избыточное давление  $p_{\text{ман}} = 36$  кПа. Определить абсолютное давление воздуха на поверхности жидкости  $p_0$  и положение пьезометрической плоскости, если уровень

нефти в резервуаре  $H = 3,06$  м, а расстояние от точки подключения до центра манометра  $z = 1,02$  м, атмосферное давление  $p_{\text{атм}} = 100$  кПа.

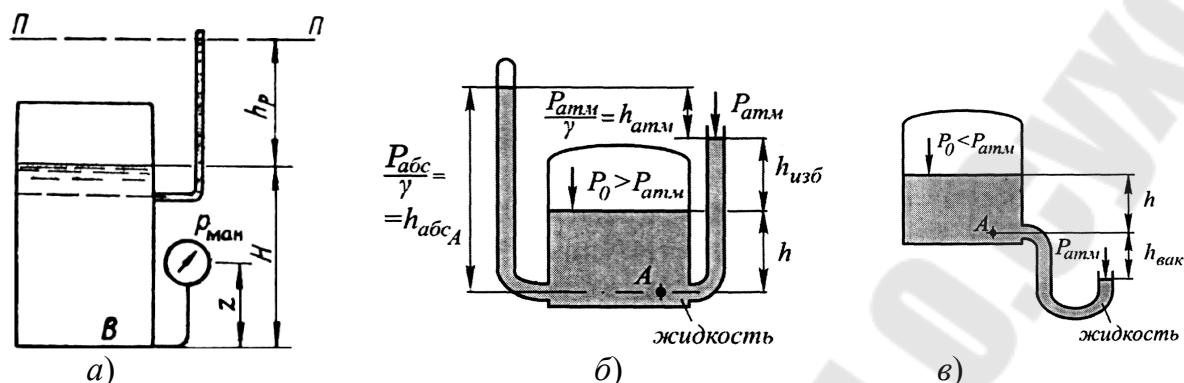


Рис. 2.4. Схемы к задачам

**2.5.** Давление, действующее на свободную поверхность воды в сосуде (рис. 2.4., б), составляет  $p_0 = 150$  кН/м<sup>2</sup>. Определить абсолютное и избыточное (манометрическое) давление в точке А, находящейся на глубине  $h = 1,8$  м. Найти пьезометрическую высоту  $h_{\text{изб}}$  для этой точки. Атмосферное давление  $p_{\text{атм}} = 98$  кПа.

**2.6.** Точка А заглублена под горизонтом воды в сосуде на величину  $h = 2,5$  м (рис. 2.4., в), пьезометрическая (вакуумметрическая) высота для этой точки  $h_{\text{вак}} = 1,5$  м. Определить для точки А величину абсолютного давления, а также величину  $p_0$ . Атмосферное давление  $p_{\text{атм}} = 98$  кПа.

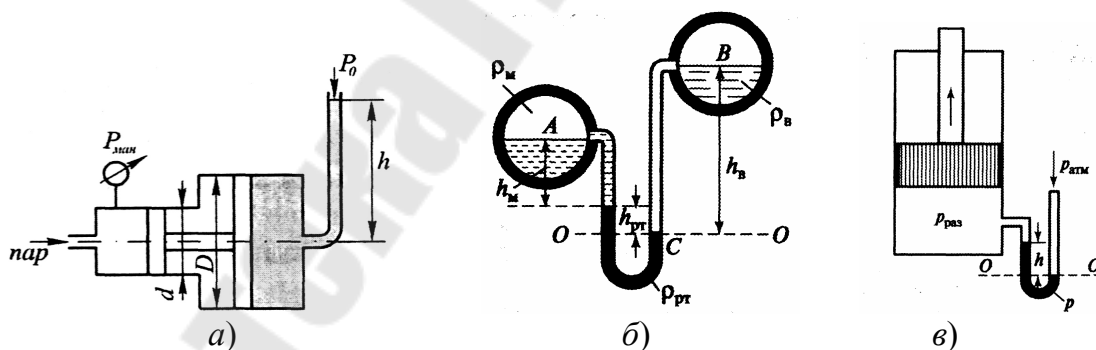


Рис. 2.5. Схемы к задачам

**2.7.** Определить высоту  $h$  (рис. 2.5., а), на которую может поднять воду прямодействующий паровой насос при следующих данных: диаметр парового цилиндра  $d = 0,1$  м, диаметр водяного цилиндра  $D = 0,2$  м, манометрическое давление в паровом цилиндре  $p_{\text{ман}} = 3$  кгс/см<sup>2</sup>.

**2.8.** Два горизонтальных цилиндрических трубопровода А и В содержат соответственно минеральное масло плотностью  $900$  кг/м<sup>3</sup> и воду плотностью  $1000$  кг/м<sup>3</sup> (рис. 2.5., б). Высоты жидкостей, имеют

следующие значения:  $h_m = 0,2$  м;  $h_{рт} = 0,4$  м;  $h_B = 0,9$  м. Зная, что гидростатическое давление на оси в трубопроводе  $A$  равно  $0,6 \cdot 10^5$  Па, определить давление на оси трубопровода  $B$ .

**2.9.** К всасывающей стороне цилиндра (рис. 2.5., в) присоединен водяной вакуумметр с показанием  $h = 0,42$  м. Определить разрежение под поршнем.

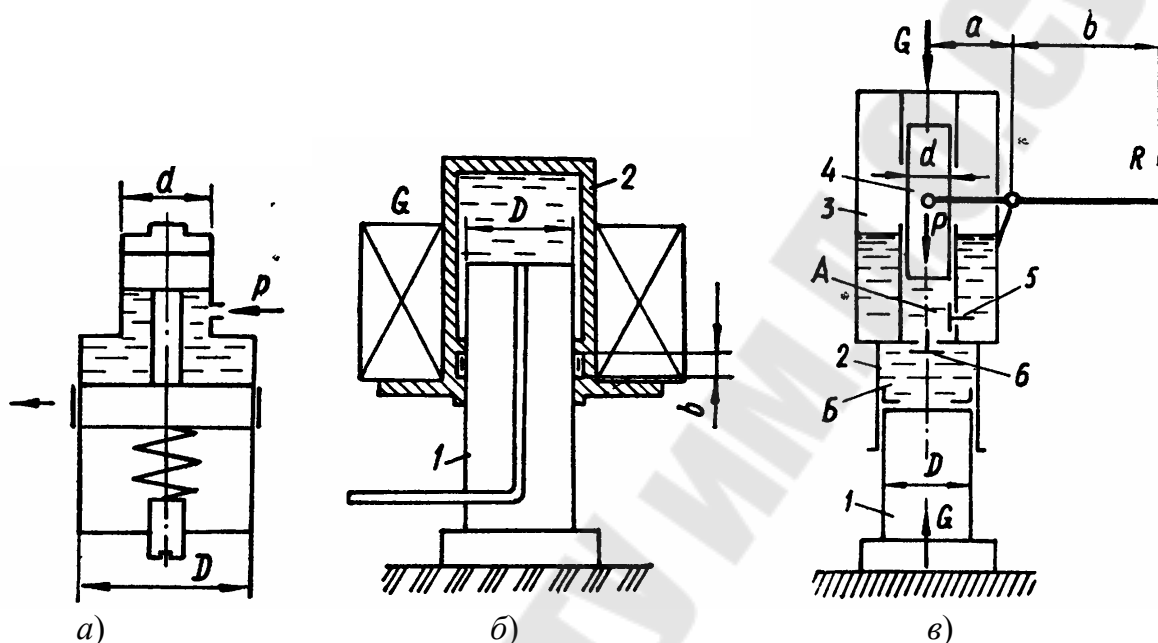


Рис. 2.6. Схемы к задачам

**2.10.** Предварительный натяг пружины дифференциального предохранительного клапана равен  $x = 18$  мм, жесткость пружины  $c = 7,5$  Н/мм (рис.2.6, а). Определить давление жидкости, при котором клапан откроется, если диаметры поршней  $D = 25$  мм,  $d = 20$  мм. Весом поршней и силой трения пренебречь.

**2.11.** Гидравлический аккумулятор (рис. 2.6, б) состоит из плунжера  $1$ , помещенного в цилиндр  $2$ , который поднимается вместе с грузом при зарядке (нагнетании жидкости в цилиндр). При разрядке аккумулятора цилиндр, скользя по плунжеру, опускается вниз и жидкость под давлением подается к потребителю.

Определить давление при зарядке и разрядке аккумулятора, если диаметр плунжера  $D = 250$  мм, вес груза вместе с подвижными частями  $G = 900$  кН, коэффициент трения манжеты о плунжер  $f = 0,10$ , ширина манжеты  $b = 35$  мм.

**2.12.** Гидравлический домкрат (рис.2.6, в) состоит из неподвижного поршня  $1$  и скользящего по нему цилиндра  $2$ , на котором смонтирован корпус  $3$ , образующий масляную ванну домкрата, и плун-

жерный насос 4 ручного привода со всасывающим 5 и нагнетательным 6 клапанами.

Определить давление рабочей жидкости в цилиндре и массу поднимаемого груза /и, если усилие на рукоятке приводного рычага насоса  $R = 150$  Н, диаметр поршня домкрата  $D = 180$  мм, диаметр плунжера насоса  $d = 18$  мм, КПД домкрата  $\eta = 0,68$ , плечи рычага  $a = 60$  мм,  $b = 600$  мм.

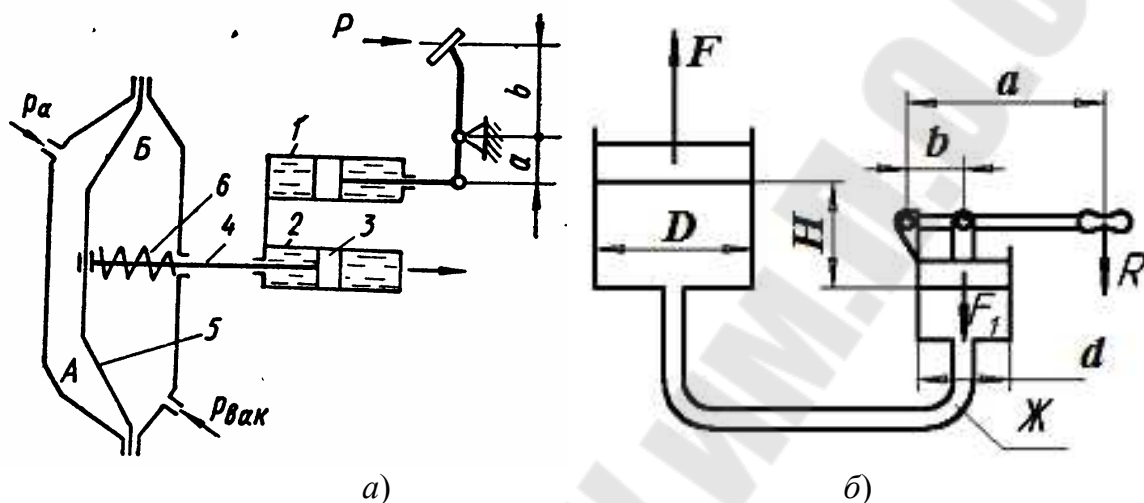


Рис. 2.7. Схемы к задачам

**2.13.** На рис. 2.7, а показана принципиальная схема гидровакуумного усилителя гидропривода тормозов автомобиля. При нажатии на педаль с силой  $P$  давление жидкости, создаваемое в гидроцилиндре 1, передается в левую полость гидроцилиндра 2, а полость Б сообщается со всасывающим коллектором двигателя и в ней устанавливается вакуум. Это приводит к появлению дополнительной силы, с которой диафрагма 5 через шток 4 действует на поршень 3, так как в полости А давление всегда равно атмосферному.

Определить давление жидкости, подаваемой из правой полости гидроцилиндра 2 к колесным тормозным цилиндрам, если сила  $P = 150$  Н, сила пружины 6, препятствующая перемещению диафрагмы 5 вправо, равна  $F = 15$  Н, вакуум в полости Б  $p_{\text{вак}} = 20$  кПа, диаметр диафрагмы  $D = 120$  мм, гидроцилиндра 1 —  $d_1 = 25$  мм, гидроцилиндра 2 —  $d_2 = 20$  мм, а отношение плеч рычага  $b/a = 5$ . Площадью поперечного сечения штока 4 и силами трения пренебречь.

**2.14.** Определить силу прессования  $F$ , развиваемую гидравлическим прессом (рис. 2.7, б), у которого диаметр большего плунжера  $D = 500$  мм, меньшего  $d = 50$  мм, высота  $H = 1$  м. Рабочая жидкость с

плотностью  $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$ . К рычагу приложено усилие  $R = 250 \text{ Н}$ . Отношение плеч рычага равно  $a/b = 12$ .

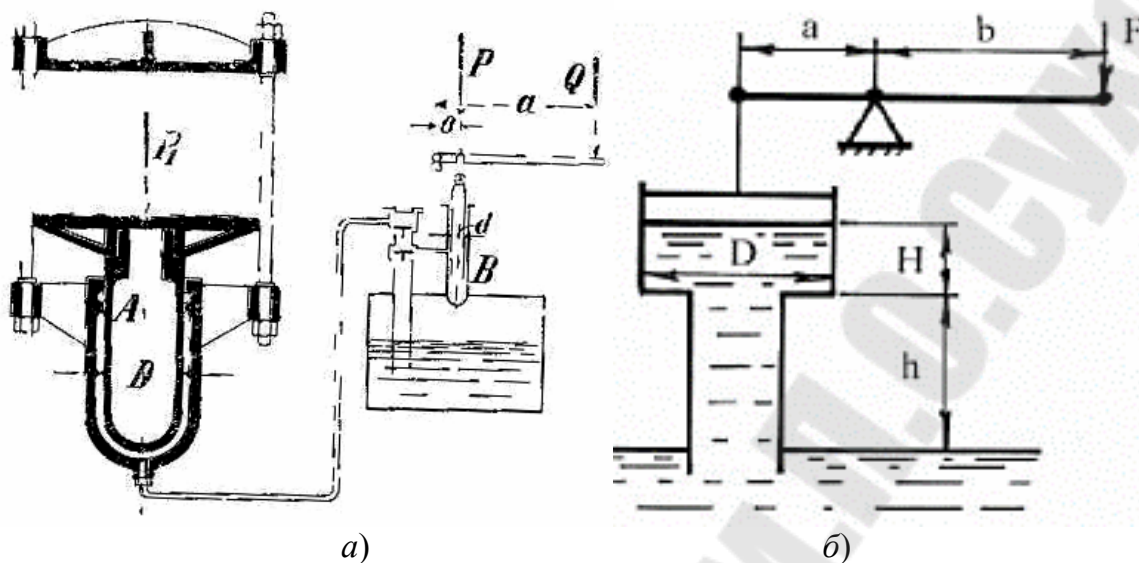


Рис. 2.8. Схемы к задачам

**2.15.** Определить сжимающее усилие гидравлического пресса (рис. 2.8, а), изображенного на рисунке, если:  $a = 2000$ ,  $b = 100$ ,  $D = 340$ ,  $d = 15$ , (размеры в миллиметрах),  $Q = 20 \text{ кг}$ . — (усилие рабочего).

**2.16.** Определить силу  $F$ , необходимую для удержания в равновесии поршня (рис. 2.8, б), если труба под поршнем заполнена водой, а размеры трубы:  $D = 100 \text{ мм}$ ;  $H = 0,5 \text{ м}$ ;  $h = 4 \text{ м}$ . Длины рычага:  $a = 0,2 \text{ м}$  и  $b = 1 \text{ м}$ . Собственным весом поршня пренебречь.

**2.17.** Для опрессовки водой подземного трубопровода (проверки на герметичность) применяется ручной поршневой насос (рис. 2.9). Определить объем воды ( $E = 2000 \text{ МПа}$ ), который нужно накачать в трубопровод для повышения избыточного давления в нем от  $0$  до  $1,0 \text{ МПа}$ . Длина трубопровода  $L = 500 \text{ м}$ , диаметр —  $d = 100 \text{ мм}$ . Чему равно усилие на рукоятке насоса в последний момент опрессовки, если диаметр поршня насоса  $d_n = 40 \text{ мм}$ , а соотношение плеч рычажного механизма  $a/b = 5$ ?

**2.18.** Определить давление  $p_1$  жидкости, которую необходимо подвести к гидроцилиндру (рис. 2.10, а), чтобы преодолеть усилие, направленное вдоль штока  $F$ . Диаметры: цилиндра  $D$ , штока  $d$ . Давление в бачке  $p_0$  (избыточное), высота  $H$ . Силу трения не учитывать. Плотность жидкости  $\rho$ . Решить задачу в общем виде.

**2.19.** Определить силу  $F$ , действующую на шток гибкой диафрагмы (рис. 2.10, б), если ее диаметр  $D = 200 \text{ мм}$ , показания



вакуумметра  $p_{\text{вак}} = 0,05 \text{ МПа}$ , высота  $h = 1 \text{ м}$ . Площадь штока пренебречь. Найти абсолютное давление в левой полости, если  $h_a = 740 \text{ мм рт. ст.}$

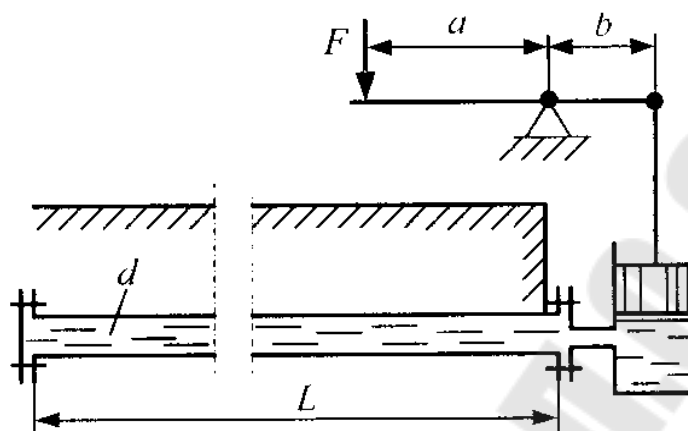


Рис. 2.9. Схема к задаче 2.17

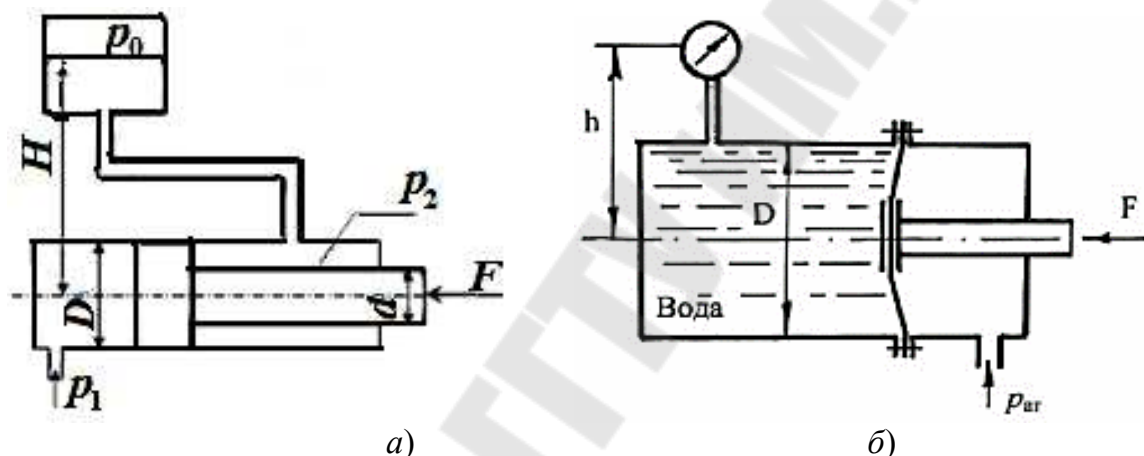


Рис. 2.10. Схемы к задачам

**2.20.** Система из двух поршней, соединенных штоком (рис. 2.11, а), находится в равновесии. Определить силу, сжимающую пружину. Жидкость, находящаяся между поршнями и в бачке – масло с плотностью  $\rho = 870 \text{ кг/м}^3$ . Диаметры  $D = 80 \text{ мм}$ ;  $d = 30 \text{ мм}$ ; высота  $H = 1000 \text{ мм}$ ; избыточное давление  $p_0 = 10 \text{ кПа}$ .

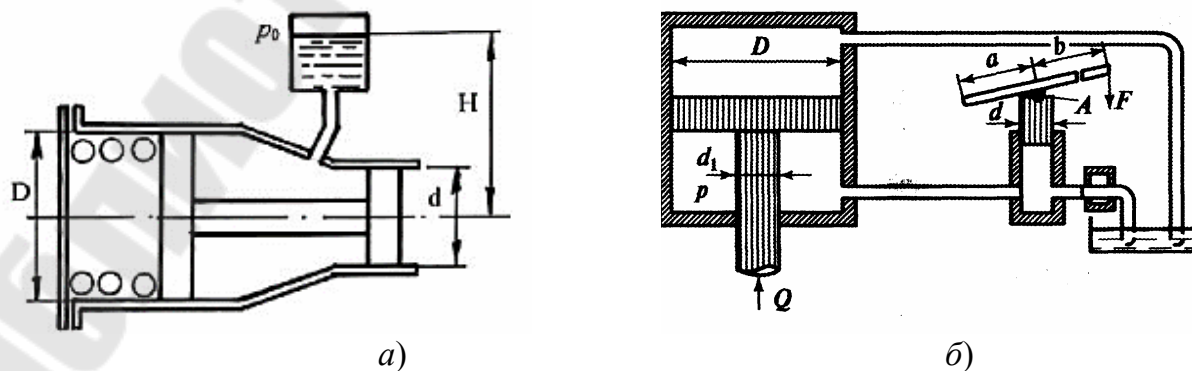


Рис. 2.11. Схемы к задачам

**2.21.** Для проведения опыта по сжатию используют поршневой пресс (рис. 2.11, б), имеющий размеры: диаметр цилиндра  $D = 105$  мм, диаметр штока поршня  $d_1 = 55$  мм. Насос, управляющий прессом, имеет поршень диаметром  $d = 18$  мм и рычаги с размерами  $a = 100$  мм и  $b = 900$  мм (рис.). Определить давление  $p$  в гидравлической сети и усилие  $F$  на конце рычага насоса, если усилие сжатия  $Q = 105$  Н.

**2.22.** Определить силу, приложенную к штоку правого цилиндра  $F$  (рис. 2.12, а). Если известно, что давление развиваемое насосом  $p_1 = 5$  атм; давление на выходе правого гидроцилиндра  $p_4 = 2$  атм; площади рабочих полостей  $S_1 = 100$  см<sup>2</sup>;  $S_2 = 20$  см<sup>2</sup>;  $S_3 = 110$  см<sup>2</sup>;  $S_4 = 25$  см<sup>2</sup>.

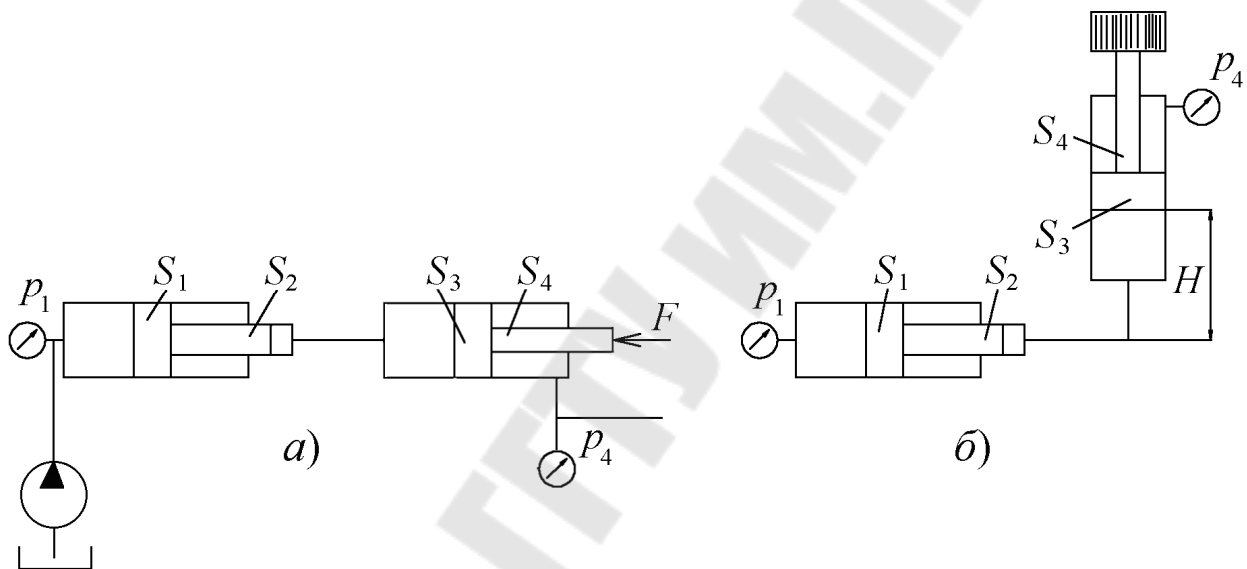


Рис. 2.12. Схемы гидروприводов к задачам

**2.23.** Определить давление развиваемое насосом  $p_1$  (рис. 2.12, а). Если известно, что сила, приложенная к штоку правого цилиндра  $F = 100$  кН; давление на выходе правого гидроцилиндра  $p_4 = 4$  атм; площади рабочих полостей  $S_1 = 100$  см<sup>2</sup>;  $S_2 = 20$  см<sup>2</sup>;  $S_3 = 110$  см<sup>2</sup>;  $S_4 = 25$  см<sup>2</sup>.

**2.24.** Определить давление на выходе правого гидроцилиндра  $p_4$  (рис. 2.12, а). Если известно, что сила, приложенная к штоку правого цилиндра  $F = 5$  кН; давление развиваемое насосом  $p_1 = 4$  атм; площади рабочих полостей  $S_1 = 100$  см<sup>2</sup>;  $S_2 = 20$  см<sup>2</sup>;  $S_3 = 110$  см<sup>2</sup>;  $S_4 = 25$  см<sup>2</sup>.

**2.25.** Определить массу груза  $m$  (рис. 2.12, б). Если известно, что давление в поршневой полости нижнего гидроцилиндра  $p_1 = 5$  атм; давление в штоковой полости верхнего гидроцилиндра  $p_4 = 1$  атм;  $H = 20$  м площади рабочих полостей  $S_1 = 75$  см<sup>2</sup>;  $S_2 = 7$  см<sup>2</sup>;  $S_3 = 60$  см<sup>2</sup>;  $S_4 = 10$  см<sup>2</sup>.

**2.26.** Определить давление  $p_1$  в поршневой полости нижнего гидроцилиндра (рис.2.12, б). Если известно, что масса груза  $m = 1000$  кг; давление в штоковой полости верхнего гидроцилиндра  $p_4 = 2$  атм;  $H = 5$  м площади рабочих полостей  $S_1 = 75$  см<sup>2</sup>;  $S_2 = 7$  см<sup>2</sup>;  $S_3 = 60$  см<sup>3</sup>;  $S_4 = 10$  см<sup>2</sup>.

**2.27.** Определить давление  $p_4$  в штоковой полости верхнего гидроцилиндра (рис. 2.12, б). Если известно, что масса груза  $m = 2000$  кг; давление в штоковой полости верхнего гидроцилиндра  $p_1 = 5$  атм;  $H = 10$  м площади рабочих полостей  $S_1 = 75$  см<sup>2</sup>;  $S_2 = 7$  см<sup>2</sup>;  $S_3 = 60$  см<sup>3</sup>;  $S_4 = 10$  см<sup>2</sup>.

**2.28.** Определить давление развиваемое насосом  $p_1$  (рис.2.13, а). Если известно, что давление на выходе системы  $p_3 = 10$  кгс/см<sup>2</sup> и площади рабочих полостей  $S_1 = 60$  см<sup>2</sup>;  $S_2 = 20$  см<sup>2</sup>;  $S_3 = 110$  см<sup>2</sup>.

**2.29.** Определить давление на выходе системы  $p_3$  (рис.2.13, а). Если известно, что давление развиваемое насосом  $p_1 = 20$  кгс/см<sup>2</sup> и площади рабочих полостей  $S_1 = 60$  см<sup>2</sup>;  $S_2 = 20$  см<sup>2</sup>;  $S_3 = 110$  см<sup>2</sup>.

**2.30.** Определить массу груза  $m$  (рис.2.13, б). Если известно, что давление в штоковой полости гидроцилиндра  $p_1 = 12$  атм; усилие действующее на шток  $F = 500$  Н; площади рабочих полостей  $S_1 = 10$  см<sup>2</sup>;  $S_2 = 75$  см<sup>2</sup>;  $S_3 = 7$  см<sup>2</sup>.

**2.31.** Определить давление  $p_1$  в штоковой полости гидроцилиндра (рис.2.13, б). Если известно, что масса груза  $m = 100$  кг; усилие действующее на шток  $F = 60$  кН; площади рабочих полостей  $S_1 = 10$  см<sup>2</sup>;  $S_2 = 75$  см<sup>2</sup>;  $S_3 = 7$  см<sup>2</sup>.

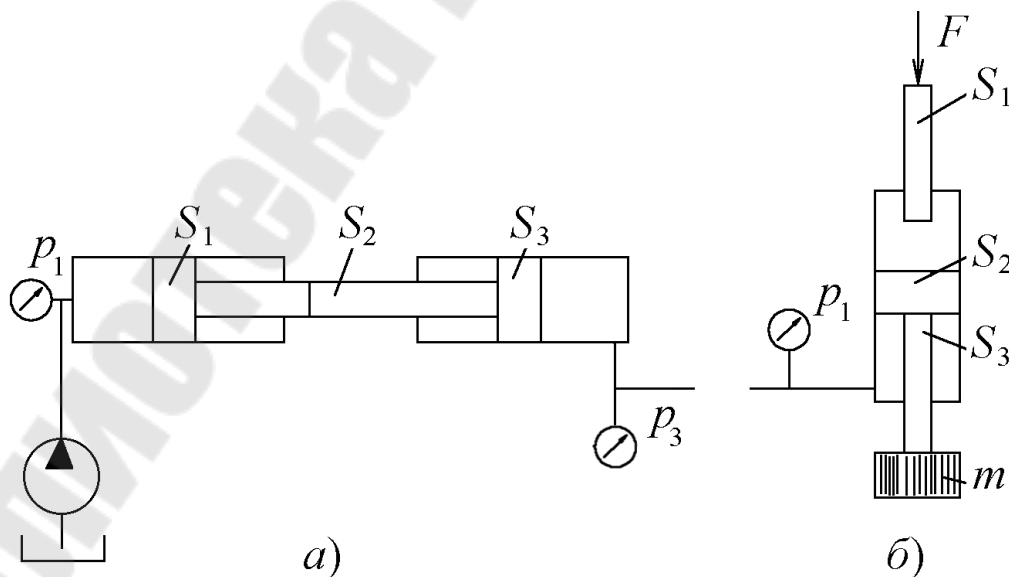


Рис. 2.13. – Схемы гидроприводов к задачам

**2.32.** Определить усилие, действующее на шток  $F$  (рис. 2.13, б). Если известно, что масса груза  $m = 100$  кг; давление в штоковой полости гидроцилиндра  $p_1 = 12$  атм; площади рабочих полостей  $S_1 = 10$  см<sup>2</sup>;  $S_2 = 75$  см<sup>2</sup>;  $S_3 = 7$  см<sup>2</sup>.

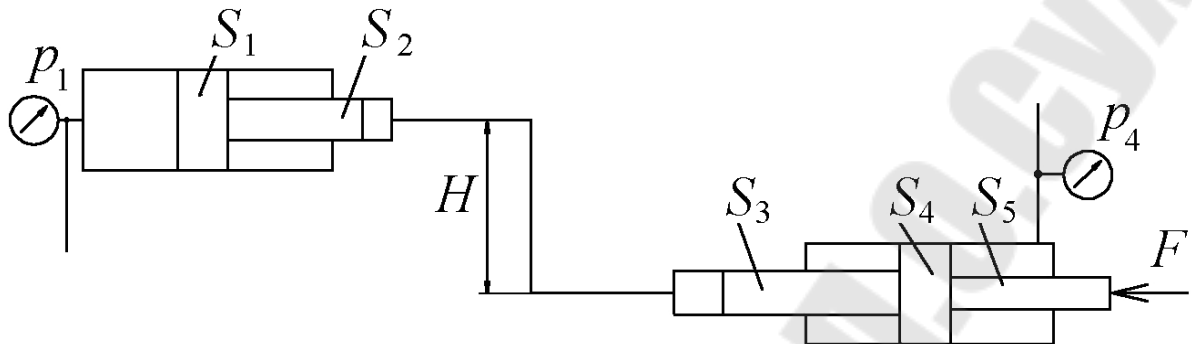


Рис. 2.14. Схема гидропривода к задачам

**2.33.** Определить силу, приложенную к штоку правого цилиндра  $F$  (рис.2.14). Если известно, что давление, подаваемое в поршневую полость левого цилиндра  $p_1 = 1$  атм; давление на выходе из системы  $p_4 = 5$  кгс/см<sup>2</sup>;  $H = 10$  м; и площадей  $S_1 = 160$  см<sup>2</sup>;  $S_2 = 80$  см<sup>2</sup>;  $S_3 = 60$  см<sup>2</sup>;  $S_4 = 120$  см<sup>2</sup>;  $S_5 = 20$  см<sup>2</sup>.

**2.34.** Определить давление  $p_1$ , подаваемое в поршневую полость левого цилиндра (рис.2.14). Если известно, что сила, приложенная к штоку правого цилиндра  $F = 20$  кН; давление на выходе из системы  $p_4 = 10$  кгс/см<sup>2</sup>;  $H = 5$  м; и площадей  $S_1 = 160$  см<sup>2</sup>;  $S_2 = 80$  см<sup>2</sup>;  $S_3 = 60$  см<sup>2</sup>;  $S_4 = 120$  см<sup>2</sup>;  $S_5 = 20$  см<sup>2</sup>.

**2.35.** Определить давление  $p_4$  на выходе из системы (рис.2.14). Если известно, что сила, приложенная к штоку правого цилиндра  $F = 10$  кН; давление, подаваемое в поршневую полость левого цилиндра  $p_1 = 10$  МПа;  $H = 10$  м; и площадей  $S_1 = 160$  см<sup>2</sup>;  $S_2 = 80$  см<sup>2</sup>;  $S_3 = 60$  см<sup>2</sup>;  $S_4 = 120$  см<sup>2</sup>;  $S_5 = 20$  см<sup>2</sup>.

**2.36.** Определить высоту  $H$  (рис.2.14). Если известно, что сила, приложенная к штоку правого цилиндра  $F = 10$  кН; давление, подаваемое в поршневую полость левого цилиндра  $p_1 = 10$  МПа; давление на выходе из системы  $p_4 = 10$  кгс/см<sup>2</sup>; и площадей  $S_1 = 160$  см<sup>2</sup>;  $S_2 = 80$  см<sup>2</sup>;  $S_3 = 60$  см<sup>2</sup>;  $S_4 = 120$  см<sup>2</sup>;  $S_5 = 20$  см<sup>2</sup>.

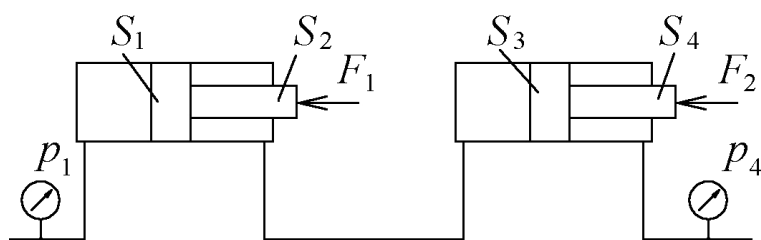


Рис. 2.15. – Схема гидропривода к задачам

**2.37.** Определить силу, приложенную к штоку правого цилиндра  $F_2$  (рис. 2.15). Если известно, что давление, подаваемое в поршневую полость левого цилиндра  $p_1 = 3$  МПа; давление на выходе из системы  $p_4 = 20$  кгс/см<sup>2</sup>; площадей  $S_1 = 60$  см<sup>2</sup>;  $S_2 = 17$  см<sup>2</sup>;  $S_3 = 70$  см<sup>2</sup>;  $S_4 = 10$  см<sup>2</sup> и усилие, приложенное к штоку левого гидроцилиндра  $F_1 = 1$  кН.

**2.38.** Определить силу, приложенную к штоку левого цилиндра  $F_1$  (рис. 2.15). Если известно, что давление, подаваемое в поршневую полость левого цилиндра  $p_1 = 40$  МПа; давление на выходе из системы  $p_4 = 300$  кгс/см<sup>2</sup>; площадей  $S_1 = 60$  см<sup>2</sup>;  $S_2 = 17$  см<sup>2</sup>;  $S_3 = 70$  см<sup>2</sup>;  $S_4 = 10$  см<sup>2</sup> и усилие, приложенное к штоку левого гидроцилиндра  $F_2 = 1$  кН.

**2.39.** Определить давление  $p_1$ , подаваемое в поршневую полость левого цилиндра (рис. 2.15). Если известно, что сила, приложенная к штоку правого цилиндра  $F_1 = 10$  кН; давление на выходе из системы  $p_4 = 200$  кгс/см<sup>2</sup>; площадей  $S_1 = 60$  см<sup>2</sup>;  $S_2 = 17$  см<sup>2</sup>;  $S_3 = 70$  см<sup>2</sup>;  $S_4 = 10$  см<sup>2</sup> и усилие, приложенное к штоку левого гидроцилиндра  $F_2 = 1$  кН.

**2.40.** Определить давление  $p_4$  на выходе из системы (рис. 2.15). Если известно, что сила, приложенная к штоку правого цилиндра  $F_1 = 10$  кН; давление, подаваемое в поршневую полость левого цилиндра  $p_1 = 500$  кгс/см<sup>2</sup>; площадей  $S_1 = 60$  см<sup>2</sup>;  $S_2 = 17$  см<sup>2</sup>;  $S_3 = 70$  см<sup>2</sup>;  $S_4 = 10$  см<sup>2</sup> и усилие, приложенное к штоку левого гидроцилиндра  $F_2 = 1$  кН.

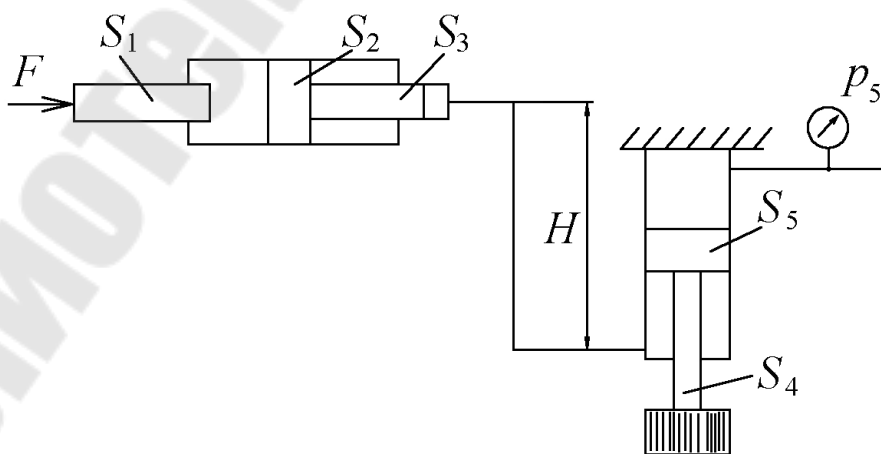


Рис. 2.16. Схема гидропривода к задачам

**2.41** Определить массу груза  $m$  (рис. 2.16). Если известно, что усилие, приложенное к штоку левого гидроцилиндра  $F = 10$  кН; давление в поршневой полости правого гидроцилиндра  $p_5 = 10$  МПа;  $H = 5$  м площади рабочих полостей  $S_1 = 10$  см<sup>2</sup>;  $S_2 = 75$  см<sup>2</sup>;  $S_3 = 12$  см<sup>2</sup>;  $S_4 = 8$  см<sup>2</sup>;  $S_5 = 60$  см<sup>2</sup>.

**2.42.** Определить усилие, приложенное к штоку левого гидроцилиндра  $F$  (рис. 2.16). Если известно, что масса груза  $m = 1000$  кг; давление в поршневой полости правого гидроцилиндра  $p_5 = 50$  кгс/см<sup>2</sup>;  $H = 10$  м площади рабочих полостей  $S_1 = 10$  см<sup>2</sup>;  $S_2 = 75$  см<sup>2</sup>;  $S_3 = 12$  см<sup>2</sup>;  $S_4 = 8$  см<sup>2</sup>;  $S_5 = 60$  см<sup>2</sup>.

**2.43.** Определить давление  $p_5$  в поршневой полости правого гидроцилиндра (рис. 2.16). Если известно, что масса груза  $m = 1000$  кг; усилие, приложенное к штоку левого гидроцилиндра  $F = 10$  кН;  $H = 10$  м площади рабочих полостей  $S_1 = 10$  см<sup>2</sup>;  $S_2 = 75$  см<sup>2</sup>;  $S_3 = 12$  см<sup>2</sup>;  $S_4 = 8$  см<sup>2</sup>;  $S_5 = 60$  см<sup>2</sup>.

**2.44.** Определить высоту  $H$  (рис. 2.16). Если известно, что усилие, приложенное к штоку левого гидроцилиндра  $F = 0,8$  кН; давление в поршневой полости правого гидроцилиндра  $p_5 = 10$  МПа; масса груза  $m = 1000$  кг; площади рабочих полостей  $S_1 = 10$  см<sup>2</sup>;  $S_2 = 75$  см<sup>2</sup>;  $S_3 = 12$  см<sup>2</sup>;  $S_4 = 8$  см<sup>2</sup>;  $S_5 = 60$  см<sup>2</sup>.

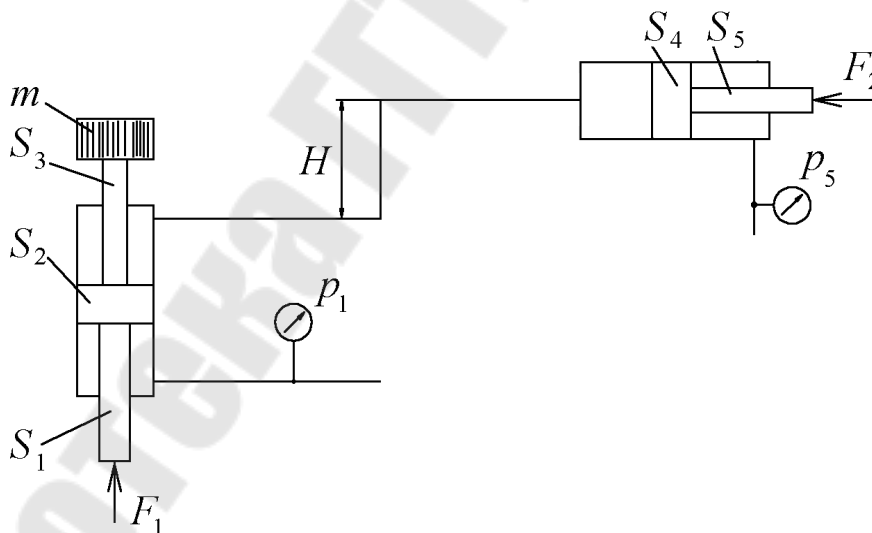


Рис. 2.17. Схема гидропривода к задачам

**2.45.** Определить давление  $p_5$  на выходе системы (рис. 2.17). Если известно, что сила, приложенная к штоку правого цилиндра  $F_2 = 10$  кН; сила, приложенная к штоку левого цилиндра  $F_1 = 20$  кН; давление подаваемое в штоковую полость левого цилиндра  $p_1 = 0,4$  МПа;  $H = 2$

м; масса груза  $m = 100$  кг; площади рабочих полостей  $S_1 = 20$  см<sup>2</sup>;  $S_2 = 80$  см<sup>2</sup>;  $S_3 = 12$  см<sup>2</sup>;  $S_4 = 120$  см<sup>2</sup>;  $S_5 = 20$  см<sup>2</sup>.

**2.46.** Определить давление  $p_1$  на входе в систему (рис. 2.17). Если известно, что сила, приложенная к штоку правого цилиндра  $F_2 = 20$  кН; сила, приложенная к штоку левого цилиндра  $F_1 = 10$  кН; давление на выходе из системы  $p_5 = 10$  атм;  $H = 5$  м; масса груза  $m = 200$  кг; площади рабочих полостей  $S_1 = 20$  см<sup>2</sup>;  $S_2 = 80$  см<sup>2</sup>;  $S_3 = 12$  см<sup>2</sup>;  $S_4 = 120$  см<sup>2</sup>;  $S_5 = 20$  см<sup>2</sup>.

**2.47.** Определить массу груза  $m$  (рис. 2.17). Если известно, что сила, приложенная к штоку правого цилиндра  $F_2 = 20$  кН; сила, приложенная к штоку левого цилиндра  $F_1 = 10$  кН; давление на выходе из системы  $p_5 = 10$  атм; давление на входе в систему  $p_1 = 40$  кгс/см<sup>2</sup>;  $H = 4$  м; площади рабочих полостей  $S_1 = 20$  см<sup>2</sup>;  $S_2 = 80$  см<sup>2</sup>;  $S_3 = 12$  см<sup>2</sup>;  $S_4 = 120$  см<sup>2</sup>;  $S_5 = 20$  см<sup>2</sup>.

**2.48.** Определить высоту  $H$  (рис. 2.17). Если известно, что сила, приложенная к штоку правого цилиндра  $F_2 = 10$  кН; сила, приложенная к штоку левого цилиндра  $F_1 = 20$  кН; давление на выходе из системы  $p_5 = 15$  атм; давление на входе в систему  $p_1 = 3$  кгс/см<sup>2</sup>; масса груза  $m = 100$  кг; площади рабочих полостей  $S_1 = 20$  см<sup>2</sup>;  $S_2 = 80$  см<sup>2</sup>;  $S_3 = 12$  см<sup>2</sup>;  $S_4 = 120$  см<sup>2</sup>;  $S_5 = 20$  см<sup>2</sup>.

**2.49.** Определить силу  $F_2$ , приложенную к штоку правого цилиндра (рис. 2.17). Если известно, что сила, приложенная к штоку левого цилиндра  $F_1 = 20$  кН;  $H = 10$  м; давление на выходе из системы  $p_5 = 10$  кгс/см<sup>2</sup>, давление на входе в систему  $p_1 = 3$  кгс/см<sup>2</sup>; масса груза  $m = 100$  кг; площади рабочих полостей  $S_1 = 20$  см<sup>2</sup>;  $S_2 = 80$  см<sup>2</sup>;  $S_3 = 12$  см<sup>2</sup>;  $S_4 = 120$  см<sup>2</sup>;  $S_5 = 20$  см<sup>2</sup>.

**2.50.** Определить силу  $F_1$ , приложенную к штоку левого цилиндра (рис. 2.17). Если известно, что сила, приложенная к штоку правого цилиндра  $F_2 = 30$  кН;  $H = 8$  м; давление на выходе из системы  $p_5 = 10$  кгс/см<sup>2</sup>, давление на входе в систему  $p_1 = 3$  кгс/см<sup>2</sup>; масса груза  $m = 100$  кг; площади рабочих полостей  $S_1 = 20$  см<sup>2</sup>;  $S_2 = 80$  см<sup>2</sup>;  $S_3 = 12$  см<sup>2</sup>;  $S_4 = 120$  см<sup>2</sup>;  $S_5 = 20$  см<sup>2</sup>.

### 3. Типовые расчеты объемного гидропривода

**Объемным гидроприводом** называется привод, в состав которого входит гидравлический механизм, в котором рабочая среда (жидкость) находится под давлением, с одним или более объемными гидродвигателями. Простейший объемный гидропривод, как правило, включает в себя насос, гидродвигатель (гидроцилиндр или гидромотор), гидроаппаратуру (гидроклапаны, гидродроссели, гидрораспределители), соединенные гидролиниями, и вспомогательные устройства (фильтры, баки, теплообменники и др). По характеру движения выходного звена различают объемные гидроприводы вращательного (рис. 3.1, а), поступательного (рис. 3.1, б) и поворотного (рис. 3.1, в) движения [11 - 15].

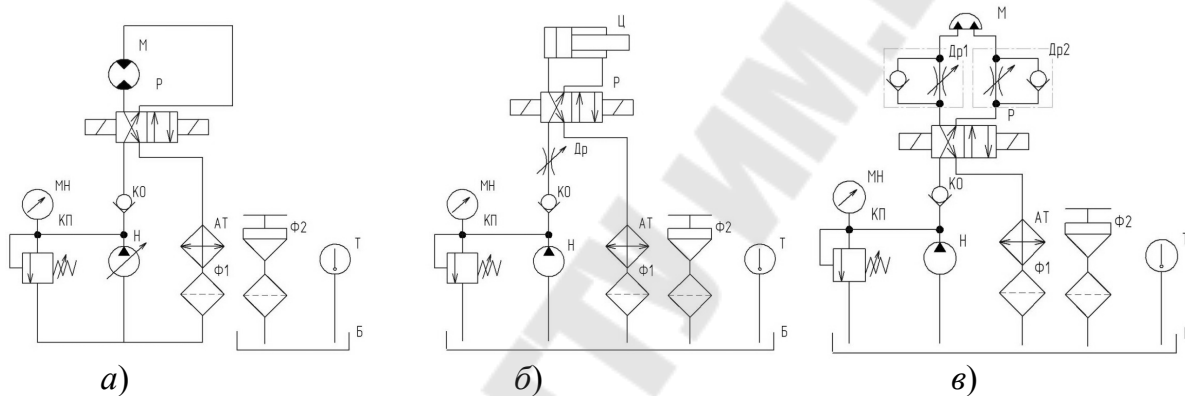


Рис. 3.1. Схемы объемных гидроприводов

Цель практически любого расчета объемного гидропривода – это определение его КПД. КПД гидропривода определяет эффективность использования и преобразования энергии.

Общий (полный) КПД гидропривода определяется как отношение полезной мощности  $N_{\text{п}}$  (мощности гидродвигателя) к затраченной мощности  $N$  (мощность, потребляемая насосом):

$$\eta_{\text{общ.пр}} = \frac{N_{\text{п}}}{N} \cdot 100, \%$$

Полезная мощность гидромотора определяется по формуле:

$$N_{\text{п}} = M_{\text{кр}} \cdot \omega = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot M_{\text{кр}}, \text{ Вт.}$$

где  $\omega = \pi \cdot n_{\text{м}} / 30$  – угловая скорость вала гидромотора.

Полезная мощность гидроцилиндра определяется по формуле

$$N_{\text{п}} = F \cdot v_{\text{п}} \text{ Вт.}$$

Затрачиваемая мощность может определяться по фактическим параметрам насоса:



$$N = \frac{Q_n \cdot P_n}{\eta_n}, \text{ Вт},$$

где  $\eta_n$  – общий КПД насоса, принимается по его техническим характеристикам;

$P_n = \Delta p_{ГД} + \Delta p$  - фактическое давление насоса определяется как сумма перепада давления на гидродвигателе и потерь давления.

Перепад давления на гидромоторе определяется по формуле:

$$\Delta p_{ГМ} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{кр}}{V_{0ГМ} \cdot \eta_{мех}^{ГМ}} \text{ МПа},$$

где  $M_{кр}$  – крутящий момент на валу гидромотора, Н·м;

$V_{0ГМ}$  – рабочий объем гидромотора, м<sup>3</sup>;

$\eta_{мех}^{ГМ}$  – механический КПД гидромотора.

Перепад давления на гидроцилиндре определяется по формуле:

$$\Delta p_{ГЦ} = \frac{F}{S \cdot \eta_{мех}^{Ц}} \text{ МПа},$$

где  $F$  – нагрузка (сила), приложенная к штоку гидроцилиндра, Н;

$S$  – площадь рабочей камеры, м<sup>2</sup>;

$\eta_{мех}^{Ц}$  – механический КПД гидроцилиндра;

Подача насоса равна расходу гидродвигателя:

$$Q_n = Q_{ГД}.$$

Расход гидромотора определяется по формуле:

$$Q_{ГМ} = \frac{V_{0ГМ} \cdot n}{\eta_{об.ГМ}}, \text{ м}^3/\text{с (л/мин)},$$

где  $n$  – частота вращения вала гидромотора, об/с;

$\eta_{об.ГМ}$  – объемный КПД гидромотора.

Определяем расход рабочей жидкости при рабочем ходе выходного звена гидроцилиндра (при поршневой рабочей полости):

$$Q_{ГЦ} = v_p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot \eta_{об.ГЦ}}, \text{ м}^3/\text{с (л/мин)};$$

где  $v_p$  – скорость движения поршня, м/с;

$\eta_{об.ГЦ}$  – объемный КПД гидроцилиндра.

При штоковой рабочей полости расход равен:

$$Q_{\text{ГЦ}} = v_{\text{п}} \cdot \frac{\pi \cdot (D_{\text{п}}^2 - d_{\text{шт}}^2)}{4 \cdot \eta_{\text{об.ГЦ}}}, \text{ м}^3/\text{с (л/мин)};$$

где  $v_{\text{п}}$  – скорость движения поршня, м/с;

$\eta_{\text{об.ГЦ}}$  – объемный КПД гидроцилиндра.

Потери давления в гидроприводе в общем случае определяются как сумма потерь на трение, на местных сопротивлениях и на гидроаппаратах (обычно заданы или определяются по техническим характеристикам гидроаппаратов).

Потери давления на трение по длине трубопровода определяются по формуле:

$$\Delta P_{\text{три}} = \frac{\lambda \cdot l \cdot v^2 \cdot \rho}{2 \cdot d}, \text{ Па},$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения;

$l$  – длина трубопровода, м;

$v$  – скорость движения жидкости в трубопроводе, м/с;

$\rho$  – плотность рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

Коэффициент гидравлического трения  $\lambda$  определяется в зависимости от режима течения жидкости следующим образом:

– при ламинарном режиме течения рабочей жидкости  $Re < 2320$ :

$$\lambda = \frac{64}{Re};$$

– при турбулентном течении рабочей жидкости  $2320 < Re$ :

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}.$$

Скорость движения жидкости в трубопроводе определяется в общем случае по расходу в гидролинии по формуле:

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2}, \text{ м/с}.$$

Режим течения жидкости определяется по числу Рейнольдса:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu},$$

где  $d$  – диаметр трубопровода, м;

$\nu$  – кинематический коэффициент вязкости жидкости, м<sup>2</sup>/с.

При ламинарном режиме движения жидкости потери напора или давления в трубопроводе при отсутствии местных сопротивлений можно определить по формуле Пуазейля:

$$\Delta h_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} = \frac{128 \cdot v \cdot l \cdot Q}{\pi \cdot g \cdot d^4} \text{ или } \Delta p_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2 \cdot \rho}{2} = \frac{128 \cdot v \cdot l \cdot Q \cdot \rho}{\pi \cdot d^4}.$$

Потери давления на местных сопротивлениях определяются по формуле:

$$\Delta p_{\text{мс}} = \zeta \cdot \frac{v^2 \cdot \rho}{2}, \text{ Па,}$$

где  $\zeta$  – коэффициент местного сопротивления, значение которого постоянно для данной формы местного сопротивления.

При работе различных машин возникает необходимость изменять скорость движения их рабочих органов, что делает целесообразным применение гидропривода с управлением, которое может осуществляться тремя способами: дроссельным (рис. 3.1, б), машинным (объемным) (рис. 3.1, а), а также их комбинацией. При дроссельном управлении часть жидкости, подаваемой насосом, отводится в сливную линию и не совершает полезной работы. В гидроприводе с машинным управлением изменение скорости выходного звена осуществляется изменением рабочего объема насоса или гидромотора.

При последовательном включении дросселя (рис. 3.1, б) предусматривается переливной клапан, который поддерживает в нагнетательном трубопроводе постоянное давление путем непрерывного слива рабочей жидкости. В этом случае расход жидкости, поступающей в гидроцилиндр, равен расходу жидкости через дроссель:

$$Q = Q_{\text{др}} = \mu \cdot S_{\text{др}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_1 - p_2)},$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода;

$S_{\text{др}}$  – площадь проходного отверстия дросселя;

$p_1$  и  $p_2$  – давление соответственно перед дросселем и за ним.

Давление за дросселем  $p_2$  (без учета потерь) можно определить по формуле:

$$p_2 = F / S_{\text{п}},$$

где  $F$  – усилие на штоке гидроцилиндра;

$S_{\text{п}}$  – площадь поршневой полости.

Следовательно, средняя скорость перемещения поршня гидроцилиндра определится по формуле:

$$v_{\text{п}} = \frac{Q}{S_{\text{п}}} = \mu \cdot \frac{S_{\text{др}}}{S_{\text{п}}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \left( p_1 - \frac{F}{S_{\text{п}}} \right)}.$$

Возможна также последовательная установка дросселя на выходе после гидродвигателя. Давление  $p_1$  в нагнетательной гидролинии поддерживается постоянным с помощью переливного клапана. Скорость поршня в этом случае равна:

$$v_{\text{п}} = \frac{Q}{S_{\text{п}}} = \mu \cdot \frac{S_{\text{Др}}}{S_{\text{п}}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \left( p_1 \pm \frac{F}{S_{\text{п}}} \right)}.$$

Машинное управление гидроприводом характерно тем, что изменение скорости выходного звена достигается изменением рабочего объема насоса, либо гидродвигателя, либо одновременно изменением рабочего объема того и другого. В этом случае при отсутствии утечек справедливы соотношения:

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{м}}; V_{0\text{н}} \cdot n_{\text{н}} = V_{0\text{м}} \cdot n_{\text{м}},$$

где  $Q_{\text{н}}$  – подача насоса;

$Q_{\text{м}}$  – расход через гидромотор;

$V_{0\text{н}}$  и  $V_{0\text{м}}$  – рабочие объемы насоса и гидромотора;

$n_{\text{н}}$  и  $n_{\text{м}}$  – частоты вращения насоса и гидромотора.

### Задачи для самостоятельного решения.

**3.1.** Определить силу  $F_{\text{н}}$  (рис. 3.2) (табл. 3.1), которую необходимо приложить к поршню диаметром  $D_{\text{н}} = 80$  мм, чтобы обеспечить перемещение поршня в гидроцилиндре со скоростью  $v_{\text{пц}} = 6$  см/с. Диаметр гидроцилиндра  $D_{\text{ц}} = 80$  мм; внешнее усилие  $F_{\text{ц}}$ . Длина трубопровода  $l = 30$  м, диаметр  $d = 10$  мм. На трубопроводе установлен дроссель, коэффициент гидравлического сопротивления которого  $\zeta_{\text{Др}} = 3$ . Коэффициент вязкости жидкости  $\nu = 6$  сСт; плотность  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>. Трубопровод считать гидравлически гладким.

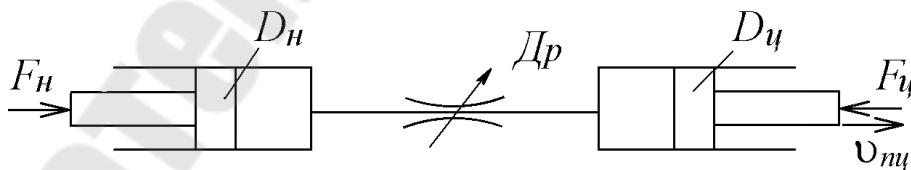


Рис. 3.2. Схема гидропривода к задаче 3.1

Таблица 3.1

Исходные данные к задаче 3.1

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F_{\text{ц}}, \text{кН}$	1,0	1,2	1,5	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,2

**3.2.** Определить подачу насоса  $Q_n$  и давление нагнетания  $P_n$ , чтобы обеспечить перемещение поршня в гидроцилиндре (рис. 3.3) со скоростью  $v_{пщ} = 20$  см/с. Диаметр гидроцилиндра  $D_{ц} = 100$  мм; внешнее усилие  $F_{ц}$ . (табл. 3.2). Длина трубопровода  $l = 100$  м, диаметр  $d = 20$  мм. Параметры рабочей жидкости: коэффициент вязкости жидкости  $\nu = 10$  сСт; плотность  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>. Коэффициент гидравлического трения трубопровода  $\lambda = 0,03$ . Определить режим движения жидкости в трубопроводе.

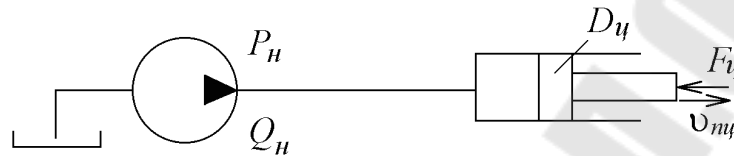


Рис. 3.3. Схема гидропривода к задаче 3.2

Таблица 3.2

Исходные данные к задаче 3.2

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F_{ц}, \text{кН}$	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,2	1,5	1,8	2,0

**3.3.** Рабочая жидкость (коэффициент вязкости жидкости  $\nu = 30$  сСт; плотность  $\rho = 800$  кг/м<sup>3</sup>) поступает в гидроцилиндр по трубопроводу длиной  $l$  (табл. 3.3) с внутренним диаметром  $d = 10$  мм. Подача жидкости  $Q = 0,45$  л/с. Определить потери давления в трубопроводе. Как изменятся потери давления в трубопроводе при нагревании жидкости, когда ее вязкость станет равной  $\nu = 10$  сСт. Трубопровод считать гидравлически гладким.

Таблица 3.3

Исходные данные к задаче 3.3

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l, \text{м}$	2	5	8	10	15	18	20	22	25	30

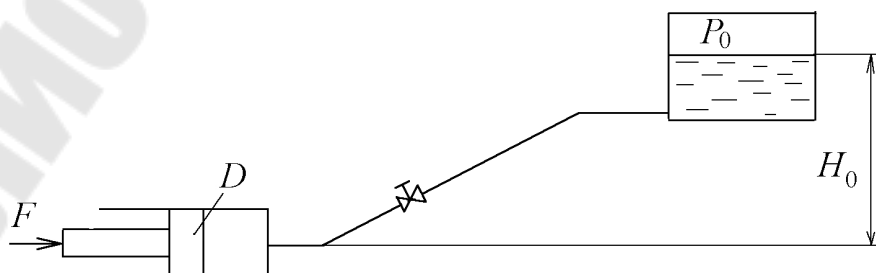


Рис. 3.4. Схема к задаче 3.4

**3.4.** Определить силу  $F$  (рис. 3.4), которую нужно приложить к поршню насоса диаметром  $D$ , чтобы подавать в бак постоянный расход масла  $Q$  (коэффициент вязкости жидкости  $\nu = 0,1$  Ст; плотность  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>). Высота подъема жидкости  $H_0$  (табл. 3.4). Избыточное давление в напорном баке  $p_0 = 0,15$  МПа. Длина трубопровода  $l = 50$  м, диаметр  $d = 50$  мм. Абсолютная шероховатость трубопровода  $\Delta = 0,05$  мм. Коэффициент сопротивления вентиля  $\zeta = 0,6$ .

Таблица 3.4

Исходные данные к задаче 3.4

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$D$ , мм	60	70	80	90	100	120	140	160	180	200
$Q$ , л/с	5	7	10	10	12	14	18	24	28	32
$H_0$ , м	25	20	20	18	16	14	10	14	16	18

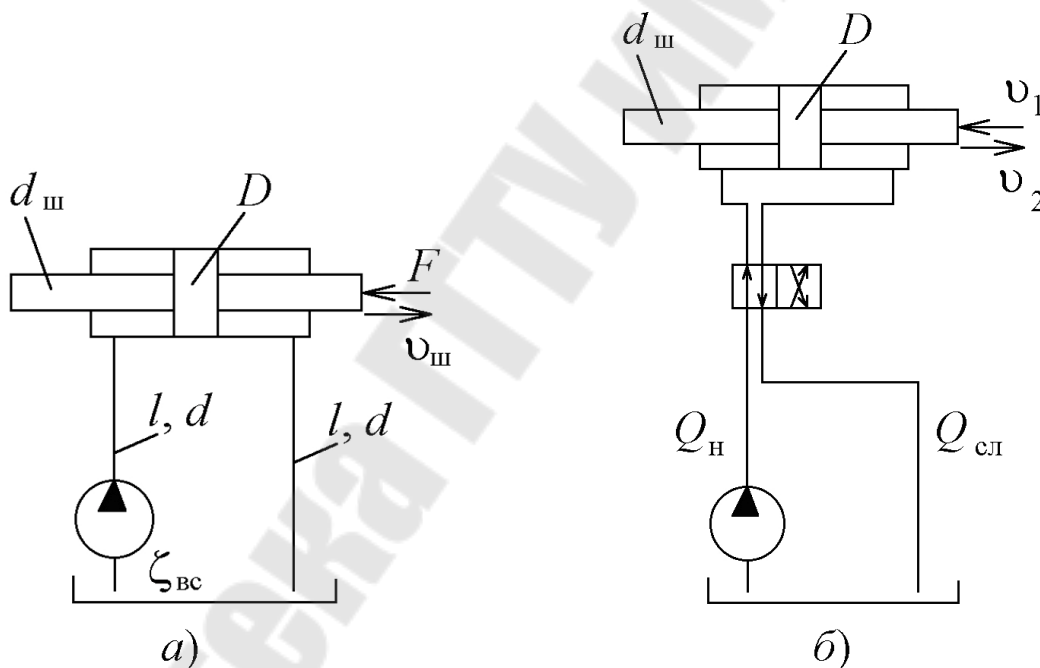


Рис. 3.5. Схемы гидроприводов к задачам

**3.5.** Определить подачу насоса и давление в его выходном сечении при заданной силовой нагрузке гидроцилиндра  $F$  и его скорости штока  $v_{шц} = 0,15$  м/с (рис. 3.5, а). Какую мощность насос передает маслу, если коэффициент сопротивления всасывающего патрубка  $\zeta_{вс} = 1,2$ . Коэффициент вязкости жидкости  $\nu = 10$  сСт; плотность  $\rho = 880$  кг/м<sup>3</sup>. Диаметр соединительных трубок  $d = 1,4$  см, их длина  $l = 10$  м; диаметр штока  $d_{ш} = 0,3 \cdot D$ ;  $D$  – диаметр поршня (табл. 3.5).

Таблица 3.5

Исходные данные к задаче 3.5

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F$ , кН	15	6	10	4	5	8	10	12	17	20
$D$ , мм	60	50	40	32	25	36	45	55	70	80

**3.6.** По горизонтальному трубопроводу длиной  $L$  (табл. 3.6) перекачивается нефть (коэффициент вязкости жидкости  $\nu = 0,2$  Ст; плотность  $\rho = 800$  кг/м<sup>3</sup>). Массовый расход  $Q_m$ . Падение давления в трубопроводе не должно превышать  $\Delta p = 2$  МПа. Абсолютная шероховатость трубопровода  $\Delta = 0,1$  мм. Определить диаметр трубы.

Таблица 3.6

Исходные данные к задаче 3.6

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$L$ , км	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
$M$ , т/час	300	280	260	240	220	200	180	160	140	120

**3.7.** Определить скорость перемещения штока гидроцилиндра (выдвижения и движения во внутрь), если подача насоса  $Q_n$ , (табл. 3.7) определить расходы жидкости идущей на слив из гидроцилиндра при выдвижении штока и движения его во внутрь (рис. 3.5, б). Диаметр поршня  $D = 100$  мм, диаметр штока  $d_{ш} = 60$  мм.

Таблица 3.7

Исходные данные к задаче 3.7

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$Q_n$ , л/мин	20	30	40	50	60	70	80	100	120	150

**3.8.** Напорная гидролиния объемного гидропривода имеет длину  $l = 4,8$  м, диаметр  $d = 20$  мм, сливная –  $l_1 = 3,5$  м, диаметр  $d_1 = 32$  мм (рис. 3.6, а), подача насоса  $Q$ , (табл. 3.8) рабочая жидкость – масло индустриальное ИС-30 ( $\rho = 890$  кг/м<sup>3</sup>).

Пренебрегая утечками жидкости в гидроаппаратуре, построить график зависимости потерь давления в обеих гидролиниях от температуры рабочей жидкости. В расчетах учесть местные сопротивления колен  $\zeta_k = 0,5$ ; распределителя  $\zeta_p = 2$  и фильтра  $\zeta_\phi = 12$ .

Таблица 3.8

Исходные данные к задаче 3.8

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$Q_n$ , л/мин	40	63	52	81	76	49	45	56	74	96

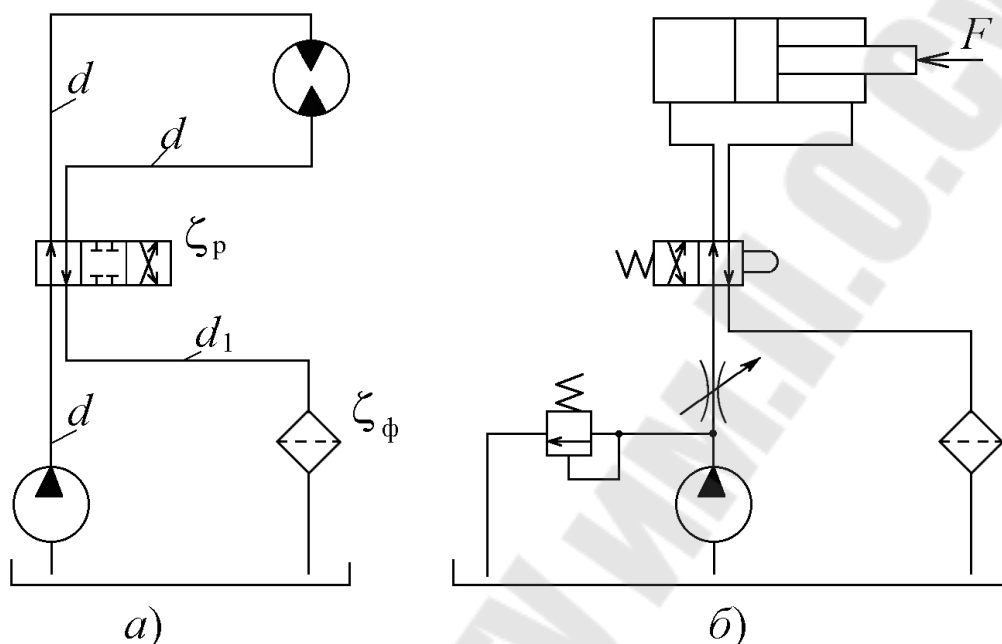


Рис. 3.6. Схемы гидроприводов к задачам

**3.9.** Скорость движения поршня гидроцилиндра регулируется с помощью дросселя (рис. 3.6, б), проходное сечение которого в данный момент равно  $S = 40 \text{ мм}^2$ , а коэффициент расхода  $\mu = 0,65$ . Диаметр поршня  $D = 80 \text{ мм}$ , его ход  $h = 360 \text{ мм}$ . Определить время движения поршня, если усилие на штоке  $F$  (табл. 3.3), давление перед дросселем  $p_1 = 1,3 \text{ МПа}$ . Жидкость – масло АМГ-10 ( $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$ ). Потерями давления в гидрوليнии между дросселем и гидроцилиндром пренебречь.

Таблица 3.9

Исходные данные к задаче 3.9

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F$ , кН	2,5	2,8	3,0	3,2	3,5	3,8	4,0	4,2	4,5	4,8

**3.10.** Жидкость ( $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ ) через дроссель подается в поршневую полость гидроцилиндра диаметром  $D = 100 \text{ мм}$ . Определить давление жидкости перед дросселем, при котором поршень будет перемещаться со скоростью  $v_{\text{пц}} = 5 \text{ см/с}$ , если усилие на штоке  $F$  (табл.



3.10), проходное сечение дросселя  $S_{др} = 8 \text{ мм}^2$ , а коэффициент расхода  $\mu = 0,66$  (рис. 3.6, б). Объемный КПД гидроцилиндра  $\eta_o = 0,98$ . Трением поршня в гидроцилиндре и давлением в штоковой полости пренебречь.

Таблица 3.10

Исходные данные к задаче 3.10

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F$ , кН	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,2	3,5	3,8	4,0

**3.11.** В гидроприводе с машинным управлением (рис. 3.7, а) применен регулируемый аксиально-поршневой насос, характеризующийся следующими параметрами: количество поршней  $z = 7$ , диаметры поршней  $d = 15 \text{ мм}$ , диаметр окружности цилиндров  $D = 40 \text{ мм}$  (табл. 3.11), частота вращения  $n = 960 \text{ об/мин}$ , угол наклона диска  $\gamma = 0 \dots 30^\circ$ .

Построить график изменения скорости перемещения поршня гидроцилиндра в зависимости от угла  $\gamma$ , если диаметр гидроцилиндра  $D_1$ , диаметр штока  $d_{шт}$ . Утечками жидкости пренебречь.

Таблица 3.11

Исходные данные к задаче 3.11

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$D_1$ , мм	40	50	63	63	80	80	100	100	110	125
$d_{шт}$ , мм	18	22	28	40	36	50	45	63	50	56

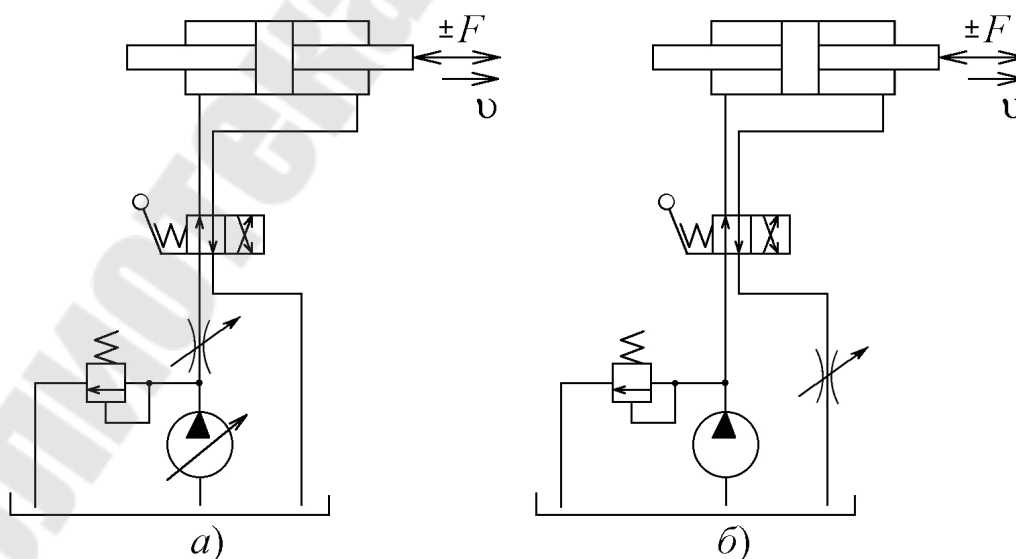


Рис. 3.7. Схемы гидроприводов к задачам

**3.12.** Определить КПД объемного гидропривода (рис. 3.8, а), насос которого развивает давление  $p_n = 9,5$  МПа при подаче  $Q_n = 1,2$  л/с и КПД  $\eta = 0,80$ ; а аксиально-поршневой мотор имеет следующие параметры: частота вращения  $n = 1100$  об/мин, диаметры цилиндров  $d = 16$  мм, количество цилиндров  $z = 12$ , диаметр окружности центров цилиндров  $D = 82$  мм, угол наклона диска  $\gamma = 20^\circ$ , механический КПД  $\eta_{гм} = 0,85$ . Напорная гидролиния имеет длину  $l_n$ , диаметр  $d_n = 21$  мм, сливная –  $l_c$ , (табл. 3.12) диаметр  $d_c = 33$  мм. Жидкость – масло промышленное ИС-30 при температуре  $50^\circ$  С ( $\rho = 890$  кг/м<sup>3</sup>). Потери давления на местных сопротивлениях принять равными 90% от потерь на трение.

Таблица 3.12

Исходные данные к задаче 3.12

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_n$ , м	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0	8,5	9,0	9,5	10,0	10,5
$l_c$ , м	9,0	9,5	10,0	10,5	11,0	11,5	12,0	12,5	13,0	13,5

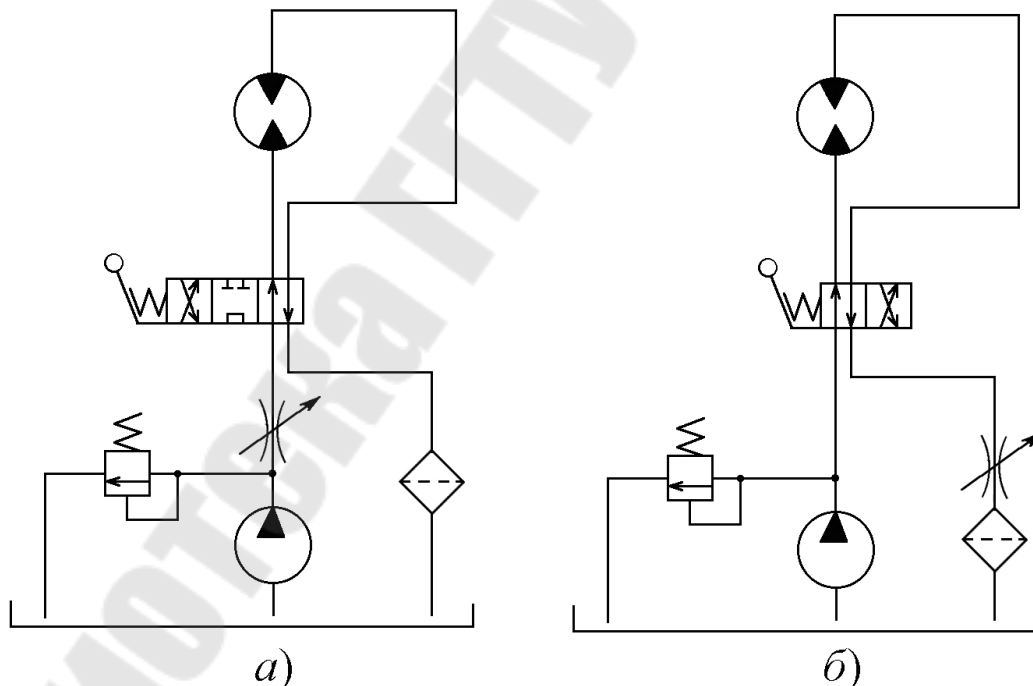


Рис. 3.8. – Схемы гидроприводов к задачам

**3.13.** Определить мощность и КПД объемного гидропривода поступательного движения (рис. 3.6, б), если гидроцилиндр имеет диаметр  $D$ , (табл. 3.13) механический КПД гидроцилиндра  $\eta_m = 0,96$ , объемный КПД гидроцилиндра  $\eta_o = 0,99$ . Насос имеет подачу  $Q_n = 1,1$  л/с,

КПД  $\eta = 0,85$  и развивает давление  $p_n = 1,6$  МПа. Напорная гидролиния имеет длину  $l_n = 6$  м, диаметр  $d_n = 19,2$  мм; сливная –  $l_c = 10$  м, диаметр  $d_c = 24$  мм; всасывающая –  $l_{вс} = 2$  м, диаметр  $d_{вс} = 39$  мм. Жидкость – масло турбинное Т-30 при температуре  $50^\circ\text{C}$  ( $\rho = 890$  кг/м<sup>3</sup>).

Таблица 3.13

Исходные данные к задаче 3.13

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$D$ , мм	80	100	110	125	140	160	180	200	220	250

**3.14.** Регулирование скорости вращения вала гидромотора осуществляется дросселем, установленным последовательно в напорной гидролинии (рис. 3.8, а). Определить минимальную частоту вращения вала гидромотора из условия допустимой потери мощности в гидроклапане  $N_{кл}$ , (табл. 3.14) установленном параллельно насосу, если давление нагнетания насоса  $p_n = 6,3$  МПа, его подача  $Q_n = 30$  л/мин, рабочий объем гидромотора  $V_0 = 22,8$  см<sup>3</sup>, его объемный КПД  $\eta_o = 0,95$ .

Таблица 3.14

Исходные данные к задаче 3.14

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$N_{кл}$ , кВт	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	2,0

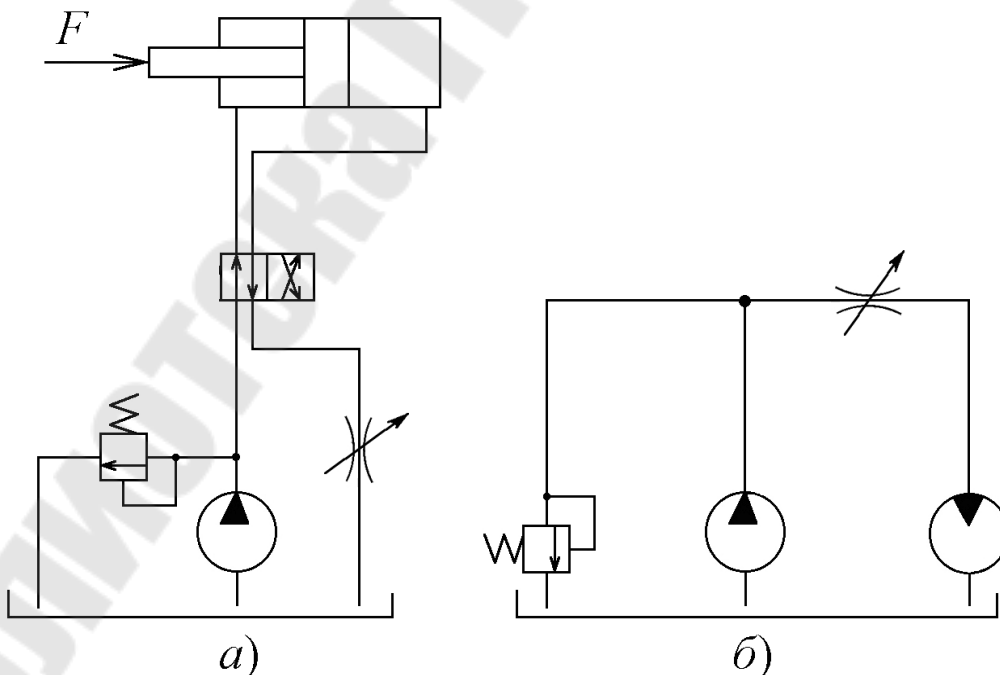


Рис. 3.9. –Схемы гидроприводов к задачам

**3.15.** Насос, работающий в составе объемного гидропривода вращательного движения (рис. 3.9, а), имеет подачу  $Q_H$  (табл. 3.15) и давление  $p_H = 4,23$  МПа. Определить частоту вращения вала гидромотора с рабочим объемом  $V_0 = 46$  см<sup>3</sup> и КПД гидропривода, если крутящий момент на валу гидромотора  $M = 30$  Н·м; объемные КПД насоса и гидромотора равны  $\eta_{оН} = 0,96$ ,  $\eta_{оМ} = 0,95$ ; механические КПД насоса и гидромотора равны  $\eta_{мН} = 0,98$ ,  $\eta_{мМ} = 0,97$ ; потери давления в гидролиниях и гидроаппаратах  $\Delta p = 54$  кПа.

Таблица 3.15

Исходные данные к задаче № 3.15

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$Q_H$ , л/мин	5,8	9,7	12,7	15	19,4	27,9	33	35,7	36,9	53,8

**3.16.** В объемном гидроприводе вращательного движения с дроссельным управлением, гидродроссель установлен на выходе (рис. 3.8, б). Частота вращения гидромотора  $n = 1600$  об/мин, момент на валу  $M$ , рабочий объем  $V_{оМ}$ , механический КПД  $\eta_{мМ}$ , объемный –  $\eta_{оМ}$  (табл. 3.16) Потери давления в золотниковом гидрораспределителе  $\Delta p_p = 0,2$  МПа; дросселе  $\Delta p_{др} = 0,5$  МПа; фильтре  $\Delta p_{ф} = 0,1$  МПа. Потери давления в трубопроводах составляют 5 % перепада давления в гидромоторе. Подача насоса на 10 % больше расхода гидромотора, КПД насоса  $\eta = 0,88$ . Определить КПД гидропривода.

Таблица 3.16

Исходные данные к задаче 3.16

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$M$ , Н·м	22	44	115	179	370	600	940	1500	2380	3780
$V_{оМ}$ , см <sup>3</sup>	16	32	80	125	100	160	250	400	630	1000
$\eta_{мМ}/\eta_{оМ}$	0,9/0,94	0,9/0,98	0,92/0,98	0,92/0,98	0,95/0,95					

**3.17.** Определить мощность, потребляемую насосом объемного гидропривода с дроссельным регулированием (рис. 3.9, а), потери мощности из-за слива масла через клапан и КПД гидропривода, если усилие на штоке гидроцилиндра  $F$  (табл. 3.17), потери давления в напорной линии при движении поршня вправо  $\Delta p_{п} = 0,2$  МПа, расход масла через клапан  $Q_{кл} = 1,55$  л/мин, механический и объемный КПД гидроцилиндра  $\eta_m = 0,97$ ,  $\eta_o = 1$ ; КПД насоса  $\eta_H = 0,80$ . Диаметр поршня  $D = 125$  мм, диаметр штока  $d = 63$  мм. Дроссель настроен на

пропуск расхода  $Q_{др} = 12$  л/мин. Утечками масла в гидроаппаратуре пренебречь.

Таблица 3.17

Исходные данные к задаче 3.17

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F$ , кН	20	30	41	50	55	60	63	70	74	81

**3.18.** Насос объемного гидропривода с дроссельным регулированием (рис. 3.9, б) развивает давление  $p_n = 10$  МПа (табл. 3.18) и постоянную подачу, при которой максимальная частота вращения вала гидромотора  $n = 2200$  об/мин. Определить потери мощности из-за слива рабочей жидкости через клапан при частоте вращения вала гидромотора  $n_1 = 1500$  об/мин, если рабочий объем гидромотора  $V_0 = 20$  см<sup>3</sup>, а его объемный КПД  $\eta_o = 0,97$ .

Таблица 3.18

Исходные данные к задаче 3.18

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$p_n$ , МПа	5	6,3	10	12,5	14	16	18	20	21	25

**3.19.** Насос объемного гидропривода (рис. 3.10, а), развивает давление  $p_n = 7,5$  МПа и постоянную подачу  $Q_n = 50$  л/мин. Поршни гидроцилиндров ( $D = 160$  мм,  $d = 80$  мм) перемещаются вверх с одинаковой скоростью.

Определить скорость движения поршней и потери из-за слива через гидроклапан, если гидродроссель настроен на пропуск расхода  $Q_{др}$  (табл. 3.19), а объемные КПД гидроцилиндров  $\eta_o = 0,99$ . Утечками масла в гидроаппаратуре пренебречь.

Таблица 3.19

Исходные данные к задаче 3.19

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$Q_{др}$ , л/мин	7,2	8,1	9,4	10,6	11,3	12,5	13,7	14,9	15,8	16,0

**3.20.** Вал гидромотора 1 с рабочим объемом  $V_{01} = 25$  см<sup>3</sup> вращается с частотой  $n_1 = 800$  об/мин. Определить частоту вращения вала гидромотора 2 (рис. 3.10, б) с рабочим объемом  $V_{02} = 32$  см<sup>3</sup>, если подача насоса  $Q_n = 42$  л/мин, утечки масла в гидроаппаратуре  $q = 5$  см<sup>3</sup>/с (табл. 3.20), а объемные КПД обоих гидромоторов  $\eta_o = 0,98$ .

## Исходные данные к задаче 3.20

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$q_3$ см <sup>3</sup> /с	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12

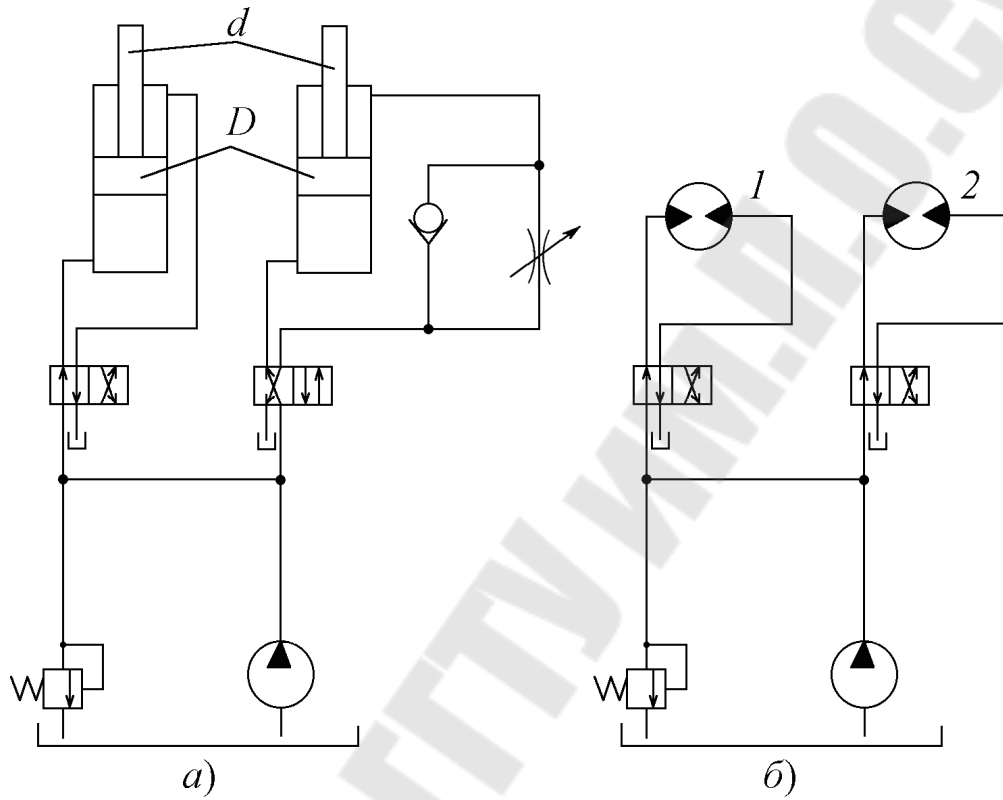


Рис. 3.10. Схемы гидроприводов к задачам

#### 4. Проектировочный расчет объемного гидропривода

Для проектируемой гидросистемы производятся проектировочные расчеты (энергетический, предварительный, прочностной и др.) всех проектируемых узлов гидросистемы.

Целью расчета является определение основных параметров и выбор применяемого гидрооборудования из числа серийно выпускаемых изделий, определение фактически получаемых максимальных усилий, крутящих моментов и скоростей гидродвигателей, мощности и КПД гидропривода [13-18].

Расчет объемного гидропривода обычно проводится в два этапа:

1) предварительный расчет основных параметров, выбор применяемого серийного гидрооборудования или составление технического задания на проектирование требуемых элементов;

2) поверочный расчет для определения фактически получаемых значений усилий и скоростей объемного гидропривода, его мощности и коэффициентов полезного действия при использовании серийного или спроектированного оборудования.

На первом этапе производятся предварительные расчёты по схеме:

- 1) Проектирование гидравлической схемы гидропривода.
- 2) Выбор номинального давления гидросистемы из нормативного ряда.
- 3) Выбор рабочей жидкости.
- 4) Выбор типа и марки гидродвигателя.
- 5) Выбор типа и марки насоса.
- 6) Выбор типа и марки гидроаппаратов.
- 7) Тепловой расчет гидропривода.
- 8) Расчет трубопроводов гидропривода.

В результате предварительного расчета определяются геометрические, скоростные и силовые параметры объемных гидромашин, а также передаточные числа зубчатых механизмов, входящих в передачу (если в них есть необходимость). После этого проводится предварительный расчет гидравлической системы, системы подпитки и охлаждения. В результате расчета определяются предварительные характеристики подпиточного насоса, площади проходных сечений секций фильтров, клапанов, охладителей и т. д. осуществляется общая компоновка гидропередачи, а также рассчитывается и конструируется система управления объемными гидромашинами.

**Исходными данными** для проектировочного расчета являются:

- 1) циклограмма движения выходных органов (в соответствии с заданием 1.4, таблица 1.6);
- 2)  $L_{\text{п}i}$  – полный путь перемещения выходного звена  $i$ -го гидроцилиндра;
- 3)  $t_{\text{п}i}$  – время рабочего хода выходного звена  $i$ -го гидроцилиндра;
- 4)  $t_{\text{в}i}$  – время выстоя выходного звена  $i$ -го гидроцилиндра (если есть);
- 5)  $m_{\text{пр}i}$  – приведенная масса, приложенная к выходному звену  $i$ -го гидроцилиндра
- 6)  $M_{\text{кр}}$  – крутящий момент, приложенный к валу гидромотора (если есть);
- 7)  $F_{\text{с}i}$  – приведенная статическая сила к  $i$ -му гидроцилиндру;
- 8)  $n$  – частота вращения гидромотора (если есть).

Исходные данные представлены в таблицах 4.1-4.15 и соответствуют циклограммам движения в таблице 1.6.

Таблица 4.1

Исходные данные к циклограммам движения 1 и 2

№ варианта	Ход поршня, м		Время хода, с		Статическая нагрузка, кН		Приведенная масса, кг	
	$L_{\text{п}1}$	$L_{\text{п}2}$	$t_{\text{п}1}$	$t_{\text{п}2}$	$F_{\text{с}1}$	$F_{\text{с}2}$	$m_{\text{пр}1}$	$m_{\text{пр}2}$
1	0,6	0,6	6	12	20	10	100	800
2	0,6	0,8	10	20	100	80	100	160
3	0,5	0,8	20	20	150	80	100	240
4	0,6	0,6	10	5	16	6	2000	2000
5	0,6	0,8	10	10	160	80	100	200
6	0,5	0,5	3	1,5	55	55	550	550
7	0,6	0,4	10	5	80	28	500	1000
8	0,6	0,6	10	10	80	40	250	500
9	0,8	0,6	12	6	60	60	800	200
10	0,8	0,8	14	14	70	140	700	300



Таблица 4.2

Исходные данные к циклограммам движения 3 и 4

№ варианта	Ход поршня, м		Время хода, с		Статическая нагрузка, кН		Приведенная масса, кг	
	$L_{п1}$	$L_{п2}$	$t_{п1}$	$t_{п2}$	$F_{с1}$	$F_{с2}$	$m_{пр1}$	$m_{пр2}$
1	0,6	0,6	6	12	20	10	100	800
2	0,8	0,8	10	5	16	6	200	200
3	0,8	0,8	12	6	60	60	800	200
4	0,6	0,6	10	5	16	6	2000	2000
5	0,6	0,6	12	6	10	28	800	100
6	0,5	0,5	6	3	30	30	250	250
7	0,8	0,6	10	5	30	60	600	300
8	0,4	0,4	12	6	30	30	150	150
9	0,8	0,4	20	20	75	55	300	550
10	0,5	0,5	10	15	10	30	1000	100

Таблица 4.3

Исходные данные к циклограммам движения 5 и 6

№ варианта.	Ход поршня, м		Время хода, с			Статическая нагрузка, кН		Приведенная масса, кг	
	$L_{п1}$	$L_{п2}$	$t_{п1}$	$t_{п2}$	$t_{в}$	$F_{с1}$	$F_{с2}$	$m_{пр1}$	$m_{пр2}$
1	0,5	0,5	6	3	6	30	30	250	250
2	0,6	0,6	18	18	30	45	85	260	1800
3	0,8	0,4	12	6	20	60	60	800	200
4	0,6	0,6	10	10	20	25	50	250	250
5	0,8	0,5	10	5	20	80	20	500	1000
6	0,6	0,4	10	6	10	55	25	1000	100
7	0,4	0,4	20	20	20	10	30	150	50
8	0,8	0,8	8	12	4	11	66	660	110
9	0,6	0,8	7	10	10	46	46	230	300
10	0,5	0,6	3	4,5	1,5	55	55	550	550

Таблица 4.4

Исходные данные к циклограммам движения 7 и 8

№ варианта	Ход поршня, м		Время хода, с			Статическая нагрузка, кН		Приведенная масса, кг	
	$L_{п1}$	$L_{п2}$	$t_{п1}$	$t_{п2}$	$t_{в}$	$F_{с1}$	$F_{с2}$	$m_{пр1}$	$m_{пр2}$
1	0,6	0,4	10	6	20	55	25	2000	100
2	0,4	0,8	10	10	120	80	80	1000	1000
3	0,8	0,8	12	6	20	30	70	210	210
4	0,5	0,5	4	4	4	20	20	400	400
5	0,5	0,5	7	7	7	36	36	200	200
6	0,4	0,8	10	5	20	14	60	700	300
7	0,6	0,6	6	10	10	10	20	1000	500
8	0,4	0,4	15	10	15	110	75	150	340
9	0,5	0,8	3	5	15	15	15	300	750
10	0,5	0,4	6	5	10	54	25	540	250

Таблица 4.5

Исходные данные к циклограммам движения 9 и 10

№ варианта	Ход поршня, м		Время хода, с			Статическая нагрузка, кН		Приведенная масса, кг	
	$L_{п1}$	$L_{п2}$	$t_{п1}$	$t_{п2}$	$t_{в}$	$F_{с1}$	$F_{с2}$	$m_{пр1}$	$m_{пр2}$
1	0,5	0,7	5	10	20	30	70	200	2000
2	0,5	0,6	5	10	10	25	55	100	2000
3	0,8	0,8	8	8	20	28	110	280	110
4	0,6	0,6	20	6	20	80	80	200	200
5	0,6	0,8	5	2	20	120	60	100	500
6	0,6	0,6	20	6	20	80	120	200	100
7	0,5	0,5	10	10	20	25	75	500	200
8	0,4	0,4	7	4	7	44	80	1200	400
9	0,8	0,4	6	12	12	110	30	110	330
10	0,4	0,6	15	15	30	60	60	240	240

Таблица 4.6

Исходные данные к циклограммам движения 11 и 12

№ варианта	Ход поршня, м		Время хода, с				Статическая нагрузка, кН		Приведенная масса, кг	
	$L_{п1}$	$L_{п2}$	$t_{п1}$	$t_{п2}$	$t_{в1}$	$t_{в2}$	$F_{с1}$	$F_{с2}$	$m_{пр1}$	$m_{пр2}$
1	0,6	0,6	10	10	20	30	80	80	200	200
2	0,3	0,6	1,5	2	10	10	15	30	2000	1000
3	0,8	0,5	10	5	40	20	80	20	500	1000
4	0,6	0,4	10	6	20	20	55	25	2000	100
5	0,4	0,8	10	10	60	60	30	70	210	210
6	0,5	0,5	4	4	8	8	20	10	400	400
7	0,5	0,4	6	5	12	20	53	24	530	240
8	0,8	0,8	12	6	20	15	36	36	700	700
9	0,4	0,4	15	10	15	10	110	75	150	340
10	0,71	0,36	10	10	10	5	17	30	500	100

Таблица 4.7

Исходные данные к циклограммам движения 13 и 14

№ варианта	Ход поршня, м		Время хода, с			Статическая нагрузка, кН		Приведенная масса, кг		Число оборотов, об/мин	Крутящий момент, Н·м
	$L_{п1}$	$L_{п2}$	$t_{п1}$	$t_{п2}$	$t_{в1}$	$F_{с1}$	$F_{с2}$	$m_{пр1}$	$m_{пр2}$	$n_{дв}$	$M_{кр}$
1	0,6	0,6	10	5	5	16	6	2000	2000	500	100
2	0,6	0,8	8	5	10	160	100	100	220	500	180
3	0,6	0,6	6	12	8	20	10	100	800	2000	75
4	0,8	0,8	5	10	20	10	10	500	500	1120	100
5	0,6	0,4	10	10	30	80	120	160	120	1120	80
6	0,5	0,7	5	10	20	30	70	200	2000	2600	22
7	0,5	0,6	10	5	10	55	25	100	2000	25	1300
8	0,8	0,4	6	12	12	110	30	110	330	30	500
9	0,45	0,45	7	4	7	43	79	1000	400	150	450
10	0,9	0,45	10	10	20	25	75	500	200	200	1000

Таблица 4.8

## Исходные данные к циклограммам движения 15 и 16

№ варианта	Ход поршня, м	Время хода, с	Статическая нагрузка, кН	Приведенная масса, кг	Число оборотов, об/мин	Крутящий момент, Н·м
	$L_n$	$t_n$	$F_c$	$m_{np}$	$n_{об}$	$M_{кр}$
1	0,8	80	60	50	900	160
2	0,6	60	70	500	1100	150
3	0,5	20	60	100	1500	80
4	0,6	10	120	200	2500	30
5	0,5	20	20	100	1800	25
6	0,8	12	80	1000	1120	35
7	0,4	50	75	750	1500	60
8	0,5	15	30	450	500	45
9	0,8	8	12	120	1440	105
10	0,6	30	55	1100	240	200

Таблица 4.9

## Исходные данные к циклограммам движения 17 и 18

№ варианта	Ход поршня, м	Время хода, с		Статическая нагрузка, кН	Приведенная масса, кг	Число оборотов, об/мин	Крутящий момент, Н·м
	$L_n$	$t_n$	$t_в$	$F_c$	$m_{np}$	$n_{об}$	$M_{кр}$
1	0,6	5	10	10	200	1500	100
2	0,8	10	10	30	150	950	180
3	0,5	8	20	60	500	1000	150
4	0,5	5	50	15	500	240	220
5	0,5	5	50	20	400	800	210
6	0,6	10	20	25	250	2800	10
7	0,8	8	20	80	400	960	100
8	0,9	10	30	10	1000	1500	55
9	0,45	18	25	44	220	1500	85
10	0,71	7	14	35	700	1500	40

Таблица 4.10

## Исходные данные к циклограммам движения 19 и 20

№ варианта	Ход поршня, м		Время хода, с		Статическая нагрузка, кН		Приведенная масса, кг		Число оборотов, об/мин		Крутящий момент, Н·м	
	$L_n$		$t_n$	$t_e$	$F_c$		$m_{np}$		$n_{дв}$		$M_{кр}$	
1	0,6		10	20	90		80		240		350	
2	0,5		10	20	120		100		1120		90	
3	0,8		12	50	28		280		1500		120	
4	0,5		5	10	30		150		1500		80	
5	0,8		10	15	55		550		1000		130	
6	0,36		4	20	10		300		2240		50	
7	0,63		12	12	18		180		2000		55	
8	0,9		27	45	20		2000		1500		60	
9	0,4		10	30	11		400		500		30	
10	0,5		15	30	40		1000		1100		100	

Таблица 4.11

## Исходные данные к циклограммам движения 21 и 22

№ вар.	Ход поршня, м		Время хода, с		Статическая нагрузка, кН		Приведенная масса, кг		Число оборотов, об/мин		Крутящий момент, Н·м	
	$L_{n1}$	$L_{n2}$	$t_{n1}$	$t_{n2}$	$F_{c1}$	$F_{c2}$	$m_{np1}$	$m_{np2}$	$n_{дв}$		$M_{кр}$	
1	0,6	0,6	5	10	15	15	300	300	1000		250	
2	0,8	0,5	5	5	15	30	150	150	1500		100	
3	0,4	0,8	12	8	80	20	100	200	1000		80	
4	0,6	0,6	10	10	60	60	220	220	1000		330	
5	0,8	0,4	12	12	80	80	220	100	1100		150	
6	0,5	0,5	15	10	35	55	700	550	2600		22	
7	0,6	0,4	36	24	100	75	100	150	1300		29	
8	0,4	0,4	7	7	14	42	140	45	500		180	
9	0,8	0,8	8	4	20	10	100	400	1100		200	
10	0,45	0,9	6	3	72	10	60	300	450		150	

Таблица 4.12

## Исходные данные к циклограмме движения 23

№ варианта	Ход поршня, м	Время хода, с			Статическая нагрузка,	Приведенная масса, кг	Число оборотов, об/мин	Крутящий момент,
		$L_{n1}$	$t_{n1}$	$t_{эм}$				
1	0,8	12	120	6	80	20	1120	100
2	0,8	8	120	5	80	2000	500	110
3	0,5	5	60	10	100	200	1000	60
4	0,6	10	50	25	66	300	1000	200
5	0,4	6	20	20	36	720	500	30
6	0,36	4	30	8	10	800	500	180
7	0,5	10	50	10	20	1000	1180	40
8	0,71	7	35	7	14	350	1100	100
9	0,9	9	90	20	45	100	1800	125
10	0,63	6	60	12	18	300	400	150

Таблица 4.13

## Исходные данные к циклограмме движения 24

№ варианта	Ход поршня, м		Время хода, с			Статическая нагрузка, кН		Приведенная масса, кг	
	$L_{n1}$	$L_{n2}$	$t_{n1}$	$t_{n2}$	$t_6$	$F_{c1}$	$F_{c2}$	$m_{np1}$	$m_{np2}$
1	0,8	0,5	10	4	10	80	30	500	1000
2	0,8	0,6	8	6	20	20	60	100	200
3	0,5	0,5	5	10	20	15	30	300	150
4	0,6	0,6	20	15	20	75	75	200	600
5	0,6	0,8	10	20	10	100	80	100	160
6	0,5	0,8	20	20	20	150	80	100	250
7	0,6	0,4	10	5	15	80	28	500	1000
8	0,8	0,8	14	14	20	70	140	700	300
9	0,4	0,4	12	6	12	30	30	150	150
10	0,45	0,9	3	6	20	10	72	300	60

Таблица 4.14

## Исходные данные к циклограмме движения 25

№ варианта	Ход поршня, м		Время хода, с			Статическая нагрузка, кН		Приведенная масса, кг		Число оборотов, об/мин	Крутящий момент, Н·м
	$L_{n1}$	$L_{n2}$	$t_{n1}$	$t_{n2}$	$t_{zm}$	$F_{c1}$	$F_{c2}$	$m_{np1}$	$m_{np2}$		
1	0,6	0,8	10	10	60	14	14	100	120	1000	210
2	0,6	0,6	10	10	60	14	14	100	100	1000	150
3	0,5	0,6	10	10	50	16	16	120	120	1000	150
4	0,8	0,8	8	8	20	14	28	120	120	1100	95
5	0,4	0,8	4	4	20	22	11	220	220	1300	40
6	0,4	0,4	2	8	25	6	18	60	20	2500	10
7	0,5	0,5	5	5	35	45	45	500	500	1800	15
8	0,9	0,45	9	4,5	45	45	90	300	150	960	33
9	0,3	0,6	6	3	30	30	10	100	300	1000	66
10	0,8	0,5	15	10	20	75	21	200	700	960	125

Таблица 4.15

## Исходные данные к циклограмме движения 26

№ варианта	Ход поршня, м			Время хода, с			Статическая нагрузка, кН			Приведенная масса, кг		
	$L_{n1}$	$L_{n2}$	$L_{n3}$	$t_{n1}$	$t_{n2}$	$t_{n3}$	$F_{c1}$	$F_{c2}$	$F_{c3}$	$m_{np1}$	$m_{np2}$	$m_{np3}$
1	0,5	0,8	0,5	5	8	8	10	40	10	200	600	200
2	0,6	0,6	0,6	8	18	18	85	45	45	1800	260	260
3	0,6	0,4	0,6	10	5	10	80	40	80	600	400	600
4	0,8	0,4	0,6	10	8	12	15	45	30	450	150	300
5	0,5	0,5	0,5	5	10	5	25	25	25	500	250	500
6	0,4	0,4	0,4	8	12	8	8	12	8	800	300	800
7	0,8	0,8	0,8	10	4	10	40	10	40	100	400	200
8	0,36	0,71	0,9	3	7	9	36	71	90	720	100	180
9	0,8	0,5	0,6	10	10	10	44	25	36	220	500	360
10	0,63	0,4	0,8	5	5	5	30	10	20	900	100	400

## 4.1. Расчет и выбор гидродвигателей

### 4.1.1. Рекомендации по выбору рабочего давления

Необходимо иметь в виду, что давление рабочей жидкости  $p$  обеспечивает заданную силу  $F$  или момент  $M$ , а расход жидкости - заданную скорость  $v$  или заданное число оборотов  $n$ . При предварительном расчёте гидропривода обычно задаются давлением рабочей жидкости.

В соответствии с ГОСТ 12445-80 (СТ СЭВ 518-77) номинальное давление выбирают из следующего ряда: 0,4; 0,63; 1,0; 1,6; 2,5; 4,0; 6,3; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; ... МПа.

При выборе  $p_{\text{ном}}$  следует иметь в виду, что использование более высоких значений давления предпочтительно, так как это дает возможность при одинаковой мощности выбирать меньший расход рабочей жидкости и соответственно использовать гидромашину, гидроаппаратуру, трубопроводы и гидробак меньших размеров и массы.

### 4.1.2. Рекомендации по выбору рабочей жидкости

В качестве рабочих жидкостей в гидравлическом приводе применяют минеральные масла.

Выбор марки машинного масла определяется температурными условиями, режимом работы, номинальным давлением в гидросистеме:

- при давлении до 7 МПа — 20...40 сСт;
- при давлении 7...20 МПа — 30...60 сСт;
- при давлении больше 25 МПа — 50...70 сСт.

Наиболее часто в станочных приводах применяют следующие масла:

- индустриальные ИГП 18, ИГП 30, ИГП 38, ИГП 49;
- веретенное АУ;
- турбинные Т 22(Л), Т 30(УТ), Т46(Т).

В гидроприводах мобильных машин применяют моторные масла ВМГ 3, МГЕ – 46В, МГ 22 А и МГ 30.

### 4.1.3. Выбор гидроцилиндра

По усилию  $F_i = m_{\text{при}} \cdot g + F_{ci}$  и принятому давлению в системе  $p_{\text{сис}}$ , диаметр цилиндра при поршневой рабочей полости определяется по формуле [12]:



$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot \Delta p_{\text{ц}} \cdot \eta_{\text{ГМех}}^{\text{ц}}}}, \text{ м}$$

где  $\eta_{\text{ГМех}}^{\text{ц}} = 0,96$  принимаем для предварительного расчета

$\Delta p_{\text{ц}} = (0,85 \dots 0,9) \cdot p_{\text{сис}}$  – перепад давлений на гидродвигателе, для предварительного расчета принимается на 10÷15% меньше номинального давления в системе.

Далее округляется расчетное значение до ближайшего стандартного большего по ГОСТ 6540 [13].

Определяется диаметр штока по формуле:

$$d_{\text{шт}} = D \cdot \sqrt{\frac{\varphi - 1}{\varphi}}, \text{ м,}$$

где  $\varphi = \frac{D^2}{D^2 - d_{\text{шт}}^2}$  – коэффициент мультипликации, принимаем из ряда: 1,06; 1,12; 1,25; 1,33; 1,4; 1,6; 2; 2,5; 5.

Далее округляется расчетное значение до ближайшего стандартного большего по ГОСТ 6540.

Выбор гидроцилиндра осуществляется из справочной литературы и каталогов фирм-производителей, исходя из следующих рекомендаций:

- номинальное давление цилиндра должно быть больше или равно  $\Delta p_{\text{ц}}$  по расчетам;
- расчетные и принятые диаметры должны совпадать;
- рабочий ход цилиндра  $S$  должен быть больше либо равен заданному ходу поршня  $L$ .

После выбора гидроцилиндра необходимо записать его технические характеристики:

- обозначение и тип конструкции гидроцилиндра;
- толкающее и тянущее усилие, кН;
- диаметры поршня и штока, мм;
- рабочий ход поршня  $S$ , мм;
- рабочее давление  $p$ , МПа;
- скорости движения поршня  $v_{\text{max}}$ ,  $v_{\text{min}}$ , м/с;
- коэффициент полезного действия (механический и общий).

Затем нужно привести рисунок с его габаритными и присоединительными размерами.

#### 4.1.4. Выбор гидромотора

Выбор гидромотора производится исходя из крутящего момента  $M_{кр}$ , частоты вращения  $n_{дв}$  и рабочего объема гидромотора  $V_M$  аналогично выбору гидроцилиндра, т.е. технические характеристики выбранного гидромотора должны превышать соответствующие расчетные и заданные значения.

Рабочий объем гидромотора:

$$V_M = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{кр}}{\Delta p \cdot \eta_{гм.м}}, \text{ см}^3,$$

где  $\Delta p = (0,85 \dots 0,9) \cdot p_{сис}$  – перепад давлений на гидродвигателе, для предварительного расчета принимается на 10÷15% меньше номинального давления в системе;

$\eta_{гм.м}$  – гидромеханический КПД гидромотора. Принимается равным 0,9.

Выбрав гидромотор необходимо записать его технические характеристики, к которым относятся:

- рабочий объем  $V_0$ , см<sup>3</sup>;
- частота вращения  $n$ , об/мин;
- расход  $Q$ , л/мин;
- мощность  $N$ , кВт;
- крутящий момент  $M$ , Н·м;
- коэффициент полезного действия (механический и общий).

#### 4.2. Расчет и построение суммарных графиков подач и давлений

Расчет производится для каждого гидродвигателя в следующем порядке.

Определяем расход рабочей жидкости при рабочем ходе выходного звена гидроцилиндра (при поршневой рабочей полости):

$$Q_{при} = v_{при} \cdot S_{пi}, \text{ м}^3/\text{с (л/мин)},$$

где  $S_{пi} = \frac{\pi \cdot D_{пi}^2}{4}$  – площадь поршневой полости гидроцилиндра.

Определяем перепад давления на гидроцилиндре (при поршневой рабочей полости)

$$\Delta p_{\text{гци}} = \frac{F_i}{S_{\text{пi}} \cdot \eta_{\text{мехi}}^{\text{гц}}}, \text{ МПа},$$

где  $F_i$  – полная внешняя нагрузка, Н;

$\eta_{\text{мехi}}^{\text{гц}}$  – механический КПД  $i$ -го гидроцилиндра.

Для упрощения расчетов принимаем, что расход жидкости в системе при прямом и обратном ходе выходного звена гидроцилиндра равны, т. е.  $Q_{\text{пр}} = Q_{\text{об}}$ . Исходя из этого условия рассчитываем скорость и время обратного хода следующим образом:

$$v_{\text{оби}} = \frac{Q_{\text{оби}}}{S_{\text{штi}}}, \text{ м/с}, S_{\text{штi}} = \frac{\pi \cdot (D_{\text{пi}}^2 - d_{\text{штi}}^2)}{4}, \text{ м}^2, t_{\text{оби}} = \frac{L_{\text{пi}}}{v_{\text{оби}}}, \text{ с}.$$

где  $S_{\text{штi}}$  – площадь штоковой полости  $i$ -го гидроцилиндра

На обратный ход выходного звена в гидроцилиндрах принимаем сливное давление  $P_{\text{сл}} = 0,5$  МПа.

Определим расход, который необходимо подать на гидромотор, чтобы он вращался с заданной скоростью:

$$Q^{\text{гм}} = \frac{V_0^{\text{гм}} \cdot n^{\text{гм}}}{\eta_{\text{об}}^{\text{гм}}}, \text{ м}^3/\text{мин (л/мин)},$$

где  $V_0^{\text{гм}}$  – объемная постоянная (рабочий объем) гидромотора,  $\text{м}^3$  (по техническим характеристикам выбранного гмдromотора);

$n^{\text{гм}} = n$  – заданная частота вращения гидромотора, об/мин;

$\eta_{\text{об}}^{\text{гм}}$  – объемный КПД гидромотора (по техническим характеристикам выбранного гмдromотора).

Чтобы обеспечить вращающий момент на валу гидромотора, необходимо, чтобы перепад давления на гидромоторе был равен:

$$\Delta p_{\text{гм}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{\text{кр}}}{V_0^{\text{гм}} \cdot \eta_{\text{мех}}^{\text{гм}}}, \text{ МПа}.$$

По результатам данных расчетов строятся суммарные графики подач и давлений (рис.4.7). Первым изображают циклограмму движения выходных органов гидродвигателей. Далее строят графики подач для каждого гидродвигателя отдельно в масштабе: по оси абсцисс откладывается время движения, по оси ординат - подача. Затем на следующем графике суммируются подачи по периодам. Аналогично строят графики перепада давлений на гидродвигателях (на каждом отдельно) на суммарном графике давление по периодам работы не складывается, а берется большее за период. Пример построения по

циклограмме одновременного движения гидроцилиндра и гидромотора приведен на рис. 4.1.

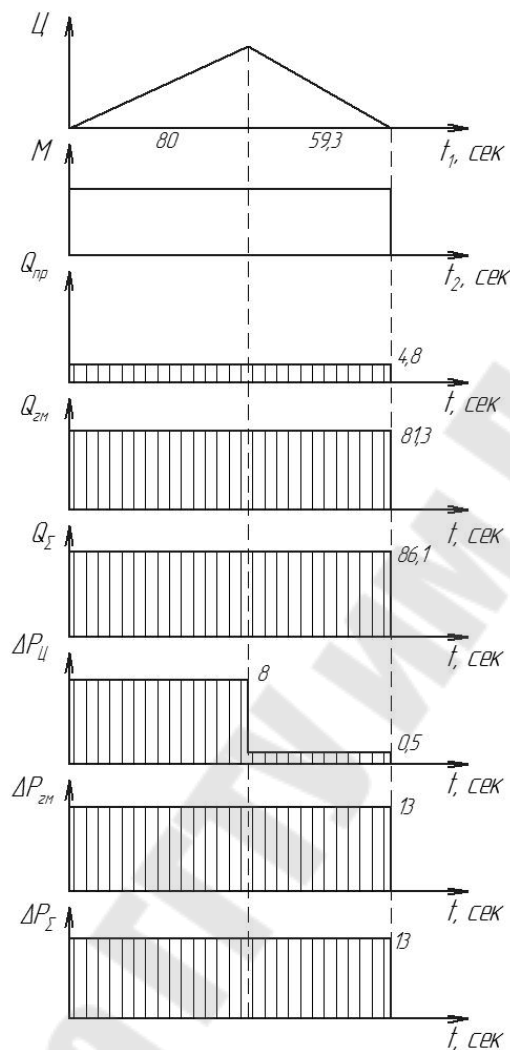


Рис. 4.1. Суммарные графики подач и давлений

### 4.3. Выбор насоса и приводного двигателя

#### 4.3.1. Рекомендации по выбору насоса

В соответствии с построенными суммарными графиками необходимо выбрать тип насосной установки [11, 19] и внести изменения в схему гидравлическую принципиальную:

- 1) однонасосная с переливным клапаном;
- 2) двухнасосная с двумя переливными клапанами;
- 3) насосно-аккумуляторная;
- 4) установка с автоматически регулируемым насосом.

В соответствии с выбранным типом насосной установки производим выбор насоса.

Наиболее простой вариант установки – **однонасосная с переливным клапаном**. Типоразмер насоса выбирается по каталогам фирм-производителей в соответствии с требуемыми подачами и давлениями:

- 1) номинальная подача насоса должна быть больше максимального расхода за рабочий цикл  $Q_{н.ном} \geq Q_{ц.мах}$ ;
- 2) номинальное давление насоса должно быть больше максимального давления за рабочий цикл  $p_{н.ном} \geq p_{ц.мах}$ .

Например, при номинальном давлении жидкости до 6,3 МПа целесообразно применять шестеренные или пластинчатые насосы, при давлении выше 10 МПа - аксиально- или радиально-поршневые.

**Двухнасосная установка с двумя переливными клапанами.** Типоразмеры насосов выбираются по каталогам фирм-производителей в соответствии с требуемыми подачами и давлениями:

- 1) насос высокого давления:  $Q_{н2} \geq Q_{ц.мин}; p_{н.2} \geq p_{ц.мах}$ ;
- 2) насос низкого давления:  $Q_{н1} \geq Q_{ц.мах} - Q_{н2}; p_{н.1} \geq p_{ц.мин}$

Данная установка может иметь электродвигатель к каждому насосу или два насоса с разными техническими характеристиками приводятся в движение одним электродвигателем.

Как вариант данной установки можно использовать один насос с двумя потоками жидкостей, причем эти потока могут иметь разные или одинаковые давления.

После выбора насоса записываем его основные технические параметры и приводим рисунок с габаритными и присоединительными размерами:

- объёмная постоянная, см<sup>3</sup>;
- давление номинальное, МПа;
- частота вращения ном/макс, об/мин;
- КПД объёмный/полный;
- масса, кг.

Задавшись предварительно частотой вращения насоса (из ряда 750, 100, 1500, 3000 об/мин) необходимо определить подачу насоса по формуле:

$$Q_{н} = V_{н} \cdot n_{н} \cdot \eta_{об.н} \text{ м}^3/\text{с (л/мин)}.$$

И его мощность при вероятном давлении (с учетом потерь на 1,5 МПа больше, чем расчетный перепад давления на гидродвигателях) определяется по формуле:

$$N = Q_n \cdot p / \eta \text{ Вт},$$

где  $\eta$  - полный КПД насоса по его техническим характеристикам.

#### 4.3.2. Рекомендации по расчету и выбору электродвигателя

Расчет электродвигателя основывается на технических характеристиках выбранного насоса и необходимом максимальном давлении в системе с учетом потерь, т.е. выбор электродвигателя производят по номинальной мощности насоса и его номинальной частоте вращения.

При этом мощность приводного двигателя определяется по формуле:

$$N_{\text{дв}} = K \cdot N_{\text{ном}} \text{ кВт},$$

где  $K$  – коэффициент запаса принимается равным:

$$K = 1,05-1,1 \text{ при мощности } > 5 \text{ кВт};$$

$$K = 1,3-1,4 \text{ при мощности } 1-5 \text{ кВт};$$

$$K = 1,7-2,0 \text{ при мощности до } 1 \text{ кВт}.$$

Производим выбор электродвигателя по соответствующему каталогу или справочнику с мощностью ближайшей большей к расчетному значению. Записываем технические характеристики электродвигателя с габаритными размерами.

Номинальный крутящий момент на валу электродвигателя:

$$M_{\text{ном}} = 9550 \cdot \frac{N_{\text{дв}}}{n_{\text{дв}}}, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где  $N_{\text{дв}}$ ,  $n_{\text{дв}}$  – мощность и частота вращения выбранного электродвигателя, кВт, об/мин.

#### 4.3.3. Рекомендации по выбору муфты, соединяющей насос и электродвигатель

Основными требованиями при выборе типа и параметров муфты являются соответствие геометрических размеров присоединительных валов насоса и электродвигателя геометрическим размерам втулок самой муфты. А также должно выполняться условие – передаваемый муфтой момент должен быть больше или равен номинальному моменту электродвигателя.

Из справочной литературы выбираем упругую муфту и записываем ее присоединительные размеры и технические характеристики.

#### **4.4. Выбор основных и вспомогательных гидроаппаратов**

##### **4.4.1. Рекомендации по выбору основных гидроаппаратов**

К основным гидроаппаратам относятся все регулирующие, направляющие и комбинированные гидроаппараты на схеме гидравлической принципиальной, разработанной в соответствии с заданной циклограммой работы (задача 1.4).

Перед выбором гидроаппаратов **преподаватель должен внести изменения в разработанную схему** в соответствии с расчетными значениями расходов и давлений на гидродвигателях, с учетом параметров насоса.

Основными требованиями при выборе гидроаппаратов является соответствие режимов работы гидрооборудования в конкретной гидросистеме его параметрам, указанным в технических характеристиках.

Основными параметрами гидроаппаратов (дросселей, клапанов обратных, клапанов предохранительных, клапанов редуционных и гидрораспределителей), по которым производится их выбор для проектируемого гидропривода, являются: номинальное давление  $P_{ном}$  и номинальный расход  $Q_{ном}$ .

При выборе гидрораспределителя необходимо учитывать схему распределения жидкости, а также указанный на гидросхеме тип управления гидрораспределителем.

Гидродроссели рекомендуется выбирать регулируемые золотниковые.

Все гидроаппараты подбираются по номинальному давлению  $P_{ном}$  и номинальному расходу  $Q_{ном}$  в линии, на которой установлен гидроаппарат.

Допускается выбирать гидроаппаратуру, устанавливаемую на напорной и сливной линиях с одинаковыми условными проходами.

После выбора гидроаппарата необходимо записать его технические характеристики и габаритные размеры.

##### **4.4.2 Выбор вспомогательных и контролирующих устройств**

К вспомогательным устройствам относят фильтры, теплообменники, гидравлические баки.

При выборе **фильтра** необходимо учитывать место его установки на гидросхеме. Тонкость фильтрации рабочей жидкости определяется техническими требованиями по эксплуатации насосов, гидромоторов и другого оборудования, применяемого в гидроприводе. Типоразмер фильтра выбирают исходя из пропускной способности, а также номинального давления из справочной литературы.

Если в системе применяется аксиально-поршневой или радиально-поршневой насос, то рекомендуется устанавливать в схему дополнительно фильтр на всасывании.

Если в системе применяются особо чувствительные к загрязнениям гидроаппараты или гидродвигатели, то рекомендуется устанавливать так же напорные фильтры, причем в их конструкции обязательно должен быть перепускной клапан и индикатор загрязненности.

В общем же случае фильтр устанавливается на сливной линии и так же должен иметь в конструкции перепускной клапан и индикатор загрязненности.

После выбора фильтра необходимо записать его технические характеристики и габаритные размеры.

К контролирующим устройствам в объемном гидроприводе относят манометры, реле давления и времени, маслоуказатели, термометры и различные датчики.

В общем случае необходимо устанавливать **манометры** для контроля давления на напорной линии после насоса и на линии управления после клапана редукционного. Выбор манометров основывается на следующем условии: давление в линии, на которой устанавливается манометр не должно превышать  $\frac{3}{4}$  верхнего предела измерения давления данным манометром.

После выбора гидроустройств необходимо записать их технические характеристики и габаритные размеры.

#### **4.5. Проектирование монтажной схемы гидроаппаратов в блоке управления**

Для компактного размещения гидроаппаратов используются гидравлические блоки, применение которых способствует снижению гидравлических потерь и повышению производительности оборудования.

В зависимости от назначения в состав гидроблока могут входить следующие элементы:



- гидрораспределители;
- клапаны и реле давления;
- расходные клапаны;
- обратные клапаны;
- гидрозатворы и дроссели;
- установочные плиты;
- манометры;
- различные соединительные фитинги.

**При проектировании гидроблока в данной задаче необходимо:**

- 1) доработать схему гидравлическую принципиальную с учетом всех дополнительных требований для обеспечения заданной циклограммы работы и выполнения рабочими органами заданных скоростей и нагрузок;
- 2) в соответствии с разработанной схемой преподаватель назначает какие гидроаппараты какого вида монтажа должны быть в гидроблоке;
- 3) уточнить выбор гидроаппаратов в соответствии с видом монтажа;
- 4) разработать монтажную схему расположения гидроаппаратов в блоке управления.

*Рекомендации по проектированию монтажной схемы гидроаппаратов в блоке управления:*

- а) Конструкция гидроблоков должна обеспечивать монтаж и демонтаж разборных внутренних устройств, их ремонт и контроль.
- б) Блок должен иметь минимально возможные габаритные размеры для данных расходов и диаметров условных проходов гидроаппаратов.
- в) В блоке управления целесообразно компоновать все гидроаппараты, входящие в систему, т.к. это обеспечивает компактность гидростанции в целом. Исключение могут составлять ГА, устанавливаемые непосредственно у гидродвигателей и насосов, а также те ГА трубного (резьбового) монтажа, которые удобнее встраивать в гидросистему (к ним относятся гидрозамки, клапаны обратные, дроссели и т.п.).
- г) Проектирование монтажной плиты и гидроблока начинается с выделения части общей принципиальной гидросхемы, реализуемой в проектируемом блоке.

д) Элементы, устройства и соединения трубопроводов необходимо изображать в виде монтажных схем в соответствии с обозначениями в каталогах продукции фирм-производителей.

е) Необходимые соединительные отверстия в блоке между гидроаппаратами должны соответствовать порядку и последовательности соединения гидроаппаратов в схеме гидравлической принципиальной.

#### 4.6. Тепловой расчет и выбор теплообменника

Для надежной и эффективной работы гидравлического привода необходимо, чтобы гидросистема в целом достигла оптимальной температуры, при которой соблюдалась неизменность основных рабочих характеристик.

Вместимость гидробака  $W$  должна соответствовать его основному функциональному назначению: размещению объема рабочей жидкости, необходимого для заполнения гидросистемы, и принимается в 1,5...2 раза больше суммарного внутреннего объема всех элементов гидропривода, но не менее  $0,3 \cdot Q_{\text{НОМ}}$  и не более 1...3 минутной подачи насоса  $Q_{\text{НОМ}}$ .

$$W = (1...3) \cdot Q_{\text{НОМ}}, \text{ л.}$$

Окончательно вместимость гидробака принимается по ближайшему большему значению из ряда ГОСТ 12448-80 [13]: 0,4, 0,63, 1, 1,6, 2,5, 4, 6,3, 10, 16, 25, 40, 63, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 630, 800, 1000 и т.д.

Вся энергия, затраченная на преодоление различного рода сопротивлений в гидроприводе, в конечном итоге превращается в теплоту, поглощаемую рабочей жидкостью, что вызывает ее нагрев и нежелательное уменьшение вязкости.

В предварительном расчете потери мощности, при циклической работе, переходящие в тепло можно определить следующим образом:

$$\Delta N = N_{\text{ср.зат}}^{\text{H}} - N_{\text{ср.пол}}^{\text{ГД}}, \text{ кВт},$$

где  $N_{\text{ср.зат}}^{\text{H}} = N_{\text{ср}}$  – среднее значение затраченной насосом мощности, кВт (см. п. 4.3);

$N_{\text{ср.пол}}^{\text{ГД}}$  – полезная мощность гидропривода, кВт

$$N_{\text{ср.пол}}^{\text{ГД}} = \sum_{n=1}^i F_i \cdot v_{\text{при}} \cdot \frac{\Delta t_i}{t_{\text{ц}}} + 2 \cdot \pi \cdot n \cdot M_{\text{кр}} \cdot \frac{\Delta t_i}{t_{\text{ц}}}, \text{ кВт}.$$

Количество тепла  $E_{\text{пр}}$ , выделяемое в гидроприводе в единицу времени эквивалентно теряемой мощности в гидроприводе:

$$E_{\text{пр}} = \Delta N, \text{ Вт.}$$

Принимаем в предварительном расчете, что весь тепловой поток рассеивается через стенки бака.

Температура масла в гидробаке:

$$t_{\text{м}} = t_{\text{в}} + \frac{E_{\text{пр}}}{a \cdot \sqrt[3]{W_{\text{м}}^2} \cdot K_{\text{пр}}}, \text{ } ^\circ\text{С},$$

где  $t_{\text{в}}$  – температура окружающей среды,  $^\circ\text{С}$ ;

$a$  – коэффициент пропорциональности,  $a = 0,065$ ;

$W_{\text{м}}$  – объем масла в гидробаке

$$W_{\text{м}} = \frac{2}{3} \cdot W, \text{ л,}$$

где  $W$  – объем гидробака, л.

$K_{\text{пр}}$  – коэффициент теплопередачи от масла к окружающей среде. При спокойном воздухе и незначительной скорости рабочей жидкости в баке:  $K_{\text{пр}} = 12 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{С}$ .

Если в результате расчета температура масла в баке будет меньше допустимой температуры нагрева рабочей жидкости (для гидроприводов промышленного назначения  $t_{\text{м}}^{\text{доп}} = 50 \dots 60 \text{ } ^\circ\text{С}$ ), то устанавливать аппарат теплообменный не нужно. Если же температура масла в баке будет больше допустимой температуры нагрева рабочей жидкости, то выбирают один из вариантов уменьшения температуры (или используют оба), а именно:

1) увеличивают вместимость гидробака. При этом определяется достаточный для охлаждения объем масла:

$$W_{\text{необх}} = \sqrt[3]{\left( \frac{E_{\text{пр}}}{a \cdot K_{\text{пр}} \cdot \Delta t_{\text{м-в}}^{\text{доп}}} \right)^3}, \text{ л,}$$

где  $\Delta t_{\text{м-в}}^{\text{доп}}$  – допустимый перегрев масла  $\Delta t_{\text{м-в}}^{\text{доп}} = t_{\text{м}}^{\text{доп}} - t_{\text{в}}, \text{ } ^\circ\text{С}$ .

2) устанавливают аппарат теплообменный. При этом определяют следующие величины:

– тепловой поток, рассеиваемый гидробаком:

$$E_{\text{бак}} = \Delta t_{\text{м-в}}^{\text{доп}} \cdot a \cdot K_{\text{пр}} \cdot \sqrt[3]{W_{\text{м}}^2}, \text{ Вт;}$$

– тепловой поток, рассеиваемый теплообменником:

$$E_{\text{тепл}} = E_{\text{пр}} - E_{\text{бак}}, \text{ Вт.}$$

Зная величину  $E_{\text{тепл}}$  и максимальную величину расхода в системе, из соответствующих каталогов и справочной литературы выбираем аппарат теплообменный и записываем его обозначение и технические характеристики.

Основные технические параметры теплообменников:

- 1) Расход рабочей жидкости номинальный/ максимальный, л/мин.
- 2) Отводимый тепловой поток, кВт, или зависимость рассеиваемой мощности от расхода жидкости через теплообменник.
- 3) Давление номинальное, МПа.
- 4) Потери давления, МПа.

#### 4.7. Гидравлический расчет привода

Типоразмер любого трубопровода характеризуется условным проходом  $d_y$ , примерно равным внутреннему диаметру трубы  $d$ .

Предварительный выбор условного прохода трубопровода осуществляется по допустимой скорости потока рабочей жидкости  $v_d$  с учетом условного прохода гидрооборудования, соединяемого трубопроводом.

Учитывая рекомендацию СЭВ ВС 3644-72, регламентирующую скорость  $v_d$  потоков рабочей жидкости в трубопроводах, принимаем:

- для всасывающих трубопроводов:  $v_d \leq 1,6$  м/с;
- для сливных трубопроводов:  $v_d = 2$  м/с;
- для напорных трубопроводов допустимая скорость  $v_d$  определяется рабочим давлением в системе (таблица 4.16).

Таблица 4.16

Определение допустимой скорости в зависимости от рабочего давления

$p_{\text{ном}}, \text{ МПа}$	2,5	6,3	16	32	63	100
$v_d, \text{ м/с, не более}$	2	3,2	4	5	6,3	10

Исходя из величины подачи  $Q$  (м<sup>3</sup>/с) в данном трубопроводе и рекомендуемой допустимой скорости  $v_d$  (м/с), внутренний (условный) диаметр трубопровода определяется по формуле:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v_d}}, \text{ м.}$$

Полученное значение  $d$  округляют до ближайшего по ГОСТ 16516-80 [13].

Минимально допустимая толщина стенки  $\delta$  трубопровода определяется по рабочему давлению в данной гидравлической линии  $p$  (МПа):

$$\delta = \frac{d \cdot K}{2 \cdot \left( \frac{\sigma_p}{p} - 1 \right)}, \text{ мм,}$$

где  $K = 3$  – коэффициент запаса прочности;

$\sigma_p$  – допустимое напряжение материала на разрыв, МПа.

Для стали 20:  $\sigma_p = 140$  МПа;

Для стали 35:  $\sigma_p = 170$  МПа;

Для стали 45:  $\sigma_p = 190$  МПа.

Если расчетная толщина стенок оказалась малой, то, учитывая возможность внешних механических повреждений, ее следует выбрать не менее:

0,8 мм – для труб из цветных металлов;

0,5 мм – для стальных труб.

Окончательно толщина стенок выбирается по действующим стандартам на выпускаемые промышленностью трубы (по ГОСТ 8734-75 [13]; как ближайшее большее по отношению к расчетному значению.

Затем по принятому диаметру определяется истинная средняя скорость в трубопроводе:

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2}, \text{ м/с.}$$

Данный расчет следует провести для всасывающего, напорного и сливного трубопроводов, при этом необходимо для каждой величины расхода подбирать свой трубопровод.

#### 4.8. Проверочный расчет гидропривода

Проверочный расчет необходим для уточнения основных параметров и характеристик объемного гидропривода и проверки соответ-

ствия параметров выбранного гидрооборудования требуемым параметрам для выполнения поставленной задачи.

Рабочим режимом работы гидросистемы считают такие направления движения поршня гидроцилиндра и вращения вала гидромотора, при которых преодолевается заданная рабочая нагрузка с требуемыми рабочими скоростями движения.

Исходными данными для проверочного расчета являются: параметры и технические характеристики выбранного гидрооборудования, а так же результаты предварительного расчета.

#### 4.8.1. Определение номинальной подачи насоса и перепада давлений на гидродвигателях

Для определения фактических скоростей движения выходных звеньев гидропривода и нагрузок на них прежде всего необходимо определить подачу насоса и перепад давления на гидродвигателях при заданных нагрузках и скоростях [13 - 19].

Номинальная подача насоса определяется по формуле:

$$Q_n = V_n \cdot n_n \cdot \eta_{он}, \text{ л/мин,}$$

где  $V_n$  – рабочий объем насоса,  $\text{см}^3$ ;

$n_n$  – частота вращения вала насоса, об/мин;

$\eta_{он}$  – объемный КПД насоса.

Перепад давлений на гидродвигателях при максимальной расчетной нагрузке определяется:

– для гидроцилиндра (при поршневой рабочей полости):

$$\Delta p_{гц} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot D^2 \cdot \eta_{мех}^{гц}}, \text{ МПа,}$$

где  $F$  – полная внешняя расчетная нагрузка на гидроцилиндре, Н;

$D$  – диаметр поршня гидроцилиндра, м;

$\eta_{мех}^{гц}$  – механический КПД гидроцилиндра.

– для гидромотора:

$$\Delta p_{гм} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{кр}}{V_0^{гм} \cdot \eta_{мех}^{гм}}, \text{ МПа,}$$

где  $M_{кр}$  – заданный крутящий момент, Н·м;

$V_0^{гм}$  – рабочий объем гидромотора,  $\text{см}^3$ ;

$\eta_{мех}^{гм}$  – механический КПД гидромотора.

#### 4.8.2. Определение потерь давления в гидроприводе

Потери давления при движении рабочей жидкости в трубопроводах складываются из потерь по длине трубопровода и на местных сопротивлениях, а также потерь на гидроаппаратах. У длинных трубопроводов преобладают потери по длине, а у коротких - потери на местных сопротивлениях.

При определении потерь давления длины отдельных участков труб задаются преподавателем, виды местных сопротивлений и их число устанавливаются по схеме гидросистемы.

**Потери давления на трение** по длине трубопровода определяются на каждом выделенном (при проектировании гидравлической схемы) участке трубопровода. Потери давления на трение по длине трубопровода зависят от режима течения жидкости, определяемого числом Рейнольдса [12, 19]:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu},$$

где  $v$  – истинная средняя скорость на участке трубопровода, м/с;  
 $d$  – принятый условный диаметр участка трубопровода, м;  
 $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости жидкости, м<sup>2</sup>/с.

Потери давления на трение по длине трубопровода определяются по формуле Дарси:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \frac{\lambda \cdot l \cdot v^2 \cdot \rho}{2 \cdot d}, \text{ Па,}$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения;  
 $l$  – длина участка трубопровода, м;  
 $\rho$  – плотность рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

Коэффициент гидравлического трения  $\lambda$  определяется в зависимости от режима течения жидкости следующим образом:

– при ламинарном режиме течения рабочей жидкости  $Re < 2320$ :

$$\lambda = \frac{64}{Re};$$

– при турбулентном течении рабочей жидкости  $2320 < Re$ :

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}.$$

Потери на трение по длине трубопровода рассчитываются для каждого гидродвигателя, результаты расчета сводятся в таблицу 4.17.

Таблица 4.17

Результаты расчета потерь на трение по длине трубопровода

ГД	Участок	$d_i$ , мм	$l_i$ , м	$v_i$ , м/с	$Re_i$	$\lambda_i$	Потери давления $\Delta p_i$ , Па	Сумма потерь давления $\sum \Delta p_{тр}$ , Па

В последнем столбце записывается сумма потерь на трение для каждого гидродвигателя по всем участкам, начиная от всасывающего трубопровода и заканчивая сливным в гидробак.

При расчете **местных потерь** полагают, что местные сопротивления удалены друг от друга настолько, что они не взаимодействуют между собой. Поэтому их учитывают простым арифметическим сложением.

Потери давления на местных сопротивлениях определяются по формуле:

$$\Delta p_{mci} = \zeta_i \cdot \frac{v_i^2 \cdot \rho}{2}, \text{ Па,}$$

где  $\zeta_i$  – коэффициент  $i$ -го местного сопротивления; зависит от типа, геометрических размеров и режима движения жидкости. Для типовых местных сопротивлений можно принять [12]:

- 1,0 – вход в трубу с острыми кромками из бака, если труба выдвинута в бак;
- 1,0 – выход жидкости из трубы в бак при турбулентном режиме;
- 2,0 – выход жидкости из трубы в бак при ламинарном режиме;
- 0,15 - 0,2 - для плавных колен под углом  $90^\circ$ ;
- 2,0 - поворот под прямым углом в сверленных или штампованных коленах (угольниках);
- 1,0 - 1,5 - при разделении потока жидкости (рис. 4.2, а);
- 2,0 - 2,5 - при слиянии потоков жидкости (рис. 4.2, б);
- 0,9 - 1,2 - при отводе потока жидкости (рис. 4.2, в).

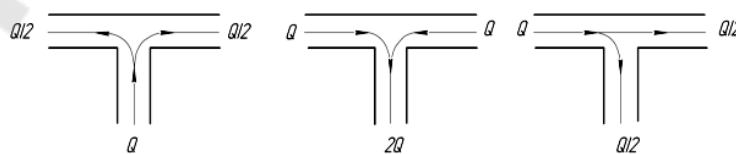


Рис. 4.2. Схемы тройников



Потери на местных сопротивлениях также рассчитываются для каждого гидродвигателя, результаты расчета сводятся в таблицу 4.18.

Таблица 4.18

Результаты расчета потерь на местных сопротивлениях

ГД	Уча- сток	Тип сопротивле- ния	Коэффициент сопротивления $\zeta_i$	Средняя ско- рость $v_i$ , м/с	Потери давления $\Delta p_{mci}$ , Па	Сумма по- терь давления $\sum \Delta p_{mc}$ , Па

В последнем столбце записывается сумма потерь на местных сопротивлениях для каждого гидродвигателя.

Гидрораспределители, дроссели, клапаны, фильтры, теплообменники и др. элементы гидропривода являются сложными гидравлическими сопротивлениями и не поддаются аналитическому расчету. Обычно **перепад давления на гидроаппаратах** определяют экспериментально и указывают в технических характеристиках на гидроаппарат.

Необходимо указать перепады давления на гидроаппаратах, установленных на напорной и сливной линиях. А затем просуммировать потери давления на гидроаппаратах для каждого гидродвигателя отдельно.

Суммарные гидравлические потери состоят из потерь давления на трение по длине трубопровода, на местных сопротивлениях и на гидроаппаратах и рассчитываются для каждого гидродвигателя:

$$\Delta p_{пр} = \sum \Delta p_{три} + \sum \Delta p_{mci} + \sum \Delta p_{га}, \text{ Па.}$$

#### 4.8.3. Определение давления насоса и анализ возможности его использования

Необходимое давление насоса для обеспечения заданных нагрузок определяется по следующей формуле [19]:

$$p_{ни}^{пот} = \Delta p_{гди} + \Delta p_{при}, \text{ МПа,}$$

где  $\Delta p_{гди}$  – перепад давления на  $i$ -ом гидродвигателе: гидроцилиндре или гидромоторе;

$\Delta p_{при}$  – суммарные гидравлические потери на соответствующем гидродвигателе.

При расчете давления, создаваемого насосом, учитывают максимальные значения, так как потери давления во всех линиях, соединенных параллельно, рассматривают отдельно для каждой из них.

Если полученное значение  $p_{н.маx}^{пот}$  не превышает номинального давления насоса  $p_{н}^{ном}$ , то выбор насоса считают окончательным для данного конкретного случая. При потребном давлении насоса большем максимально допустимого значения для выбранного насоса, следует применять другой насос, рассчитанный на более высокое давление и уточнить проверочный расчет. Если потребное значение  $p_{н.маx}^{пот}$  больше номинального значения  $p_{н}^{ном}$  давления, но не превышает максимально допустимого давления для выбранного насоса, то также можно остановиться на выбранном типоразмере насоса.

#### 4.8.4. Определение усилий и скоростей движения гидродвигателей

Фактически максимальные усилия и скорости определяются для каждого цилиндра по формулам:

– фактические максимальные усилия на гидроцилиндрах (с поршневой рабочей полостью):

$$F_{шт} = \frac{\pi}{4} \cdot \left[ (p_{н}^{пот} - \Delta p_{н}) \cdot D^2 - \Delta p_{сл} \cdot (D^2 - d^2) \right] \cdot \eta_{мех}^{гц}, \text{ кН};$$

– фактические максимальные скорости гидроцилиндров (с поршневой рабочей полостью):

$$v_{п} = \frac{4 \cdot Q_{н}}{\pi \cdot D^2}, \text{ м/с},$$

где  $p_{н}^{пот}$  – потребное давление насоса, Па;

$\Delta p_{н}$  и  $\Delta p_{сл}$  – потери давления в напорной и сливной линиях гидропривода (для соответствующего гидроцилиндра), Па;

$D$  и  $d$  – диаметры поршня и штока соответствующего гидроцилиндра, м;

Фактически максимальные момент и скорость на гидромоторе:

– фактический максимальный крутящий момент:

$$M_{гм} = \frac{V_0^{гм} \cdot \eta_{мех}^{гм}}{2 \cdot \pi} \cdot (p_{н}^{пот} - \Delta p_{пр}), \text{ Н}\cdot\text{м};$$

– фактическая максимальная частота вращения:

$$n_{\text{ГМ}} = \frac{Q_{\text{Н}} \cdot \eta_{\text{ОГМ}}}{V_0^{\text{ГМ}}}, \text{ об/мин.}$$

Данные величины должны быть приблизительно равны тем, что были определены в предварительном расчете.

#### 4.8.5. Определение мощности и КПД гидропривода

Полезную мощность привода определяют по фактическим максимальным нагрузкам и скоростям гидродвигателей.

Полезная мощность на гидромоторе:

$$N_{\text{пол.ГМ}} = 2 \cdot \pi \cdot M_{\text{ГМ}} \cdot n_{\text{ГМ}}, \text{ Вт.}$$

Полезная мощность на гидроцилиндре:

$$N_{\text{пол.ГЦ}} = F_{\text{шт}} \cdot v_{\text{п}}, \text{ Вт,}$$

где  $F_{\text{шт}}^{\text{max}}$  – максимальное значение из расчетных усилий (см. п. 3.6), Н.

Загрываемая мощность определяется по фактическим параметрам насоса:

$$N_{\text{зат}} = \frac{Q_{\text{Н}} \cdot p_{\text{Н}}^{\text{пот}}}{\eta_{\text{общ.Н}}}, \text{ Вт,}$$

где  $\eta_{\text{общ.Н}}$  – общий КПД насоса, принимается по его техническим характеристикам.

После расчета полезных мощностей на гидромоторе и гидроцилиндрах, сравнивают данные значения и выбирают максимальное значение для расчета общего КПД привода:

$$\eta_{\text{общ.пр}} = \frac{N_{\text{пол}}^{\text{max}}}{N_{\text{зат}}} \cdot 100, \%$$

Работа гидропривода считается экономически эффективной, если его КПД составляет больше 60%.

#### Литературы

1. Гольдшмидт, М. Г. Методология конструирования : учеб. пособие / М. Г. Гольдшмидт. – Томск : изд-во ТПУ, 2007. – 173 с.
2. ТКП 626–2018. Порядок разработки и постановки продукции на производство.
3. ГОСТ 2.118–2013. Единая система конструкторской документации (ЕСКД). Техническое предложение. – Введ. 2015–07–01. – М. : Стандартинформ, 2015.
4. Скорняков, Н. М. Проектирование и расчет объемной гидропередачи : учеб. пособие / Н. М. Скорняков, В. В. Кузнецов, К. А. Ананьев ; Кузбас. гос. техн. ун-т. – Кемерово, 2010. – 104 с.
5. ГОСТ 2.721–74 Обозначения условные графические в схемах. Обозначения общего применения. – Введ. 1975–07-01. – М. : ИПК «Изд-во стандартов», 1975.
6. ГОСТ 2.780-96. Обозначения условные графические. Кондиционеры рабочей среды, емкости гидравлические и пневматические. – Введ. 1998-01-01. – Минск : ИПК «Изд-во стандартов», 1998.
7. ГОСТ 2.781–96 Обозначения условные графические. Аппаратура распределительная и регулирующая гидравлическая и пневматическая. – Введ. 1998-01-01. – Минск : ИПК «Изд-во стандартов», 1998.
8. ГОСТ 2.782–96. Обозначения условные графические. Насосы и двигатели гидравлические и пневматические. – Введ. 1998-01-01. – Минск: ИПК «Изд-во стандартов», 1998.
9. ГОСТ 2.784–96. Обозначения условные графические. Элементы трубопроводов. – Введ. 1998-01-01. – Минск: ИПК «Изд-во стандартов», 1998.
10. ГОСТ 2.704–76. Единая система конструкторской документации (ЕСКД). Правила выполнения гидравлических и пневматических схем – Введ. 1978-01-01. – М. : ИПК «Изд-во стандартов», 2007.
11. Навроцкий, К. Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов / К. Л. Навроцкий. – М. : Машиностроение, 1991. – 384 с.
12. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
13. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы : справочник. Библиотека конструктора. М., Машиностроение, 2004. – 512 с.
14. Бавбель, И. И. Специальный привод технологического оборудования отрасли : учеб.-метод. пособие для студентов специальности 1-36 05 01 «Машины и оборудование лесного комплекса» спе-

специализации 1-36 01 05 03 «Машины и оборудование деревообрабатывающей промышленности» / И. И. Бавбель. – Минск: БГТУ, 2012. – 82 с.

15. Скорняков, Н. М. Проектирование и расчет объемной гидропередачи : учеб. пособие / Н. М. Скорняков, В. В. Кузнецов, К. А. Ананьев ; Кузбас. гос. техн. ун-т. – Кемерово, 2010. – 104 с.

16. Гойдо, М. Е. Проектирование объемных гидроприводов / М. Е. Гойдо. – М.: Машиностроение, 2009. – 304 с.

17. Наземцев, А. С. Пневматические и гидравлические приводы и системы. Ч. 2. Гидравлические приводы и системы. Основы: учеб. пособие / А. С. Наземцев, Д. Е. Рыбальченко. – М. : ФОРУМ, 2007 – 304 с. ил.

18. Проектирование гидравлических систем машин : учеб. пособие / Г. М. Иванов, С. А. Ермаков, Б. Л. Коробочкин, Р. М. Пасынков. – М. : Машиностроение, 1992. – 224 с.

19. Теория и проектирование гидропневмосистем : метод. указания к курсовому проекту для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин»/ авт. сост.: Ю. А. Андреев, Ю. В. Сериков. – Гомель: ГГТУ им. П. О. Сухого, 2007. – 42 с.

**Андреевца Юлия Ахатовна**

**ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ  
ГИДРОПНЕВМОСИСТЕМ**

**Практикум  
для студентов специальности  
1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных  
и технологических машин»  
дневной формы обучения**

Подписано к размещению в электронную библиотеку  
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного  
учебно-методического документа 22.11.22.

Рег. № 65Е.

<http://www.gstu.by>