

Министерство образования и науки Челябинской области  
Государственное бюджетное образовательное учреждение среднего специального  
образования (среднее специальное учебное заведение)  
«Южно-Уральский многопрофильный колледж»

## **Рабочая тетрадь**

**по МДК 01.01 «Монтаж, наладка, техническое обслуживание и  
ремонт гидравлических и пневматических устройств и систем»**  
*для специальности 15.02.03 «Техническая эксплуатация гидравлических машин,  
гидроприводов и гидропневмоавтоматики»*

**ОДОБРЕНА**

цикловой комиссией  
оборудования металлургических  
предприятий

Составлена в соответствии с ФГОС СПО по  
специальности:

**15.02.03 «Техническая эксплуатация гидравлических  
машин, гидроприводов и гидропневмоавтоматики»**

Председатель ЦМК  
Южно-Уральского многопрофильного  
колледжа  
Хабилова Н.Ф.

Заместитель директора по УМР ЮУМК  
И.Н.Тихонова

Автор:

И.М.Кулиненко, преподаватель Южно-Уральского  
многопрофильного колледжа

Рецензент:

А.С.Кислухин, начальник отделения ремонта  
механического оборудования Прокатного цеха №3  
ПАО «ЧМК»

Редактор:

Н.Е.Хлебникова, методист Южно-Уральского  
многопрофильного колледжа

## РЕЦЕНЗИЯ

на рабочую тетрадь по междисциплинарному курсу  
01.01 «Монтаж, наладка, техническое обслуживание и ремонт  
гидравлических и пневматических устройств и систем»  
по специальности 15.02.03 Техническая эксплуатация гидравлических  
машин, гидроприводов и гидропневмоавтоматики

Рабочая тетрадь предназначена для студентов, осваивающих МДК  
01.01 «Монтаж, наладка, техническое обслуживание и ремонт  
гидравлических и пневматических устройств и систем» и направлена на  
освоение теоретического материала и развития навыков практических  
расчетов как существующего, так и проектируемого гидравлического  
привода объемного типа.

Актуальность данного методического пособия заключается не только в  
подробно представленном теоретическом и иллюстративном материале, но и  
наличии вопросов для контроля, заданий и практических расчетов по  
объемному гидравлическому приводу.

Автором проведена серьезная работа по отбору материала для данного  
курса, проведен подбор гидравлических принципиальных схем для заданий  
по вариантам согласно конкретному оборудованию металлургического  
предприятия. Материал выстроен логически верно и полностью  
соответствует рабочей программе междисциплинарного курса.

Данное методическое пособие может быть рекомендовано к  
публикации.

Начальник отделения ремонта  
механического и гидравлического  
оборудования прокатного цеха №3 ПАО  
«Челябинский металлургический  
комбинат»



Кислухин А.С.

30.03.2023г

## **Аннотация**

Рабочая тетрадь предназначена для освоения материала по МДК01.01 «Монтаж, наладка, техническое обслуживание и ремонт гидравлических и пневматических устройств и систем» и соответствует требованиям ФГОС по специальности 15.02.03 «Техническая эксплуатация гидравлических машин, гидроприводов и гидропневмоавтоматики». В рабочей тетради рассмотрены основные теоретические вопросы курса и даны задания для самостоятельного выполнения, в том числе и практические работы по расчету объемного гидропривода возвратно-поступательного движения. Каждая тема заканчивается контрольными вопросами для проверки освоенного материала.

## Содержание

Введение .....	6
Тема 1 Общие сведения об элементах гидравлических приводов .....	7
Тема 2 Насосы .....	9
Тема 3 Гидродвигатели .....	14
Тема 4 Лопастные насосы .....	16
Тема 5 Вихревые насосы .....	20
Тема 6 Насосы возвратно-поступательного движения .....	22
Тема 7 Шестеренные гидромашины .....	26
Тема 8 Пластинчатые (шиберные) гидромашины .....	31
Тема 9 Радиально-поршневые гидромашины .....	34
Тема 10 Аксиально-поршневые гидромашины.....	39
Тема 11 Гидроцилиндры .....	44
Расчет объемного гидропривода возвратно-поступательного движения.....	54
Приложение А Параметры гидроцилиндров.....	84
Приложение Б Расход жидкости .....	84
Приложение В Скорость жидкости в гидроприводах .....	84
Приложение Г Условные проходные сечения в трубопроводах .....	84
Приложение Д Допускаемые напряжения для сталей.....	84
Приложение Е Присоединительная резьба гидроцилиндров .....	85
Приложение Ж Электродвигатели асинхронные серии 4 А.....	85
Приложение З Насосы .....	86
Приложение И Условные графические обозначения в гидравлических схемах .....	88
Литература .....	94

## Введение

В качестве систем приводов различного технологического оборудования (металлорежущие станки, промышленные роботы и манипуляторы, автоматические линии, авиационная, автомобильная, сельскохозяйственная и другая техника) широко используются гидравлические и пневматические приводы *объемного действия*. Под объемным действием понимается принцип работы применяемых гидравлических и пневматических устройств, который основан на объемном вытеснении рабочей среды (рабочей жидкости или сжатого воздуха), на высоком модуле упругости жидких рабочих сред и законе Б. Паскаля. Из уравнения Д. Бернулли видно, что движущаяся жидкость обладает тремя видами энергии: энергией положения (геометрический напор), энергией сжатой жидкости (пьезометрический напор, давление) и кинетической энергией потока (скоростной напор). Два первых вида представляют собой разновидности потенциальной энергии. Поэтому нетрудно видеть, что уравнение Д. Бернулли по сути своей есть закон сохранения энергии в изложении для движущейся жидкости. Посмотрим теперь, в каких случаях превалирует тот или иной вид энергии.

Энергия положения характеризуется высотой нахождения массы жидкости относительно плоскости сравнения. Этот вид энергии будет превалировать над другими при описании движения падающего с некоторой высоты потока движущейся с небольшой скоростью жидкости, например, воды. Поэтому геометрический напор учитывается при создании гидроэлектростанций.

Кинетическая энергия движущейся жидкости зависит от ее скорости. Поэтому этот вид энергии используется при разработке гидродинамических передач, в которых рабочая среда имеет сравнительно высокие скорости движения (например, центробежные насосы).

Энергия сжатой жидкости характеризуется *давлением*, которое есть по сути своей нормальное напряжение сжатия слоев рабочей среды под действием объемных и поверхностных сил. Поскольку в машиностроительном и мобильном оборудовании масса и скорость движущейся жидкости гидроприводов сравнительно невелики, а перепады высот трубопроводов не превышают нескольких метров, постольку в таких приводах превалирующим является именно энергия сжатой жидкости.

Гидравлические и пневматические приводы широко используются в оборудовании металлургических предприятий: нажимные устройства прокатных станов, привода шибберных задвижек сталеплавильных печей, манипуляторы и кантователи заготовок и т.д.

Кроме этого металлургическое оборудование требует применения и других гидросистем: систем смазки и систем охлаждения.

## Тема 1 Общие сведения об элементах гидравлических приводов

Студент должен знать:

- понятие объемного гидропривода;
- структурные элементы объемного гидропривода;
- виды гидравлических машин и основы их проектирования.

### Теоретическая часть

Гидропривод- совокупность гидравлических механизмов, предназначенная для передачи движения(энергии) и её преобразования с помощью рабочей жидкости.

Виды преобразования:

- изменение (увеличение или уменьшение) выходной силы (момента) (рисунок 2);
- изменение выходной скорости;
- изменение вида движения( вращательное в возвратно-поступательное или наоборот)

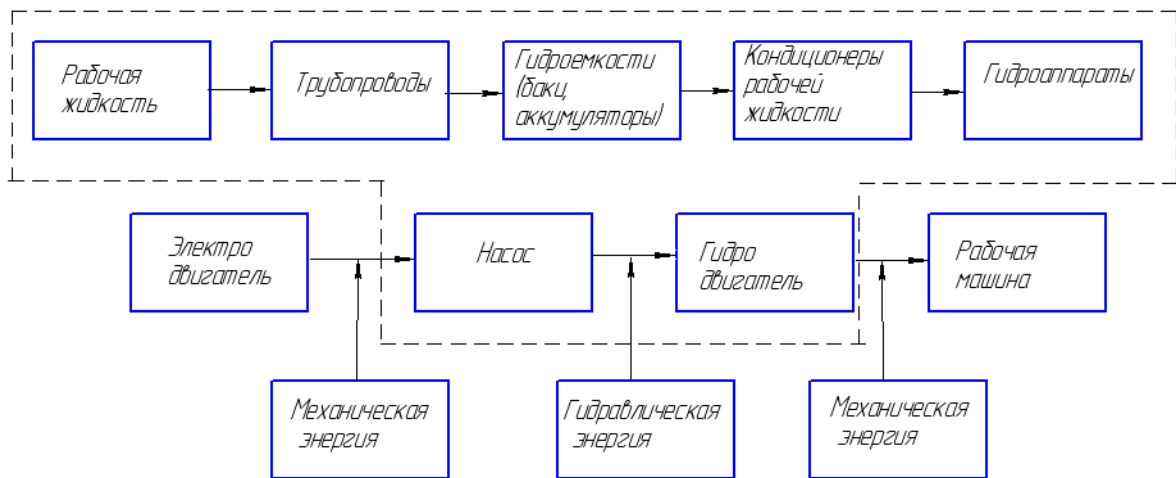


Рисунок 1- Структурная схема гидропривода

**Насос**- гидравлический механизм, предназначенный для создания потока рабочей жидкости с необходимым рабочим давлением. Насос преобразует механическую энергию входа в энергию рабочей жидкости.

**Гидродвигатель**- гидравлический механизм, предназначенный для приведения в движения рабочего органа машины. Гидродвигатель преобразует гидравлическую энергию в механическую.

В промышленности применяют **гидромашины**, которые могут работать как в режиме насоса, так и в режиме гидромотора

**Гидроемкости** (баки, аккумуляторы)- устройства, которые применяют для хранения рабочей жидкости

**Кондиционеры** рабочей жидкости (фильтры, охладители, нагреватели)- устройства, которые применяют для очистки, охлаждения, нагрева рабочей жидкости

**Гидроаппараты**- устройства, которые применяют для регулирования характеристик, направления течения рабочей жидкости

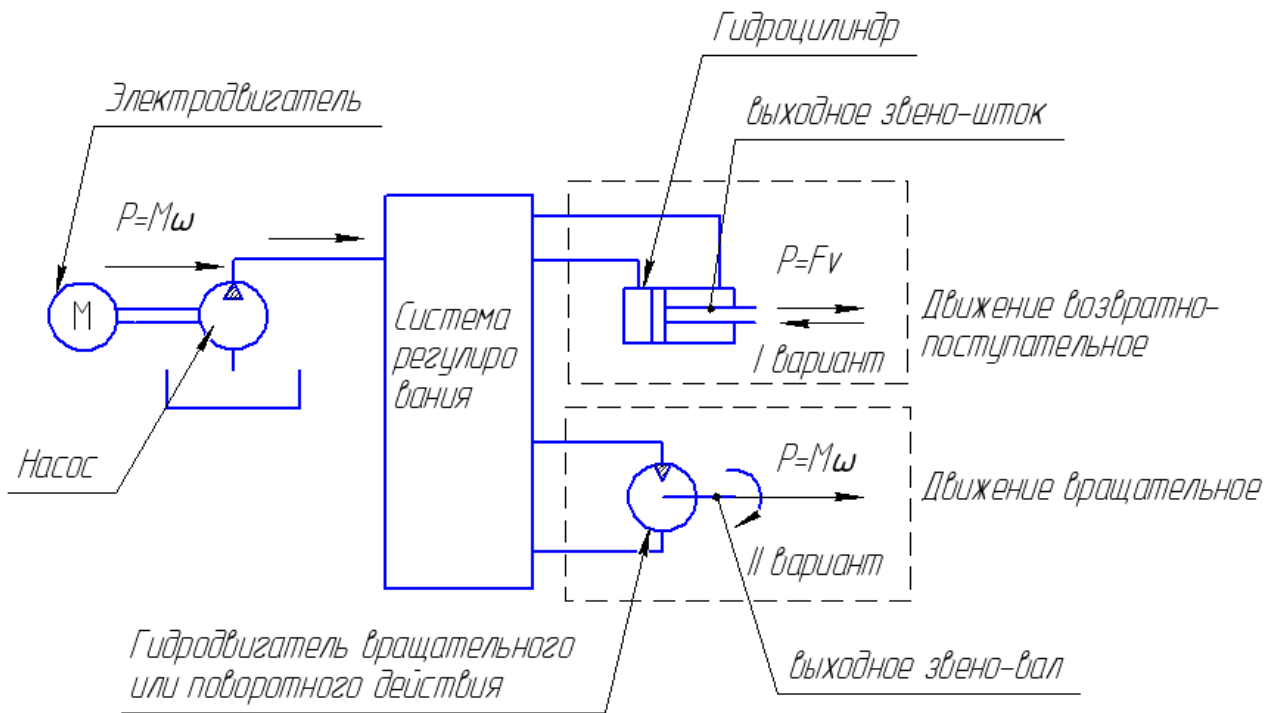


Рисунок 2- Схема гидропривода с передачей мощности  
**Внимание! Заполнить таблицу самостоятельно**

Функциональная схема	Структурная схема
Объект управления	
Подсистема	
Подсистема	
Подсистема	

**Вопросы для контроля:**

1. Назовите назначение насоса
2. Назовите назначение гидродвигателя
3. Сколько подсистем выделяют в гидроприводе. Назовите каждую из них и её назначение.
4. Какие элементы могут входить в каждую подсистему?
5. Что может являться объектом управления?



## Тема 2 Насосы

Студент должен знать:

1. Назначение насосов.
2. Классификацию насосов
3. Характеристики насосов
4. Применение насосов в промышленности

Студент должен уметь:

1. Производить расчет характеристик насоса

### Теоретическая часть

Насос- гидравлический механизм, предназначенный для создания потока рабочей жидкости с необходимым рабочим давлением. Насос преобразует механическую энергию входа в энергию рабочей жидкости.

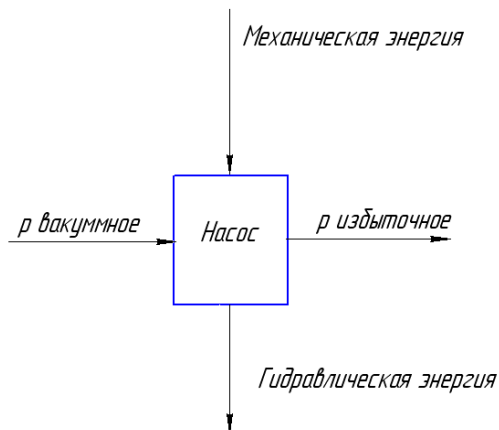


Рисунок 3- Схема насоса

### Классификация насосов (см. рисунок 4)

1. Насос – машина для создания потока жидкостей среды с необходимым рабочим давлением
2. Динамический насос – насос, в котором среда перемещается под силовым воздействием на нее в камере, постоянно сообщаемой со входом и выходом насоса.
  - 2.1. Лопастной насос – динамический насос, в котором жидкая среда перемещается путем обтекания лопасти.
    - 2.1.1. Центробежный насос – лопастной насос, в котором жидкая среда перемещается через рабочее колесо от центра к периферии.
    - 2.1.2. Осевой насос – лопастной насос, в котором жидкая среда перемещается через рабочее колесо в направлении его оси.
    - 2.1.3. Диагональный насос – лопастной насос, в котором жидкая среда перемещается наклонно, по диагонали прямоугольника, составленного радиальным и осевым направлениями.
  - 2.2. Насос трения – динамический насос, в котором жидкая среда перемещается под воздействием сил трения.
    - 2.2.1. Черпаковый насос – насос трения, в котором жидкая среда перемещается через отвод от периферии к центру.
    - 2.2.2. Вихревой насос – насос трения, в котором жидкая среда перемещается по периферии рабочего колеса в тангенциальном направлении.
    - 2.2.3. Свободновихревой насос – насос трения, в котором жидкая среда перемещается через винтовой шнек в направлении его оси.
    - 2.2.4. Шнековый насос – насос трения, в котором жидкая среда перемещается через винтовой шнек в направлении его оси.
    - 2.2.5. Дисковый насос – насос трения, в котором жидкая среда перемещается через рабочее колесо от центра к периферии.
    - 2.2.6. Вибрационный насос – насос трения, в котором жидкая среда перемещается в процессе возвратно-поступательного движения.
    - 2.2.7. Струйный насос – насос трения, в котором жидкая среда перемещается внешним потоком жидкой или газообразной среды.
    - 2.2.8. Наклоннодисковый насос – насос трения, в котором жидкая среда перемещается от центра к периферии вращающегося наклонного диска.
    - 2.2.9. Воздушный водоприемник (эрлифт) – насос трения, в котором жидкая среда выталкивает водовоздушную смесь, образующуюся в водоподъемной трубе при подаче в ее нижнюю часть сжатого воздуха (газа).
  - 2.3. Электромагнитный насос – динамический насос, в котором жидкая среда перемещается под воздействием

электромагнитных сил.

2.4.Центробежно-вихревой насос – динамический насос, в котором жидкая среда перемещается от центра к периферии и по периферии рабочего колеса (колес) в тангенциальном направлении.

## Насосы

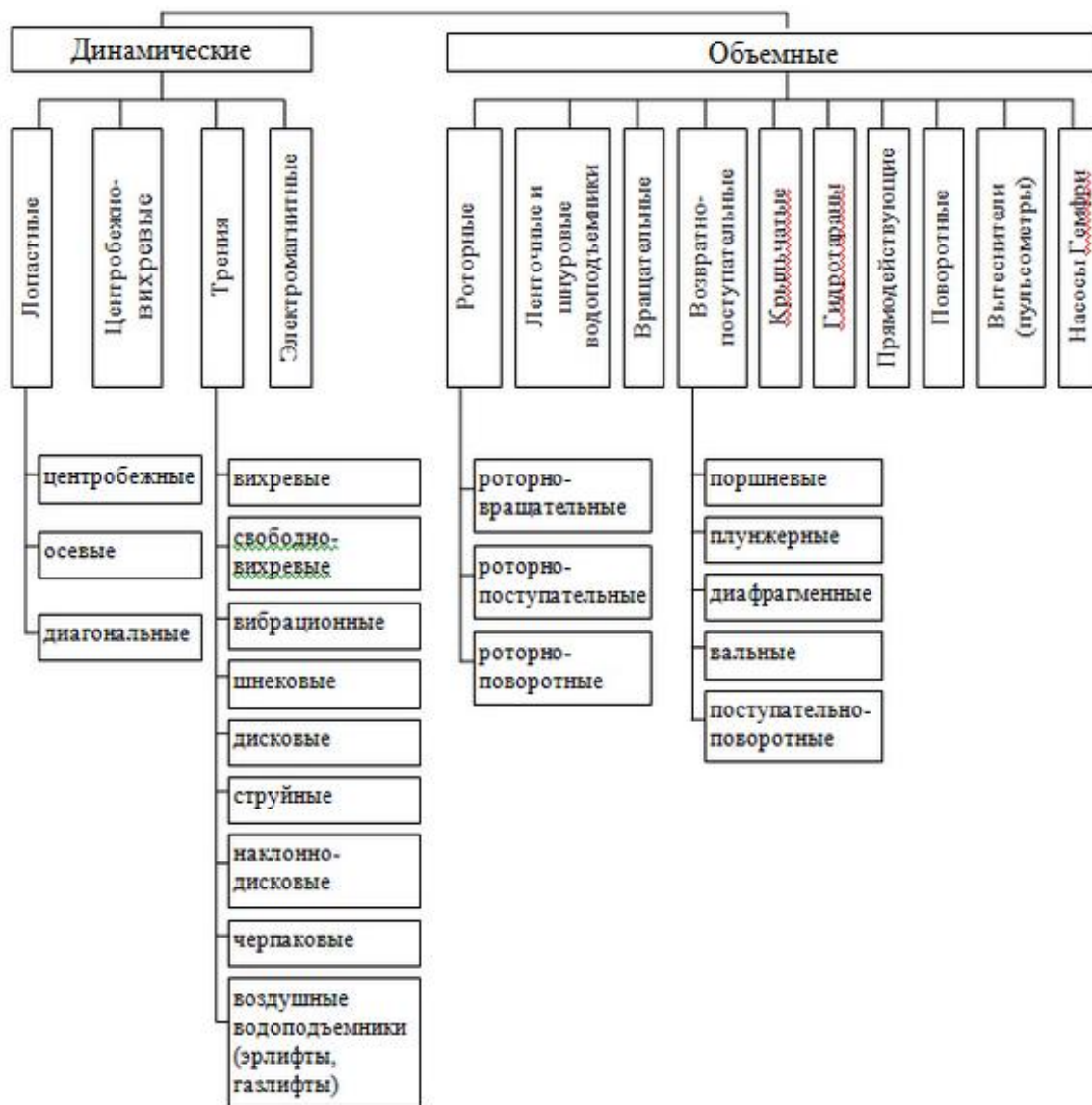


Рисунок 4 -Основная классификация насосов по принципу действия

3.Объемный насос – насос, в котором жидкая среда перемещается путем периодического изменения объема занимаемой ею камеры, попеременно сообщаемой со входом и выходом насоса.

3.1.Роторный насос – объемный насос с вращательным или вращательным и возвратно-поступательным движением рабочих органов независимо от характера движения ведущего звена насоса.

3.1.1.Роторно-вращательный насос – роторный насос с вращательным движением рабочих органов.

3.1.2.Роторно-поступательный насос – роторный насос с вращательным и возвратно-поступательным движением рабочих органов.

3.1.3.Роторно-поворотный насос – роторный насос с вращательным и возвратно-поворотным движением рабочих органов.

3.2.Возвратно-поступательный насос – объемный насос с прямолинейным возвратно-поступательным движением рабочих органов независимо от характера движения ведущего звена насоса.

3.2.1.Поршневой насос – возвратно-поступательный насос, у которого рабочие органы выполнены в виде поршней.

3.2.2.Плунжерный насос – возвратно-поступательный насос, у которого рабочие органы выполнены в виде плунжеров.

3.2.3.Диафрагменный насос – возвратно-поступательный насос, у которого рабочие органы выполнены в виде упругих диафрагм.

3.2.4.Вальный насос – возвратно-поступательный насос с вращательным движением ведущего звена.

3.2.5.Поступательно-поворотный насос – возвратно-поступательный насос с возвратно-поворотным движением ведущего звена.

3.3.Крыльчатый насос – объемный насос с возвратно-поступательным движением рабочих органов независимо от характера движения ведущего звена насоса.

3.4.Вращательный насос – объемный насос с вращательным движением ведущего звена насоса.

- 3.5.Прямодействующий насос – объемный насос с возвратно-поступательным движением ведущего звена насоса.
- 3.6.Поворотный насос – объемный насос с возвратно-поворотным движением ведущего звена насоса.
- 3.7.Ленточные и шнуровые водоподъемники (капиллярные насосы) – объемные насосы, в которых силовое воздействие на жидкую среду в поверхностных капиллярах (которые являются рабочей камерой) бесконечной ленты или бесконечного шнура,двигающихся по двум шкивам, отказывает подъемная сила, возникающая в результате принудительного вращения одного из шкивов.
- 3.8.Гидротараны – объемные насосы, в которых перемещение жидкой среды осуществляется энергией гидравлического удара, который периодически повторяется вследствие резкого закрывания клапана под действием естественного потока жидкой среды источника, расположенного выше по отношению к насосу.
- 3.9.Вытеснители (пульсометры) – объемные насосы, в которых жидкая среда вытесняется из камеры при помощи пара.
- 3.10.Насосы Гемфри – объемные насосы, в которых газы, образуемые от воспламенения горючей смеси, вытесняют из камеры жидкую среду и перемещают ее по особым напорным трубам.

### Характеристики насоса:

1. Номинальное рабочее давление- давление, которое выдает насос в течение заданного срока службы:  $p$ , Па
2. Производительность (подача)- объем жидкости, который выдает насос в гидросистему за единицу времени,  $Q$ , л/мин

Различают идеальную подачу насосов- подачу без утечек и реальную подачу- подачу с учетом утечек рабочей жидкости

Для динамических насосов идеальная подача рассчитывается по формуле:

$$Q_{ид} = kRn,$$

$k$ - конструктивный параметр,

$R$ - радиус рабочего колеса,

$n$ - частота вращения рабочего колеса

Для объемных насосов идеальная подача рассчитывается по формуле:

$$Q_{ид} = V_0 n,$$

$V_0$ -рабочий объем насоса

Реальная подача насоса рассчитывается с учетом утечек насоса:

$$Q = \eta_{об} Q_{ид},$$

$\eta_{об}$ - объемный КПД насоса (см ниже)

3. Высота всасывания- высота, на которую насос может подсосать жидкость:  $H_{вс}$ , м
4. Высота нагнетания- высота, на которую насос может подать жидкость:  $H_{нг}$ , м
5. Напор- это энергия, которую насос отдает жидкости,  $H = H_{вс} + H_{нг}$ , м или  $H = \frac{p}{\rho \times g}$

$$H = (z_{вх} - z_{вых}) + \frac{p_{вх} - p_{вых}}{\rho \times g} + \frac{v_{вх}^2 - v_{вых}^2}{2g}$$

Где  $z_{вх}$  –высота центра тяжести сечения на входе в насос,

$z_{вых}$  –высота центра тяжести сечения на выходе из насоса,

$p_{вх}$ -давление на входе в насос,

$p_{вых}$ - давление на выходе из насоса,

$v_{вх}$  и  $v_{вых}$ - скорости на входе и выходе насоса

либо

$$H = \frac{p_{ман} + p_{вак}}{\rho \times g} + \Delta Z + \frac{v_{вх}^2 - v_{вых}^2}{2g},$$

Где  $p_{ман}$ -давление на выходе по манометру,

$p_{вак}$ -давление на входе по вакуумметру,

$\Delta Z$ - разность уровней между вакуумметром и манометром

6. Мощность входа- это мощность, которую необходимо затратить на приведение насоса в рабочее состояние  $P = M\omega$ , кВт или  $P = Fv$ , кВт
7. Мощность выхода- это мощность потока рабочей жидкости, создаваемого насосом:

$$P = \rho Q = \rho g H Q, \text{ кВт}$$

8. КПД- коэффициент полезного действия, который показывает какая часть мощности передалась насосом на полезную работу и какая часть мощности потерялась на трение

$$\eta_{общ} = \eta_{мех} \eta_{гидр} \eta_{об},$$

$\eta_{общ}$ -общий КПД насоса

$\eta_{\text{мех}}$ - механический КПД насоса, показывает потери энергии на трение в механических частях

$\eta_{\text{гидр}}$ - гидравлический КПД насоса, показывает потери энергии на местные гидравлические сопротивления и на трение в жидкости

$\eta_{\text{об}}$ - объемный КПД, показывает потери энергии на утечки жидкости

$$\eta_{\text{общ}} = \frac{P_{\text{пол}}}{P_{\text{потр}}} = \frac{\rho Q}{M \omega} = \frac{\rho g H Q}{M \omega}$$

9. Кавитационный запас-величина, обеспечивающая бесперебойную работу насоса при возникновении кавитации




$$\Delta h = \frac{p_{\text{вак}} + \rho \frac{v_{\text{вх}}^2}{2} - p_{\text{пара}}}{\rho g}$$

где  $p_{\text{вак}}$ -вакуумное давление на входе в насос,

$\rho$ - плотность жидкости,

$v_{\text{вх}}$ -скорость на входе в насос,

$p_{\text{пара}}$ -давление насыщенного пара, при котором возникает кавитация,

Обозначение	Описание элемента
	Гидронасос нерегулируемый с постоянным направлением потока
	Гидронасос нерегулируемый с реверсивным направлением потока
	Гидронасос регулируемый

#### Характеристики насосов

**Задание! Заполните самостоятельно таблицу**

№ п/п	Характеристика	Обозначение	Единицы измерения	Формула	Определение
1	Номинальный режим				
2	Номинальное рабочее давление				
3	Давление на входе насоса				
4	Давление на выходе насоса				
5	Подача (производительность) идеальная				
6	Подача (производительность) Реальная				
7	Массовая подача насоса				
8	Высота всасывания				
9	Высота нагнетания				

10	Напор				
11	Мощность потребляемая				
12	Мощность полезная				
13	КПД				
14	Объемный КПД				
15	Гидравлический КПД				
16	Механический КПД				
17	Характеристика насоса	Динамические насосы			
		Объемные насосы			
18	Рабочая характеристика насоса				
18	Кавитационный запас насоса				

**Вопросы для контроля:**

1. Какие два вида насосов выделяют по принципу работы? В чем их отличие?
2. Что такое кавитация?
3. В какой части насоса возникает кавитация?
4. В чем отличие характеристик объемных и динамических насосов?
5. Что показывает КПД насоса?
6. Чем отличается мощность потребляемая и мощность полезная? Какая из них больше?
7. Для чего предназначены насосы?
8. Что такое реверс?
9. Что такое «регулируемый насос»?
10. Чем отличается характеристика насоса от рабочей характеристики?

### Тема 3 Гидродвигатели

Студент должен знать:

1. Назначение гидродвигателей
2. Классификацию гидродвигателей
3. Применение гидродвигателей в технике, промышленности, в частности в металлургии

#### Теоретическая часть

Гидродвигатель- гидравлический механизм, предназначенный для приведения в движения рабочего органа машины. Гидродвигатель преобразует гидравлическую энергию в механическую.

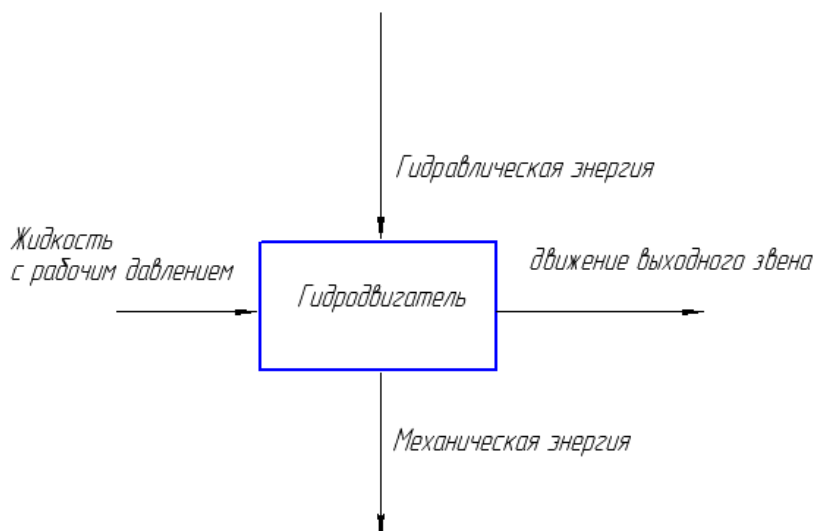


Рисунок 5-Схема работы гидродвигателя

Гидродвигатели делятся в зависимости от вида движения выходного звена на

1. Гидродвигатели вращательного движения (гидромоторы),
2. Гидродвигатели возвратно-поступательного движения (гидроцилиндры),
3. Гидродвигатели поворотного движения.

#### Характеристики гидродвигателей:

1. Номинальное рабочее давление жидкости- давление, необходимое для создания на выходном валу номинального момента (на штоке- номинальной силы):  $p$ , Па
2. Перепад давления на гидродвигателе  $\Delta p = p_{вх} - p_{вых}$ , Па  
Где  $p_{вх}$  и  $p_{вых}$ -давление на входе и выходе гидродвигателя, Па
3. Идеальный объемный расход рабочей жидкости- объем жидкости проходящей через гидродвигатель за единицу времени без учета утечек,  $Q_{ид}$ , л/мин,  $см^3/с$ ,  $м^3/с$

Для гидромотора и гидродвигателя поворотного движения:  $Q_{ид} = V_o n$

Для гидроцилиндра:  $Q_{ид} = S_{порш} v$  и  $Q_{ид} = (S_{порш} - S_{шт}) v$ ,

Где  $S_{порш}$ -площадь поршня,  $S_{шт}$ -площадь штока,  $v$ -скорость движения поршня

4. Реальный объемный расход рабочей жидкости- объем жидкости проходящей через гидродвигатель за единицу времени с учетом утечек,  $Q$ , л/мин,  $см^3/с$ ,  $м^3/с$

$$Q = \frac{Q_{ид}}{\eta_{об}}$$

**Реальный расход гидродвигателя больше, чем идеальный**, т.к.в отличие от насоса объемные потери гидродвигателя направлены в ту же сторону, что и основной поток жидкой среды.

5. Мощность потребляемая- энергия жидкости, которая приводит в движение гидродвигатель:

$$P = \Delta p Q = \rho g H Q, \text{ кВт}$$

6. Мощность полезная-энергия вращения вала гидромотора или возвратно-поступательного движения штока поршня гидроцилиндра:

Для гидромоторов и гидродвигателей поворотного движения:  $P = M \omega$

Для гидроцилиндров:  $P = F v$

7. Объемный КПД гидродвигателя- коэффициент, показывающий потери энергии на утечки рабочей жидкости:

$$\eta_{об} = \frac{Q_{ид}}{Q_{ид} + g_{утечек}}$$

8. КПД гидродвигателя-коэффициент, который показывает какая часть мощности (энергии) передается на рабочую машину и какая часть мощности теряется:

$$\eta = \eta_m \eta_\Gamma \eta_{об}$$

Для гидромоторов и гидродвигателей поворотного движения:

$$\eta = \frac{P_{пол}}{P_{потреб}} = \frac{M\omega}{\Delta p Q}$$

Для гидроцилиндров:

$$\eta = \frac{Fv}{\Delta p Q}$$

9. Момент на валу гидромотора или гидродвигателя поворотного движения:

$$M = \frac{\Delta p V_0}{2\pi} \eta_m, \text{ Нм}$$

### Характеристики гидродвигателей

**Задание! Заполните самостоятельно таблицу**

№ п/п	Характеристика	Обозначение	Единицы измерения	Формула	Определение
1	Номинальное рабочее давление				
2	Перепад давления на входе и выходе гидродвигателя				
3	Идеальная подача рабочей жидкости				
4	Реальная подача рабочей жидкости				
5	Момент вращения на выходном валу				
	Сила на штоке				
6	Угловая скорость вращения (частота вращения) вала				
	Скорость перемещения штока				
7	Мощность потребляемая				
8	Мощность полезная				
9	КПД				
10	Объемный КПД				
11	Гидравлический КПД				
12	Механический КПД				

### Вопросы для контроля:

1. Каково назначение гидродвигателя в гидроприводе?
2. Перечислить виды гидродвигателей по виду движения выходного звена
3. Что показывает КПД гидродвигателя?
4. В каких гидродвигателях выходной характеристикой является скорость перемещения штока, а в каких - частота вращения?

### Тема 4 Лопастные насосы

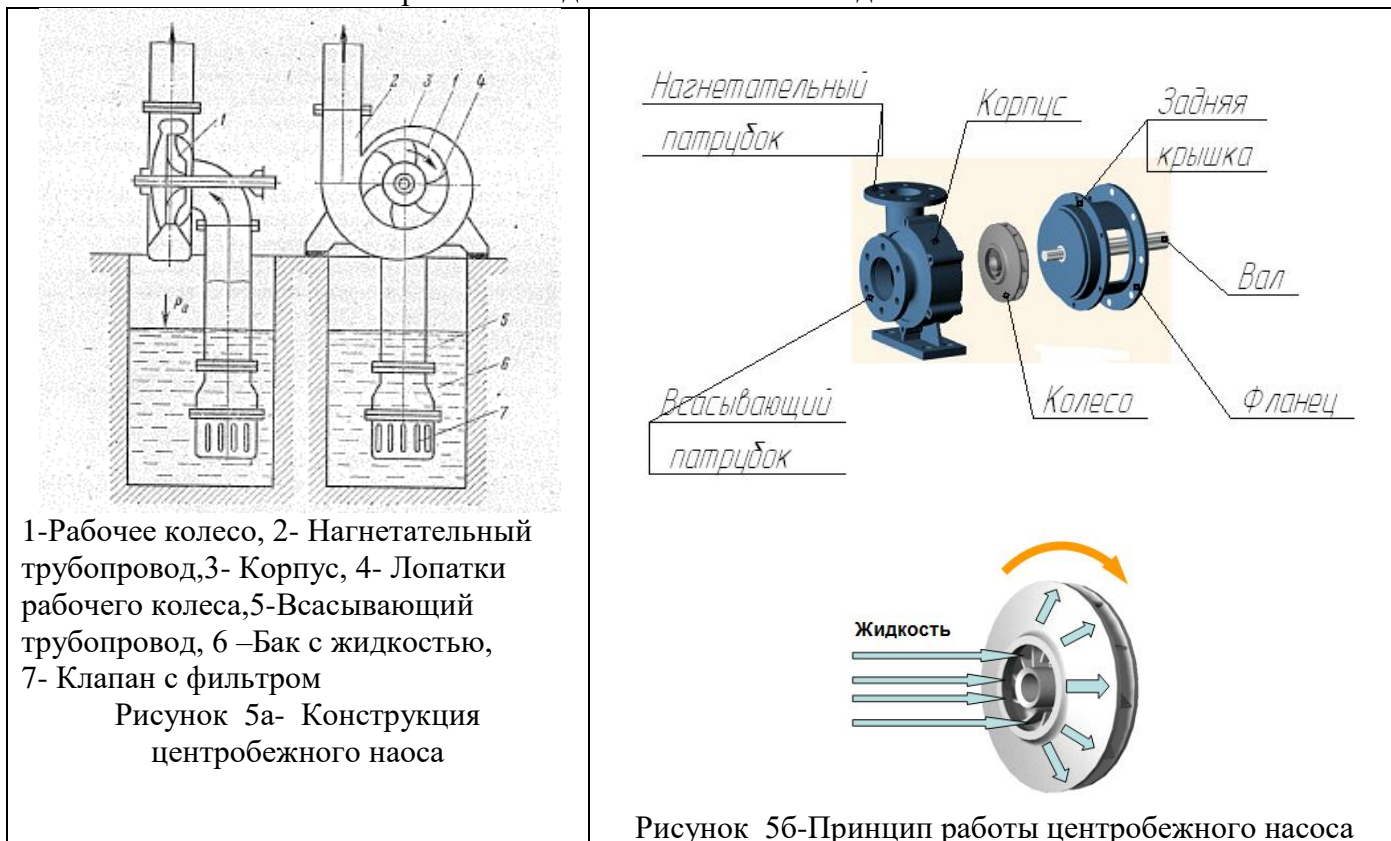
Студент должен знать:

1. Классификацию лопастных насосов
2. Конструкцию и принцип работы центробежных и осевых насосов
3. Достоинства и недостатки центробежных, осевых и вихревых насосов
4. Области применения лопастных насосов

### Теоретическая часть

### Центробежные насосы

Центробежные насосы – это динамические насосы, которые работают за счет центробежной силы. Они являются наиболее распространенными машинами для перемещения жидкостей в различных отраслях промышленности. Они могут перекачивать воду, суспензии, химически активные и нейтральные жидкости с плотностью до  $1850 \text{ кг/м}^3$ .



### Принцип работы:

Рабочее колесо состоит из двух дисков (рисунок 5а), между которыми располагаются лопатки. Функция рабочего колеса заключается в создании потока жидкости, проходящего через насос. За счет вращения колеса жидкость, находящаяся в нем, тоже вращается. На вращающуюся жидкость действует центробежная сила (отсюда название насоса), которая заставляет жидкость разлетаться от центра рабочего колеса к его краям. В центре рабочего колеса при этом создается разрежение, которое обуславливает всасывание жидкости центральным кольцевым отверстием рабочего колеса через всасывающий патрубок насоса. При выходе из рабочего колеса жидкость ударяется о корпус насоса, выполненный в виде улитки, скорость понижается, а давление повышается до рабочего.



**Задание! Заполните самостоятельно:**  
 Достоинства:

---

---

---

---

---

---

---

---

---

---

Недостатки:

---

---

---

---

---

---

---

---

---

---

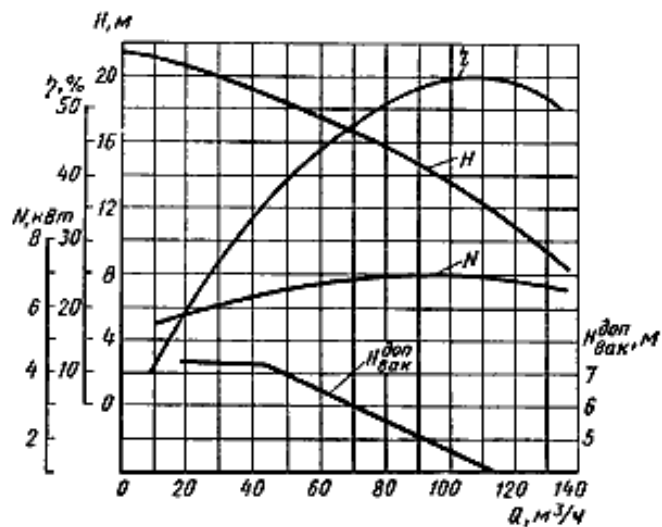


Рисунок 6- Характеристики центробежного насоса  
 Виды центробежных насосов

По числу рабочих колес внутри корпуса насосы подразделяют на одноступенчатые и многоступенчатые. Одноступенчатые насосы делятся, в свою очередь, на консольные (с односторонним всасыванием) и двустороннего всасывания. Таким образом, можно выделить три основных типа центробежных насосов: консольный, двустороннего всасывания и многоступенчатый.

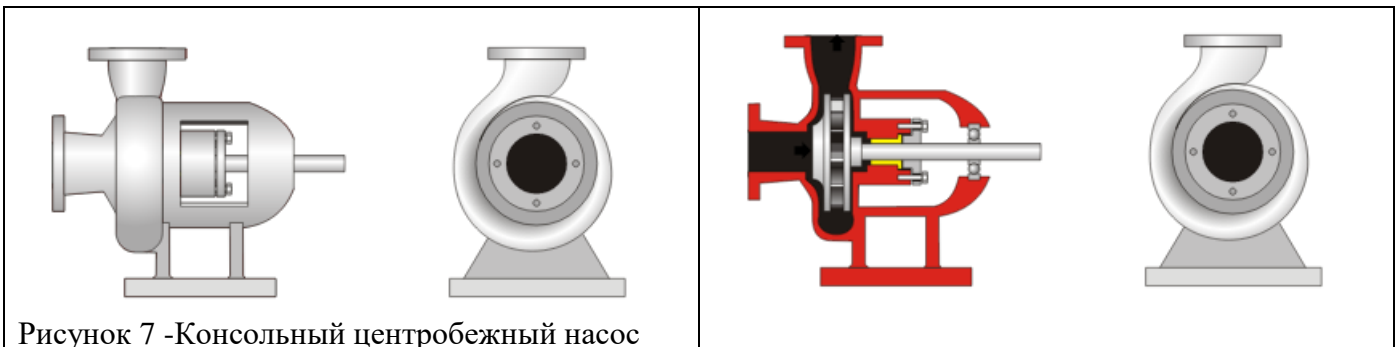


Рисунок 7 -Консольный центробежный насос

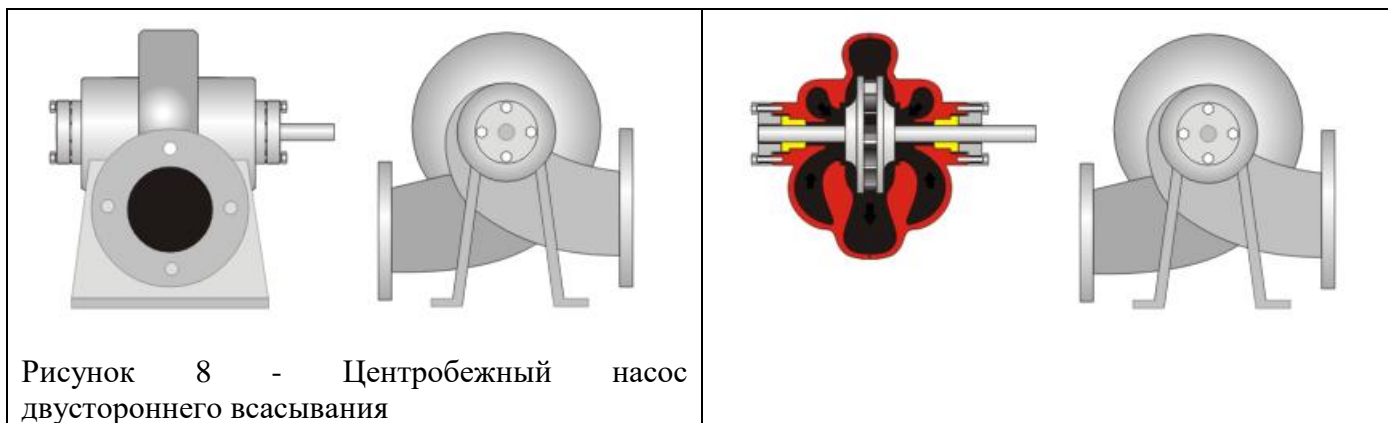


Рисунок 8 - Центробежный насос двустороннего всасывания

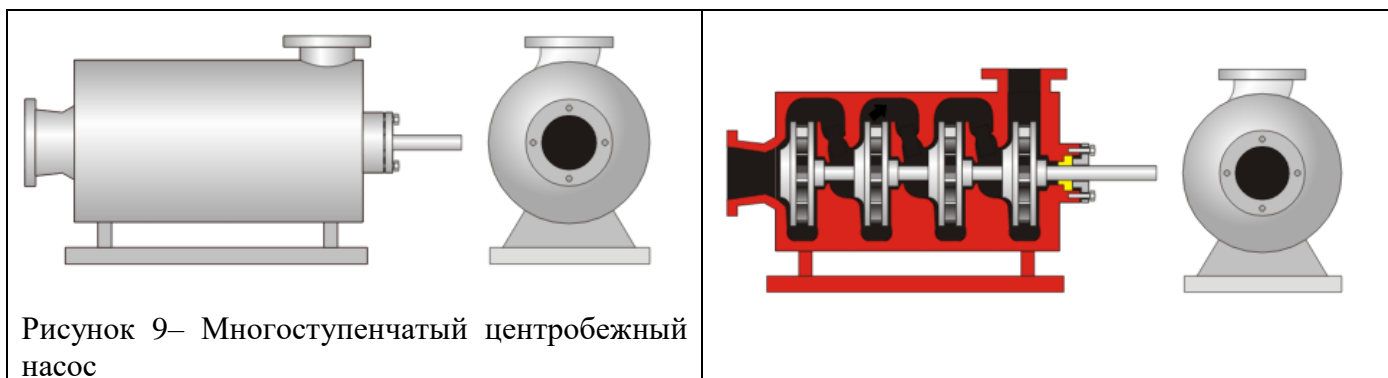


Рисунок 9- Многоступенчатый центробежный насос

**Задание! Ознакомится самостоятельно с правилами выбора центробежных насосов и их обозначениями на сайте <http://www.isuct.ru/dept/chemkiber/piaht/edu/index.php> .**

**Заполнитель самостоятельно:**

Перечислить рабочие параметры центробежного насоса:

---



---



---

Перечислить типы обозначений насосов в зависимости от перекачиваемых жидкостей

---



---

Параметры жидкостей, которые необходимо учитывать при выборе насоса

---

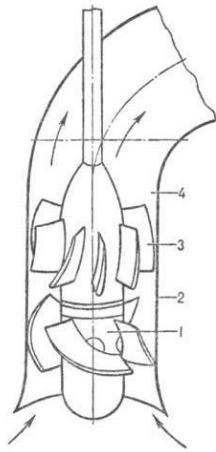


---

### Осевые насосы

Осевые насосы- это динамические насосы, которые работают за счет центробежных сил и сил давления лопаток, в которых перекачиваемая жидкость движется через рабочее колесо в направлении параллельном оси вала. Предусматривается изготовление насосов на подачу 2500—145000 м<sup>3</sup>/ч при напоре 4,5—26 м вод. ст. Выпускаются осевые насосы типов О (с закрепленными лопастями), ОП (поворотно-лопастные).

Эти насосы отличаются большой подачей, высоким к. п. д., простотой конструкции компактностью и малой мас сой на единицу мощности. Не достатком их является малый напор. В большинстве случаев осевые насосы устанавливают под залив.



1 - корпус; 2 - направляющий аппарат;  
3 - рабочее колесо; 4 – лопасть  
Рисунок 10 –Конструкция осевого насоса

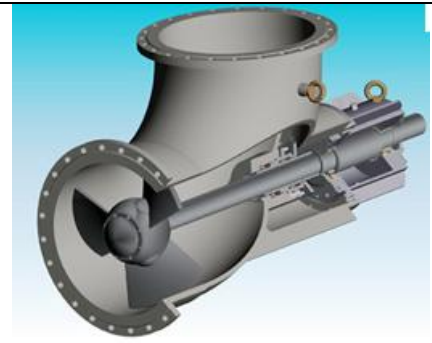


Рисунок 11 –Внешний вид осевого насоса

В осевых насосах (рис.10) в отличие от центробежных жидкость движется вдоль оси рабочего колеса. Основные достоинства: большая, чем у центробежных насосов, производительность, нечувствительность к загрязнениям жидкости; недостаток-малый напор. Они служат обычно для перемещения воды, загрязненных и кристаллизующихся жидких сред. Эти насосы используют главным образом для создания циркуляционных потоков. В различных аппаратах, например выпарных с принудительной циркуляцией.

**Задание! Выписать, воспользовавшись интернет и технической литературой, области применения лопастных насосов:**

---



---



---



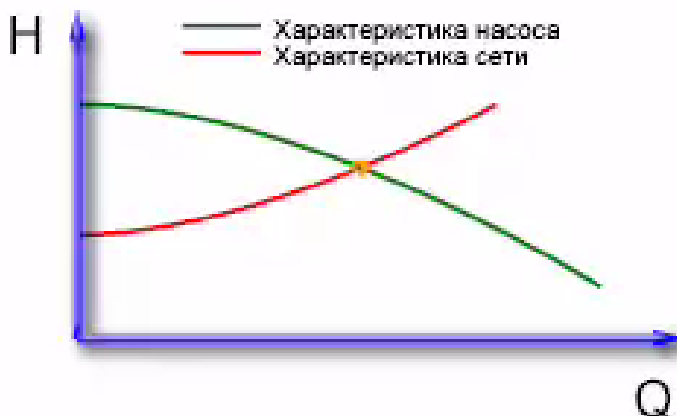
---



---

**Вопросы для контроля:**

1. К какому виду по принципу работы относятся центробежные и осевые насосы?
2. В чем отличие центробежных и осевых насосов по конструкции и по принципу работы?
3. Зачем в осевом насосе предусмотрен направляющий аппарат?



4. Зачем определяют точку пересечения характеристики сети и характеристики насоса?

## Тема 5 Вихревые насосы

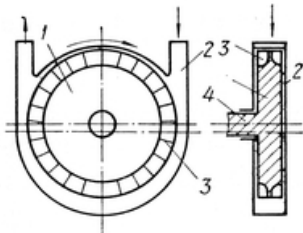
Студент должен знать:

1. Конструкцию и принцип работы вихревых насосов.
2. Достоинства и недостатки вихревых насосов
3. Области применения вихревых насосов

### Теоретическая часть

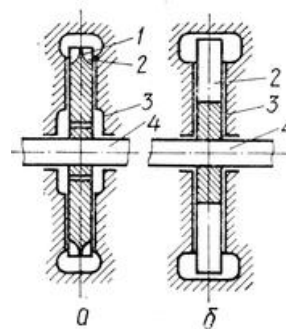
Вихревые насосы- это динамические насосы, которые работают за счет центробежных сил и сил давления лопаток колеса.

Схематически вихревой насос (рис. 12) состоит из рабочего колеса с лопастями, установленного на валу. Рабочее колесо эксцентрично расположено в корпусе, так что в верхней части между ним и корпусом оставлен минимальный (0,15—0,2 мм) зазор. Принципиальное отличие вихревого насоса от центробежного и осевого состоит в том, что жидкость поступает в кожух и выходит из него по касательной к рабочему колесу. При движении в корпусе жидкость находится под воздействием центробежной силы, возникающей вследствие ее вращения вместе с рабочим колесом, и всасывающим действием пазов между отдельными лопастями колеса.



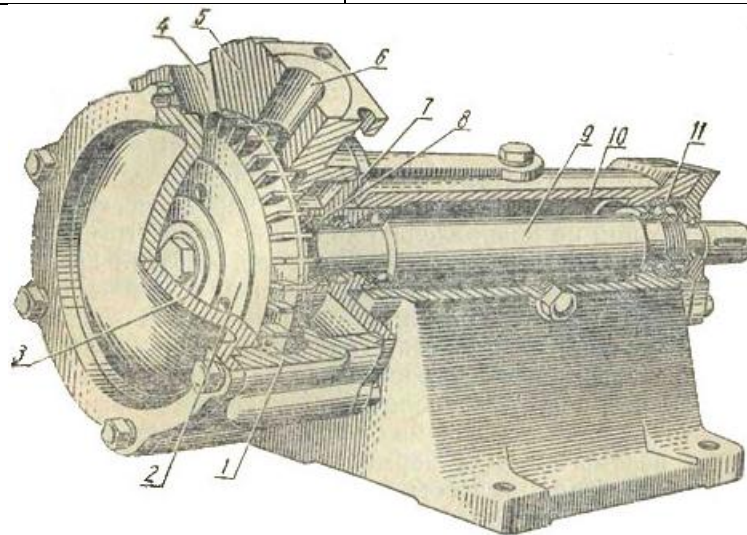
1— рабочее колесо; 2 — корпус; 3 — лопасть;  
4 — вал

Рисунок 12 –Конструкция вихревого насоса



а — закрытое; б — открытое;  
1 — перемычка; 2 — лопасть; 3 — корпус;  
4 — вал.

Рисунок 13– Схема видов колес вихревого насоса



1 — корпус; 2 — рабочее колесо; 3 — крышка передняя; 4 — всасывающий патрубок; 5 — перемычка; 6 — нагнетательный (напорный) патрубок; 7 — крышка задняя; 8 — уплотнительные манжеты; 9 — вал; 10 — опорная станина; 11 — шариковый подшипник.

Рисунок 14 - Принцип работы вихревого насоса

Всасывающее действие пазов объясняется образованием в них разрежения вследствие перемещения воды под действием центробежной силы к периферии лопастей колеса. Когда сила всасывания превышает величину центробежной силы, жидкость начинает перемещаться к центру колеса и движется в этом направлении до наступления равновесия сил.

Затем цикл многократно повторяется. Совершая, таким образом, сложное движение, жидкость образуют вихри на каждой лопасти, что приводит к повышению давления.

Достоинством вихревых насосов является их высокий напор в 2—4 раза превышающий напор центробежных насосов при равных диаметрах колес, и обеспечение самовсасывания после

одноразового залива. Самовсасывание происходит за счет наличия в насосе (после его остановки) жидкости, которая сохраняется в корпусе благодаря вертикальному расположению всасывающего и нагнетательного патрубков.

Недостатками вихревых насосов являются низкие к. п. д. (0,2—0,5) и чувствительность к загрязнению перекачиваемой жидкости. При попадании жидкости твердых частиц колесо и корпус подвергаются интенсивному абразивному износу, и зазор между ними увеличивается. Это отрицательно сказывается на работе насоса, так как даже незначительное увеличение зазора между колесом и корпусом приводит к заметному снижению к. п. д.

Вихревые и центробежно-вихревые насосы предназначены для перекачки жидкостей, вязкость которых не превышает 36 сСт. Они выпускаются серийно на подачу 0,7—34 м<sup>3</sup>/ч при напоре 12—224 м вод. ст.

Вихревые насосы имеют хорошие конструктивные данные — незначительную металлоемкость на единицу мощности и малые габариты. Рабочие колеса у них могут быть закрытыми (рис. 13,а) и открытым (рис.13, б). Открытые колеса имеют канал прямоугольного сечения, лопасти у них длинные; закрытые имеют специальную перемычку, разделяющую канал на две части, лопасти их короче, чем у открытых. Максимальный к. п. д. насосов с открытым колесами — 0,43, с закрытыми — 0,5.

Одноступенчатые вихревые насосы обеспечивают напор до 55 м вод. ст. Дальнейшее увеличение напора за счет увеличения диаметра рабочего колеса нерационально, так как приводит к быстрому увеличению массы насоса на единицу мощности и снижению высоты всасывания.

Вихревые и центробежно-вихревые насосы можно устанавливать выше уровня жидкости в резервуаре. При их запуске всасывающий трубопровод не требуется заливать жидкостью, отпадает необходимость в приемном клапане.

**Задание ! Перечислите области применения вихревых насосов**

---



---



---



---

ХАРАКТЕРИСТИКИ при n= 2900 1/мин

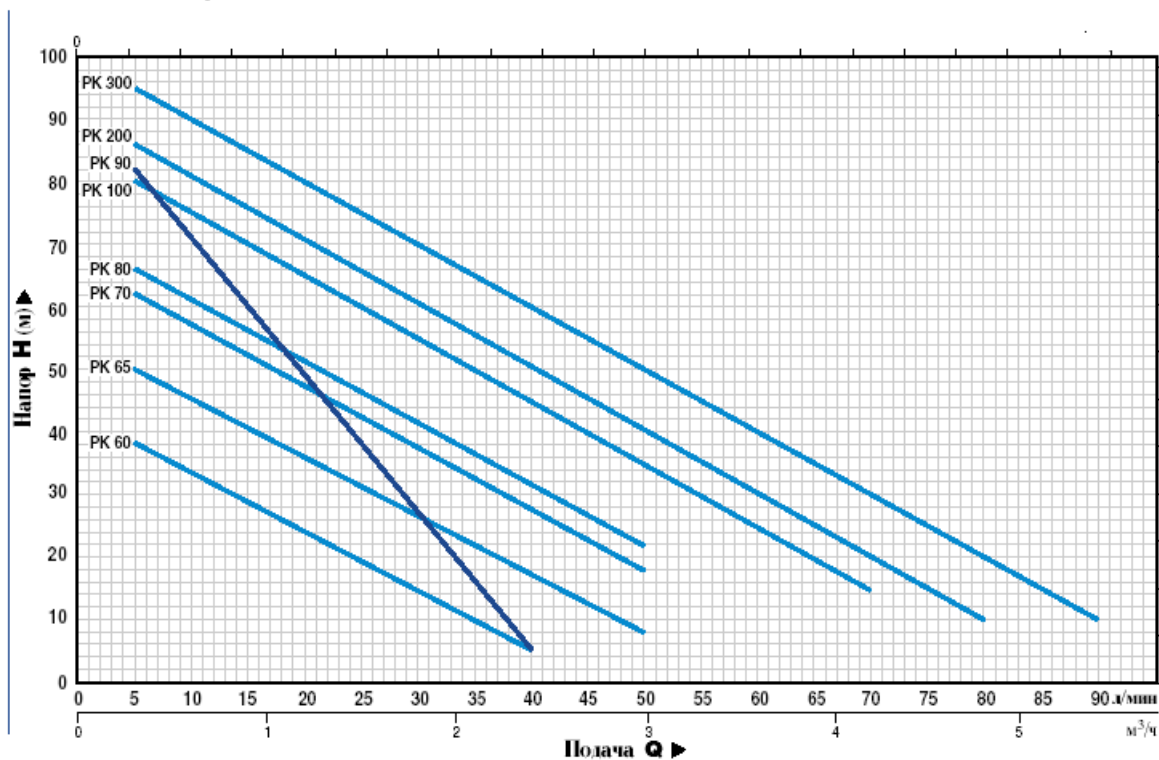


Рисунок 14-а Характеристики вихревого насоса

**Вопросы для контроля:**

1. За счет каких сил работает вихревой насос?
2. Каких двух видов изготавливают колеса вихревого насоса?
3. Перечислите достоинства и недостатки вихревого насоса.

4. Определите по рисунку 14а
  - напор насоса РК 70 при подаче 40 л/мин
  - напор насоса РК 300 при подаче 65 л/мин
  - напор насоса РК 90 при подаче 12 л/мин
  - напор насоса РК 200 при подаче 48 л/мин

### Тема 6 Насосы возвратно-поступательного движения

Студент должен знать:

1. Конструкцию и принцип работы поршневых насосов
2. Конструкцию и принцип работы плунжерных насосов
3. Достоинства и недостатки поршневых и плунжерных насосов
4. Применение поршневых и плунжерных насосов в технике, промышленности, в частности в металлургии, в быту

Студент должен уметь:

1. Производить расчет основных параметров насосов возвратно-поступательного движения

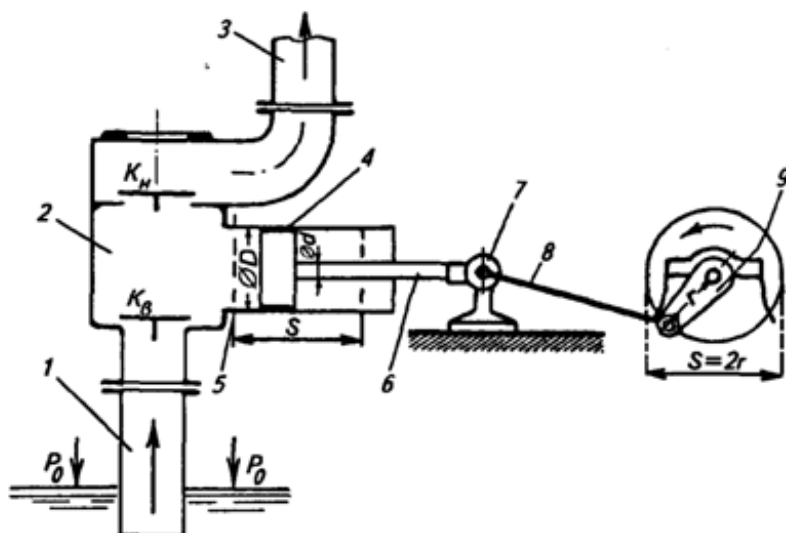
### Теоретическая часть

Насосы возвратно-поступательного движения относятся к объемным насосам.

В качестве рабочего органа (вытеснителя) в возвратно-поступательных насосах используются поршень, плунжер или гибкая диафрагма. Поэтому такие насосы подразделяются на **поршневые, плунжерные и диафрагменные**.

### Поршневой насос одностороннего действия

Простейший **поршневой насос** состоит из рабочего цилиндра, снабженного двумя клапанами всасывающим и нагнетательным, поршня, совершающего возвратно-поступательное движение. Поршень — деталь цилиндрической формы, совершающая возвратно-поступательное движение внутри цилиндра и служащая для превращения изменения давления газа, пара или жидкости в механическую работу, или наоборот — возвратно-поступательного движения в изменение давления.



1—всасывающий трубопровод; 2 — рабочая камера — напорный трубопровод; 4—поршень; 3 — цилиндр; 6 — шток; 7—крейцкопф; 8—шатун; 9 — кривошип

Рисунок 15 - Поршневой насос одностороннего действия

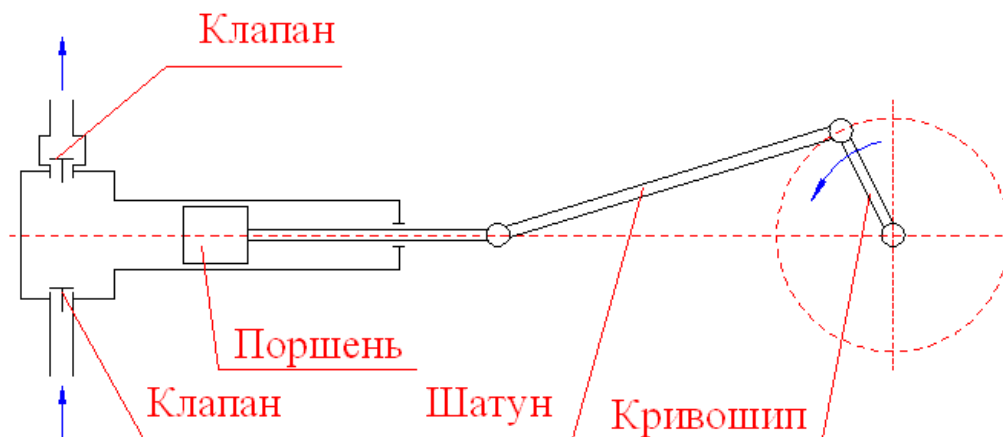


Рисунок 16- Схема поршневого насоса одностороннего действия

Всасывающий трубопровод соединяет камеру цилиндра с резервуаром. При ходе всасывания (поршень движется вправо) в камере вследствие увеличения ее объема, а также в месте соединения всасывающего трубопровода с цилиндром создается разрежение. Под действием перепада давлений жидкость перемещается к насосу, всасывающий клапан открывается и жидкость заполняет рабочую камеру цилиндра.

В процессе возвратно-поступательного движения поршня жидкость перемещается по всасывающему трубопроводу в цилиндр насоса, а из него — в нагнетательную трубу и затем к потребителю. Потребителями могут быть резервуары, паровые котлы, аппараты и др.

Насосы с поршнем в качестве вытеснителя являются самыми распространенными из возвратно-поступательных насосов. Они могут создавать значительные давления (до 30...40 МПа). Однако выпускаются также насосы, рассчитанные на значительно меньшие давления (до 1... 5 МПа). Скоростные параметры этих насосов (число рабочих циклов в единицу времени) во многом определяются конструкцией клапанов, так как они являются наиболее инерционными элементами. Насосы с пружинными клапанами допускают до 100...300 рабочих циклов в минуту. Насосы с клапанами специальной конструкции позволяют получить до 300...500 циклов в минуту.

**Внимание! Записать самостоятельно достоинства и недостатки поршневого насоса**  
 Достоинства:

---



---



---



---



---



---

Недостатки:

---



---



---



---



---



---

## Поршневой насос двустороннего действия

Задание ! Выполнить рисунок поршневого насоса двустороннего действия по аналогии с рисунком 16

Записать его достоинства и недостатки по сравнению с поршневым насосом одностороннего действия

Достоинства

---

---

---

Недостатки:

---

---

---

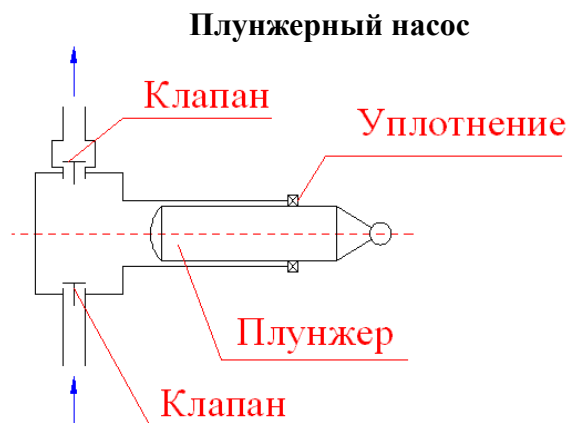


Рисунок 17 –Конструкция плунжерного насоса

Плунжер — вытеснитель цилиндрической формы, длина которого намного больше диаметра.

В отличие от поршня уплотнитель располагается на цилиндре и при совершении плунжером возвратно-поступательного движения движется по поверхности цилиндра. Плунжеры используются главным образом в гидравлических аксиально-плунжерных, радиально-плунжерных гидромашинах, а также в плунжерных насосах. Также в системах подачи топлива дизельных двигателей (топливные насосы высокого давления) получили распространение плунжерные пары.

Плунжерные насосы способны работать при больших давлениях, чем поршневые насосы. Причиной этого является то, что в плунжерах высокая чистота обработки должна быть у внешней



цилиндрической поверхности, а у поршневых насосов наиболее важным является обработка внутренней цилиндрической поверхности, что технологически осуществить сложнее.

Точность обработки деталей современных плунжерных и роторно-плунжерных гидромашин столь высока, что зазор между внутренней и внешней цилиндрической поверхностью в плунжерных парах достигает 2-3 мкм.

Давления, которые способны выдерживать плунжерные пары, очень высоки. Так, например, в момент впрыска топлива в дизельных двигателях развиваемое давление в плунжерной паре может достигать 200 МПа.

**Основные параметры.** Параметрами, характеризующими работу любого поршневого насоса, служат подача  $Q$ , напор  $H$ , мощность  $N$ , высота всасывания  $H_{вс}$  и полный КПД насоса.

Объем жидкости, подаваемой поршневым насосом за один оборот, определяют, исходя из объема цилиндра

$$V=SL,$$

где  $S$  - площадь поршня;  $L$ — ход поршня.

Действительная подача ( $м^3 /с$ ) насоса одинарного действия

$$Q=\frac{SLn}{60} \times \eta_{об}$$

где  $n$  — частота вращения вала кривошипа, об/мин;

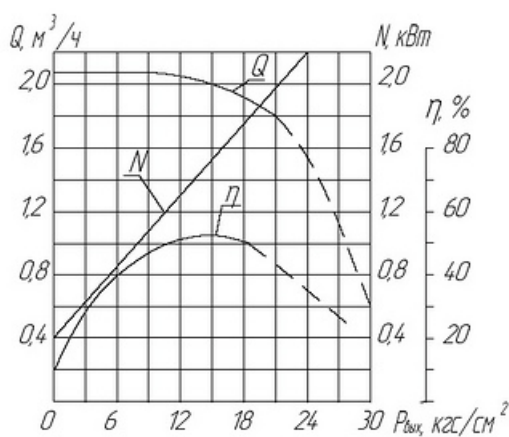
$\eta_{об}$  — объемный КПД насоса.

Подачу насоса двойного действия ( $м^3 /с$ ) определяют с учетом объемов, подаваемых обеими половинами насоса за 1 оборот:

$$Q_d=\frac{(2S-s) \times Sn \eta_{об}}{60}$$

где  $s$ - площадь штока поршня.

*Частота вращения ведомого вала - 165 об/мин;*



### *Условия испытаний*

*Жидкость - вода;*

*Температура - до 30 °С;*

*Вакуумметрическая высота всасывания - 6 м;*

*Q - подача насоса; P<sub>вых</sub> - давление на выходе из насоса;*

*N - мощность агрегата; η - к.п.д насоса*

Рисунок 17а –Характеристики поршневого насоса

**Внимание! Записать самостоятельно достоинства и недостатки плунжерного насоса**

Достоинства:

---



---



---



---



---

Недостатки:

---

---

---

---

---

**Задание! Зарисовать дифференциальный плунжерный насос. Записать его достоинства и недостатки по сравнению с поршневым насосом двустороннего действия**

Достоинства:

---

---

---

---

Недостатки:

---

---

---

---

**Вопросы для контроля:**

1. На основе какого принципа работают поршневые и плунжерные насосы?
2. Чем конструктивно отличается насос от плунжера?
3. Какие клапаны используются в поршневых насосах?
4. В чем недостатки клапанов поршневых насосов?
5. Чем отличаются характеристики динамических и объемных насосов?
6. Определить все характеристики насоса при давлении насоса 1 МПа (рисунок 17а)

### **Тема 7 Шестеренные гидромашины**

Студент должен знать:

1. Назначение шестеренных гидромашин
2. Классификацию шестеренных гидромашин
3. Конструкцию и принцип работы шестеренных гидромашин

Студент должен уметь :

1. Производить расчет основных характеристик шестеренных гидромашин

### **Теоретическая часть**

Шестеренные машины (насосы и гидродвигатели) в современной технике нашли широкое применение. Их основным преимуществом является конструкционная простота, компактность,

надежность в работе и сравнительно высокий КПД. В этих машинах отсутствуют рабочие органы, подверженные действию центробежной силы, что позволяет эксплуатировать их при частоте вращения до 20 с<sup>-1</sup>. В машиностроении шестеренные гидромашины применяются в системах с дроссельным регулированием.

### Шестеренные насосы

Шестеренные насосы относятся к группе объемных роторных насосов, рабочие камеры которых находятся между зубьями шестерен.

Основные параметры

Рабочий объем от 0,2 до 200 см<sup>3</sup>

Максимальное давление до 300 бар (в зависимости от габарита) =

Па (переведите бар

в Па)

Частота вращения 500...6000 мин<sup>-1</sup>

Основная группа шестеренных насосов состоит из двух прямозубых шестерен внешнего зацепления (рис.18 , а). Применяются также и другие конструктивные схемы, например, насосы с внутренним зацеплением (рис.18 , б), трех- и более шестеренные насосы (рис.18 , в).

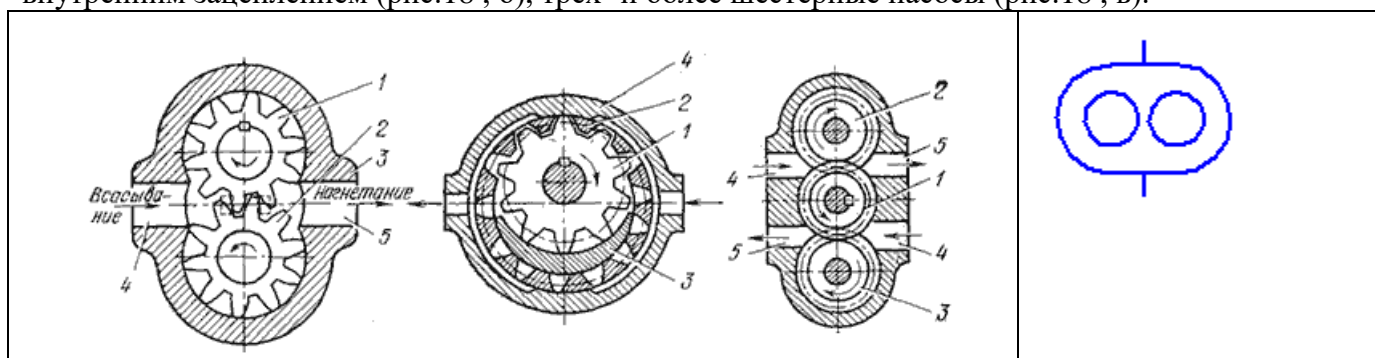


Рисунок 18 - Схемы шестеренных насосов:

а - с внешним зацеплением; б - с внутренним зацеплением; в - трехшестеренный

Шестеренный насос с внешним зацеплением (рис.18, а) состоит из ведущей 1 и ведомой 2 шестерен, размещенных с небольшим зазором в корпусе 3. При вращении шестерен жидкость, заполнившая рабочие камеры (межзубовые пространства), переносится из полости всасывания 4 в полость нагнетания 5. Из полости нагнетания жидкость вытесняется в напорный трубопровод.

В общем случае подача шестеренного насоса определяется по формуле

$$Q = k \frac{D^2}{z} b n \eta_{об},$$

где k - коэффициент, для некорригированных зубьев k = 7, для корригированных зубьев k = 9,4; D - диаметр начальной окружности шестерни; z - число зубьев; b - ширина шестерен; n - частота оборотов ведущего вала насоса;  $\eta_{об}$  - объемный КПД.

Шестеренный насос в разобранном состоянии представлен на рис.19. Шестеренный насос состоит из корпуса 8, выполненного из алюминиевого сплава, внутри которого установлены подшипниковый блок 2 с ведущей 1 и ведомой 3 шестернями и уплотняющий блок 5, представляющий собой другую половину подшипника. Для радиального уплотнения шестерен в центральной части уплотняющего блока имеются две сегментные поверхности, охватывающие с установленным зазором зубья шестерен. Для торцевого уплотнения шестерен служат две поджимные пластины 7, устанавливаемые в специальные пазы уплотняющего блока с обеих сторон шестерен. В поджимных пластинах и в левой части уплотняющего блока есть фигурные углубления под резиновые прокладки 6. Давлением жидкости из полости нагнетания пластины 7 прижимаются к торцам шестерен, благодаря чему автоматически компенсируется зазор, а утечки остаются практически одинаковыми при любом рабочем давлении насоса. Ведущая и ведомая шестерни выполнены заодно с цапфами, опирающимися на подшипники скольжения подшипникового и уплотняющего блоков. Одна из цапф ведущей шестерни имеет шлицы для соединения с валом приводящего двигателя. Насос закрывается крышкой 4 с уплотнительным резиновым кольцом 9. Приводной вал насоса уплотнен резиновой манжетой, закрепленной специальными кольцами в корпусе насоса.

Шестеренные насосы с внутренним зацеплением сложны в изготовлении, но дают более равномерную подачу и имеют меньшие размеры. Внутренняя шестерня 1 (см. рис.18 , б) имеет на два-три зуба меньше, чем внешняя шестерня 2. Между внутренней и внешней шестернями имеется серпообразная перемычка 3, отделяющая полость всасывания от напорной полости. При вращении

внутренней шестерни жидкость, заполняющая рабочие камеры, переносится в напорную полость и вытесняется через окна в крышках корпуса 4 в напорный трубопровод.

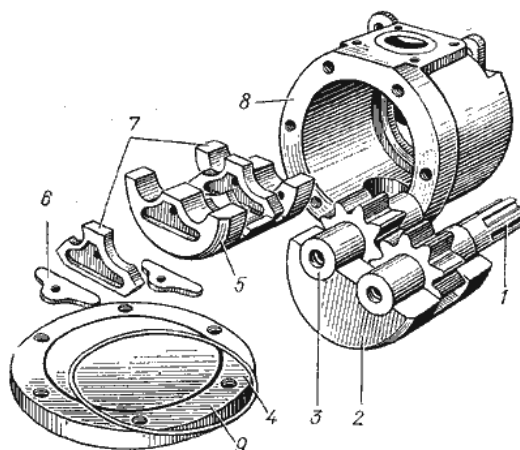


Рисунок 19 -Шестеренный насос НШ-К и его составные элементы

На рис.18 , в приведена схема трехшестеренного насоса. В этом насосе шестерня 1 ведущая, а шестерни 2 и 3 - ведомые, полости 4 - всасывающие, а полости 5 - напорные. Такие насосы выгодно применять в гидроприводах, в которых необходимо иметь две независимые напорные гидролинии.

Равномерность подачи жидкости шестерным насосом зависит от числа зубьев шестерни и угла зацепления. Чем больше зубьев, тем меньше неравномерность подачи, однако при этом уменьшается производительность насоса. Для устранения зацемя жидкости в зоне контакта зубьев шестерен в боковых стенках корпуса насоса выполнены разгрузочные канавки, через которые жидкость отводится в одну из полостей насоса.

Объем шестеренного насоса можно определить по формуле, в зависимости от параметров зубчатого зацепления:

$$V_0 = 2\pi m D b,$$

где  $m$ -модуль зацепления, мм

$b$ -ширина зуба шестерни, мм

$D$ - делительный диаметр зубчатого колеса:

$$D = mz,$$

$z$ - число зубьев зубчатого колеса,

Подача (производительность) насоса определяется по формуле:

$$Q = \frac{V_0 \times n \times \eta_{об}}{60},$$

где  $n$ -частота вращения вала, мин<sup>-1</sup>

Характеристика агрегата НМШ 2-40-1,6/16

Жидкость - масло

Кинематическая вязкость -  $0,75 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$  ( $10^\circ\text{ВУ}$ )

Частота вращения -  $24 \text{ с}^{-1}$  (1450 об/мин)

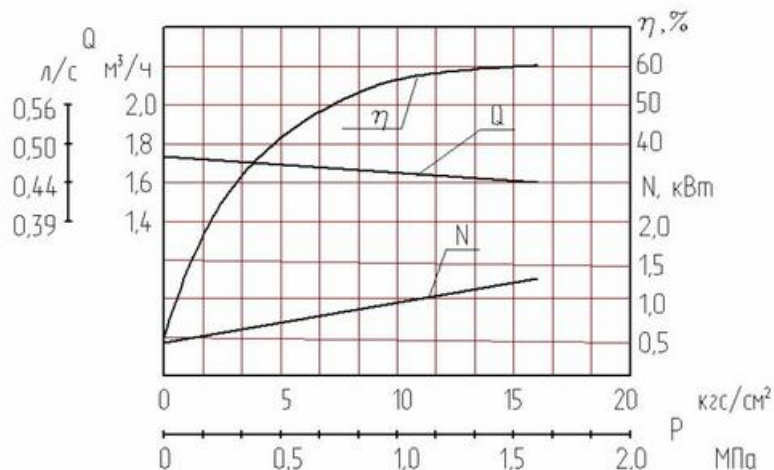


Рисунок 19 а- Характеристики шестеренного насоса

Еще одним видом роторно-зубчатых насосов являются так называемые **героторные насосы**. По сути своей они есть разновидность шестеренных насосов с внутренним зацеплением. Однако имеют свои существенные отличия. Рассмотрим их на принципиальной схеме действия такого насоса (рис.20). Внутреннее зубчатое колесо 2 с внешними зубьями имеет число зубьев на лишь единицу меньше, чем наружное зубчатое колесо 1 с внутренним зубом. Еще одно отличие в том, что колесо 1 неподвижно, а вращается лишь внутреннее колесо 2, совершая планетарное движение (перекатываясь по колесу 1). И третье отличие в том, что в героторном насосе нет разделительного элемента, необходимого для предотвращения соединения всасывающей и нагнетательной камер насоса.

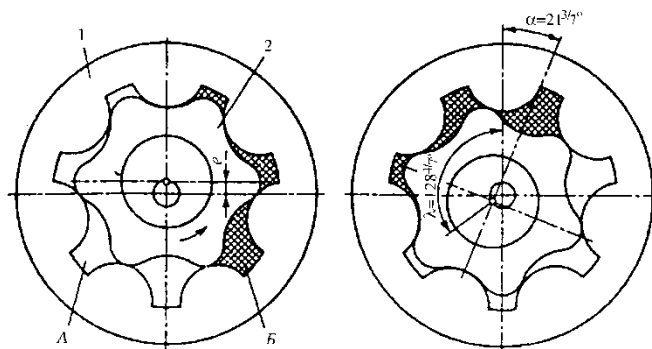


Рисунок 20-Схема героторного насоса

При вращении ротора каждая впадина наружного колеса 1 попеременно становится всасывающей А и напорной камерой Б такого насоса. Если роторная шестерня 2 имеет 6 зубьев, а статорная шестерня 1 соответственно 7 зубьев, то за один оборот приводного вала колесо 2 совершает 6 оборотов относительно зубчатого колеса 1. В правой части рис.2.12 показано, что повороту вала на угол примерно  $21,5^\circ$  соответствует поворот шестерни примерно на  $128^\circ$ . Таким образом, фактический рабочий объем героторного насоса с такими параметрами шестерен в шесть раз больше конструктивного объема семи впадин колеса 1. И в этом главное достоинство героторного насоса, заключающееся в том, что он обеспечивает высокую подачу жидкости при небольших собственных габаритах, и покрывающее основной недостаток - сложность конструкции и технологии изготовления.

Героторные насосы могут работать при давлениях до 15 МПа и обеспечивать производительность в 150-200 л/мин. При небольших размерах (220x105x30 мм) они имеют рабочие объемы от 80 до 250 см<sup>3</sup>. По уровню шума они соответствуют шестеренным насосам внутреннего зацепления. Предназначены для работы с рабочими жидкостями с кинематической вязкостью от 12 до 1500 сСт и тонкостью фильтрации до 60 мкм.

### Шестеренные (зубчатые) гидромоторы

Шестеренные гидромоторы конструктивно весьма похожи на шестеренные насосы. Различия заключаются в зоне осевого давления и наличии канала для отвода рабочей жидкости, поскольку гидромоторы предназначены для работы в реверсивном режиме.

Подводимая к гидромотору рабочая жидкость воздействует на шестерни. Возникающий при этом крутящий момент передается через вал гидромотора.

Шестеренные гидромоторы часто применяются в гидроприводах навесных агрегатов самоходных машин и транспортных средств, а также в сельско- хозяйственной технике для привода транспортеров, разбрасывателей, вентиляторов, компрессоров.

Основные параметры:

Рабочий объем примерно от 1 до 200 см<sup>3</sup>

Максимальное рабочее давление до 300 бар.

Диапазон частот вращения 500... 10000 мин<sup>-1</sup>

Работа шестеренных гидромоторов осуществляется следующим образом. Жидкость из гидромагистрали (см. рис.18, а) поступает в полость 4 гидродвигателя и, воздействуя на зубья шестерен, создает крутящий момент, равный

$$M_{вр} = \eta_m V_0 (P_1 - P_2) / 2\pi = 0,159 \eta_m V_0 (P_1 - P_2),$$

где  $P_1$  и  $P_2$  - давления соответственно на входе и выходе гидромотора,

$V_o$ -рабочий объем гидромотора  
 $\eta_M$ - механический КПД насоса

Реальный расход гидромотора можно рассчитать по формуле:

$$Q = \frac{V_o \times n}{\eta_{об} \times 60}$$

Конструктивно шестеренные гидромоторы отличаются от насосов меньшими зазорами в подшипниках, меньшими усилиями поджатия втулок к торцам шестерен, разгрузкой подшипников от неуравновешенных радиальных усилий. Пуск гидромоторов рекомендуется производить без нагрузки.

Шестеренные машины являются обратимыми, т.е. могут быть использованы и как гидромоторы и как насосы.

### Задание!

#### 1. Самостоятельно выписать достоинства и недостатки шестеренных насосов:

Достоинства:

---

---

---

---

---

---

---

---

Недостатки:

---

---

---

---

---

---

---

---

#### 2. Рассчитайте Момент вращения на выходном валу гидромотора и реальный расход жидкости при следующих данных

№ варианта	Рабочий объем гидромотора, см <sup>3</sup>	Давление на входе в гидромотор, МПа	Давление на выходе из гидромотора, кПа	Частота вращения вала на выходе, мин <sup>-1</sup>	КПД механический	КПД объемный
1	50	15	80	1800	0,97	0,93
2	60	10	100	1200	0,98	0,91
3	35	12	50	1600	0,96	0,92
4	55	14	70	1000	0,97	0,90
5	64	16	75	1400	0,95	0,94
6	40	12	90	900	0,94	0,89
7	45	18	82	1200	0,98	0,94
8	52	20	74	1350	0,92	0,88
9	48	13	82	1550	0,96	0,90
10	68	17	76	1380	0,95	0,91
11	70	14	88	1450	0,91	0,85
12	66	16	95	950	0,95	0,89
13	52	22	78	1750	0,92	0,88
14	72	24	98	1300	0,93	0,87
15	48	17	64	1460	0,97	0,94
16	54	18	92	1650	0,94	0,92

---

---

---

---

---

---

---

---

**Задание! Самостоятельно ознакомьтесь с анимацией работы шестеренных насосов по ссылке <http://msc-mgn.ru/help.php?t=6>**

**Вопросы для контроля:**

1. Перечислите достоинства и недостатки шестеренных насосов
2. Какие существуют виды исполнений шестеренных насосов?
3. Являются ли шестеренные насосы регулируемыми?

**Тема 8 Пластинчатые (шиберные) гидромашины**

Студент должен знать:

1. Назначение пластинчатых гидромашин
2. Классификацию пластинчатых гидромашин
3. Конструкцию и принцип действия пластинчатых гидромашин
4. Достоинства и недостатки пластинчатых гидромашин
5. Области применения пластинчатых гидромашин в промышленности

Студент должен уметь:

Производить расчет основных параметров насоса

**Теоретическая часть**

**Пластинчатые насосы**- это объемные роторные насосы, объемные камеры которого находятся между статором, ротором и соседними пластинами.

Пластинчатые насосы могут быть одно-, двух- и многократного действия. В насосах однократного действия одному обороту вала соответствует одно всасывание и одно нагнетание, в насосах двукратного действия - два всасывания и два нагнетания.

Схема насоса однократного действия приведена на рис. 20 .

Насос состоит из ротора 1, установленного на приводном валу 2, опоры которого размещены в корпусе насоса. В роторе имеются радиальные или расположенные под углом к радиусу пазы, в которые вставлены пластины 3. Статор 4 по отношению к ротору расположен с эксцентриситетом  $e$ . К торцам статора и ротора с малым зазором (0,02...0,03 мм) прилегают торцевые распределительные диски 5 с серповидными окнами. Окно 6 каналами в корпусе насоса соединено с гидролинией всасывания 7, а окно 8 - с напорной гидролинией 9. Между окнами имеются уплотнительные перемычки 10, обеспечивающие герметизацию зон всасывания и нагнетания. Центральный угол, образованный этими перемычками, больше угла между двумя соседними пластинами.

При вращении ротора пластины под действием центробежной силы, пружин или под давлением жидкости, подводимой под их торцы, выдвигаются из пазов и прижимаются к внутренней поверхности статора. Благодаря эксцентриситету объем рабочих камер вначале увеличивается – происходит всасывание, а затем уменьшается – происходит нагнетание. Жидкость из линии всасывания через окна распределительных дисков вначале поступает в рабочие камеры, а затем через другие окна вытесняется из них в напорную линию.

Число пластин  $z$  может быть от 2 до 12. С увеличением числа пластин подача насоса уменьшается, но при этом увеличивается ее равномерность.

При изменении эксцентриситета  $e$  изменяется подача насоса. Если  $e = 0$  (ротор и статор расположены соосно), пластины не будут совершать возвратно-поступательных движений, объем рабочих камер не будет изменяться, и, следовательно, подача насоса будет равна нулю. При перемене эксцентриситета с  $+e$  на  $-e$  изменяется направление потока рабочей жидкости (линия 7 становится нагнетательной, а линия 9 – всасывающей). Таким образом, пластинчатые насосы однократного действия в принципе регулируемые и реверсируемые.

Роторно-пластинчатые насосы отличаются большой подачей при относительно небольших размерах.

Рабочий объем пластинчатого насоса однократного действия  $V_0$  находят по формуле

$$V_0 = 2\pi D b e,$$

где  $D = 2R$  диаметр статора,  $b$  - ширина пластины вдоль оси ротора.

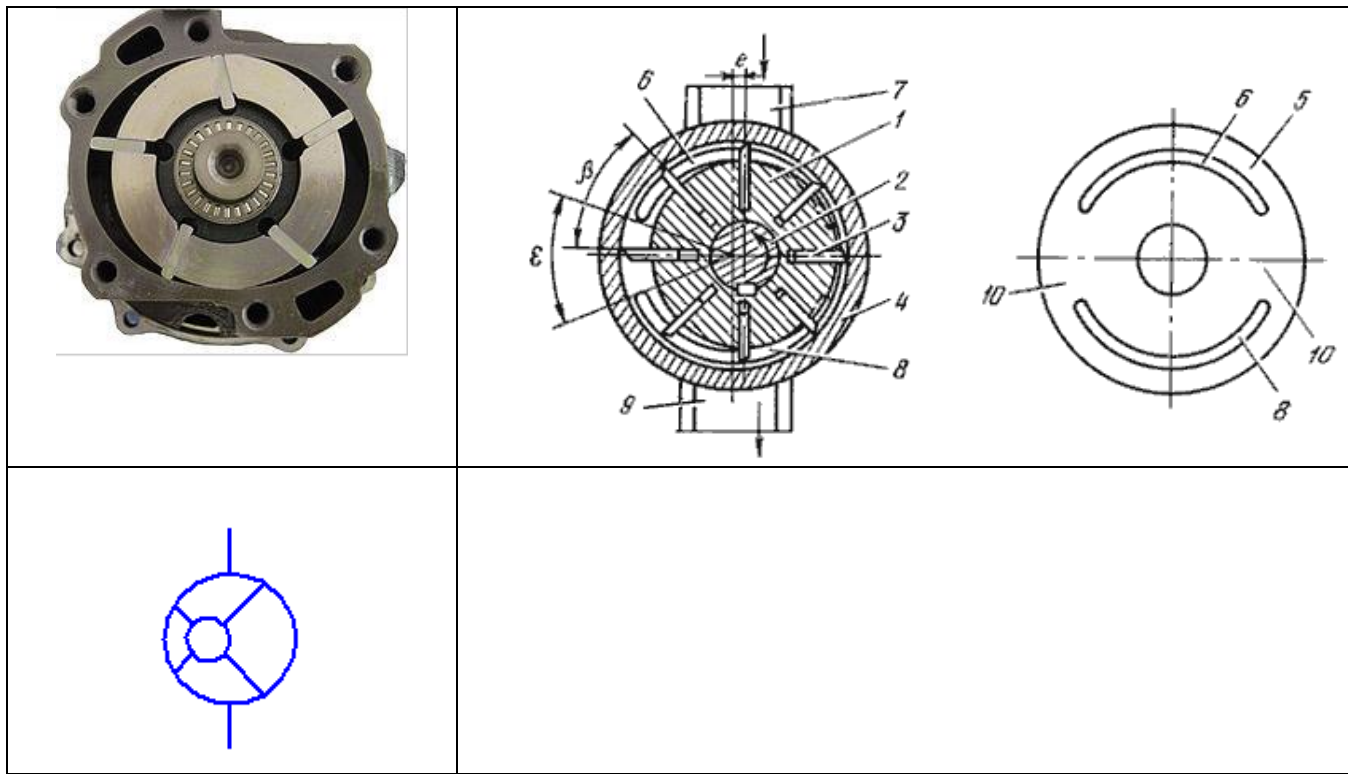


Рисунок 20 –Схема пластинчатого насоса однократного действия:

- 1 – ротор; 2 – приводной вал; 3 – пластины; 4 – статор;  
 5 – распределительный диск; 6, 8 – окна; 7 – гидролиния всасывания; 9 – гидролиния нагнетания

Кроме этого широко применяются **пластинчатые насосы двойного действия.**

Рассмотрим еще раз устройство и принцип работы пластинчатого насоса двойного действия на примере насоса Г12-2М. Основными деталями насоса является корпус с крышкой, приводной вал с подшипниками и рабочий комплект (рис. 21), состоящий из распределительных дисков 1 и 7, статора 3, ротора 4 и пластин 5. Диски и статор, зафиксированные в угловом положении относительно корпуса штифтом 9, прижимаются друг к другу пружинами (не показаны), а также давлением масла в напорной линии. При вращении ротора 4, связанного через шлицевое соединение с приводным валом, в направлении, указанном стрелкой, пластины 5 центробежной силой и давлением масла, подведенного в отверстия 11, прижимаются к внутренней поверхности 10 статора 3, имеющей форму овала, и, следовательно, совершают возвратно-поступательное движение в пазах ротора.

Во время движения пластин от точки А до точки В и от точки С до точки D объемы камер, образованных двумя соседними пластинами, внутренней поверхностью статора, наружной поверхностью ротора и торцевыми поверхностями дисков 1 и 7, увеличиваются, и масло заполняет рабочие камеры через окна 2 и 12 диска 1, связанные со всасывающей линией. При движении в пределах участков ВС и DA объемы камер уменьшаются, и масло вытесняется в напорную линию гидросистемы через окна 6 и 8 диска 7. Поскольку зоны нагнетания (ВС и DA) и всасывания (АВ и CD) расположены диаметрально относительно ротора, на него не действуют радиальные усилия, что положительно сказывается на долговечности подшипников приводного вала.

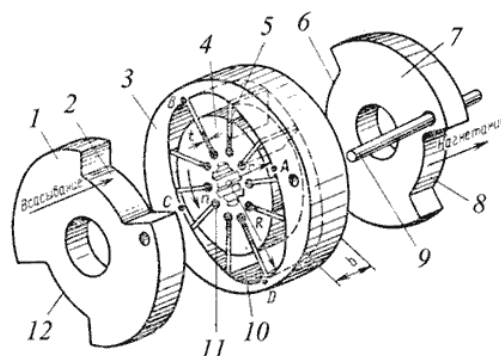


Рисунок 21 – Конструкция пластинчатого насоса двойного действия



## Пластинчатый регулируемый насос

### Различают пластинчатые насосы прямого и непрямого управления

В пластинчатых насосах **однократного действия прямого управления** (рис.22) с регулируемым рабочим объемом статор выполняют в виде подвижного в поперечном направлении (относительно оси приводного вала) кольца **3**, которое с одной стороны опирается на упор **2** и с другой стороны поджимается в эксцентричное относительно ротора **4** положение пружиной **6**. Предварительная настройка максимального эксцентриситета (максимальной подачи насоса) производится с помощью упора **2**. В процессе работы насоса статорное кольцо **3**, опирающееся на неподвижную **5** и подвижную **8** опоры, может перемещаться в поперечном направлении, изменяя эксцентриситет относительно ротора **4**. Смещая статор в направлении уменьшения эксцентриситета, можно изменять подачу насоса от  $Q_{max}$  до 0.

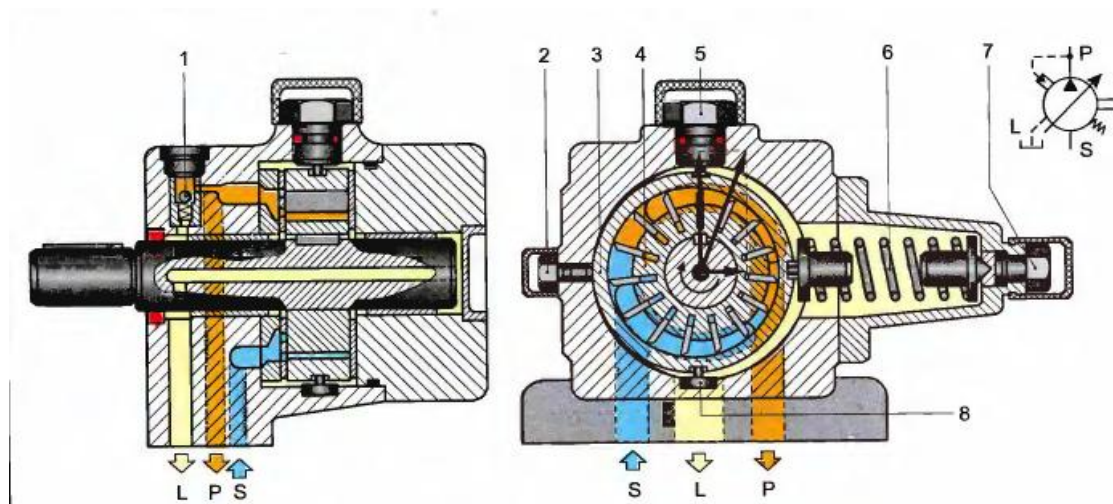


Рисунок 22– Регулируемый пластинчатый насос

Давление с напорной стороны действует на внутреннюю поверхность статора **3**, при этом возникает горизонтальная составляющая сила, действующая в направлении пружины **6**, усилие которой регулируется винтом **7**. Таким образом, максимальное давление, развиваемое насосом, настраивается винтом **7**.

Если потребитель не расходует жидкость, то давление на выходе насоса начинает возрастать, при этом статор **3** перемещается в сторону пружины **6**, что сопровождается уменьшением эксцентриситета и, следовательно, снижением подачи насоса вплоть до минимального значения, равного значению внутренних утечек в насосе.

Принцип работы данного типа насоса тот же, что и в описанном выше нерегулируемом насосе. Для отвода внутренних утечек из зоны высокого давления предусмотрен дополнительный канал **L**, наряду с каналами всасывания **S** и нагнетания **P**.

Недостатком пластинчатых насосов является наличие большего количества деталей и большего числа мест трения, что приводит к их большому износу. Повышаются требования и к качеству очистки рабочей жидкости. Несомненным достоинством пластинчатых насосов является плавность подачи и низкий уровень шума.

**Пластинчатые гидромоторы** могут быть также одно-, двух- и многократного действия. Пластинчатые гидромоторы от пластинчатых насосов отличаются тем, что в их конструкцию включены устройства, обеспечивающие постоянный прижим пластин к статорному кольцу.

При подводе к машине жидкости на рабочую поверхность пластин действует сила, создающая крутящий момент на валу гидромотора, который для гидромоторов однократного действия определяется по формуле:

$$M_{кр} = \frac{\Delta P q}{2\pi} \eta_m = \frac{\Delta P}{2\pi} 2eb(\pi D - zt)\eta_m,$$

где  $\Delta P$ - разность давлений на входе и выходе гидромотора,  
где  $b$  - ширина пластин;  $e$  - эксцентриситет;  $D$  - диаметр статора;  $z$  - число пластин;  $t$  - толщина пластин;  $n$  - частота вращения ротора,  $\eta_m$ -механический КПД  
а для гидромоторов двойного действия

$$M_{кр} = \frac{\Delta P q}{2\pi} \eta_m = \frac{\Delta P}{2\pi} 2b \left[ \pi (R_1^2 - R_2^2) - tz (R_1 - R_2) \right] \eta_m$$

Гидромоторы двойного действия так же, как и насосы двойного действия, нерегулируемые.

Надежность и срок службы пластинчатых гидромашин зависят от материала пластин и статорного кольца. Во избежание отпуска материала пластин из-за нагрева от рения о статорное кольцо пластины изготавливают из стали с высокой температурой отпуска. Статорное кольцо цементируется и закаливается. Ротор изготавливают из закаленной хромистой стали, а торцевые распределительные диски из бронзы.

**Внимание! Самостоятельно выписать достоинства и недостатки пластинчатых насосов:**

Достоинства:

---



---



---



---

Недостатки:

---



---



---



---

**Вопросы для контроля:**

1. С какой целью применяются пластинчатые насосы двойного действия?
2. Каким образом работает пластинчатый насос с регулированием?
3. Что означает обозначение гидравлических линий S, P, L ?
4. Что такое эксцентриситет пластинчатого насоса?
5. Чем конструктивно отличаются пластинчатые насосы и гидромоторы?

## Тема 9 Радиально-поршневые гидромашин

Студент должен знать:

1. Назначение радиально-поршневых гидромашин
2. Классификацию радиально-поршневых гидромашин
3. Конструкцию и принцип работы радиально-поршневых гидромашин
4. Достоинства и недостатки радиально-поршневых гидромашин
5. Область применения радиально-поршневых гидромашин

Студент должен уметь:

Производить расчет основных параметров радиально-поршневых гидромашин

### Теоретическая часть

Отличительной чертой радиально-поршневых насосов является расположение поршней в одной плоскости, перпендикулярной оси приводного вала. Движение поршней происходит в радиальном направлении.

Радиально-поршневые гидромашин применяют при сравнительно высоких давлениях (10 МПа и выше). По принципу действия радиально-поршневые гидромашин делятся на одно-, двух- и многократного действия. В машинах однократного действия за один оборот ротора поршни совершают одно возвратно-поступательное движение.

Схема радиально-поршневого насоса однократного действия приведена на рис.23 . Рабочими камерами в насосе являются радиально расположенные цилиндры, а вытеснителями - поршни. Ротор (блок цилиндров) 1 на скользящей посадке установлен на ось 2, которая имеет два канала 3 и 4 (один соединен с гидролинией всасывания, другой - с напорной гидролинией). Каналы имеют окна 5, которыми они могут соединяться с цилиндрами 6. Статор 7 по отношению к ротору располагается с эксцентриситетом.

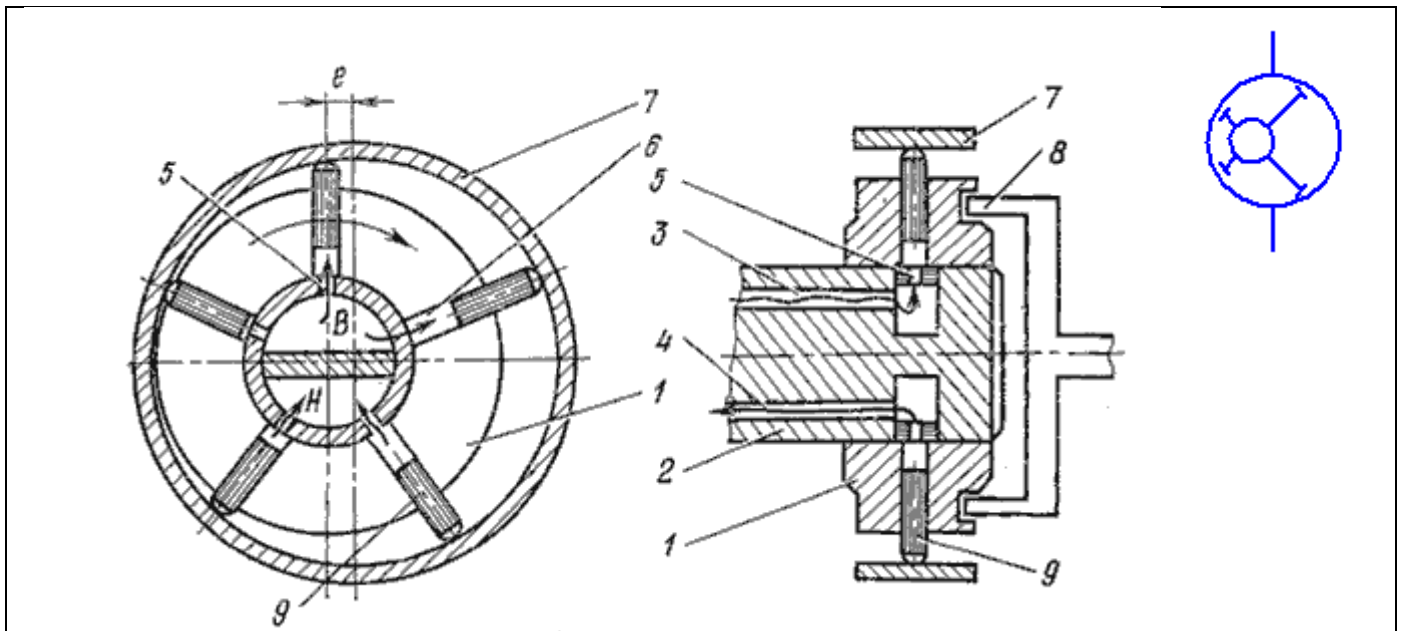


Рисунок 23 - Схема радиально-поршневого насоса однократного действия

Ротор вращается от приводного вала через муфту 8. При вращении ротора в направлении, указанном на рис. 23 . стрелкой, поршни 9 вначале выдвигаются из цилиндров (происходит всасывание), а затем вдвигаются (нагнетание). Соответственно рабочая жидкость вначале заполняет цилиндры, а затем поршнями вытесняется оттуда в канал 4 и далее в напорную линию гидросистемы. Поршни выдвигаются и прижимаются к статору центробежной силой или принудительно (пружиной, давлением рабочей жидкости или иным путем).

Поддача радиально-поршневого насоса

$$Q = q_n \eta_{об} = \frac{\pi d^2}{2} e z n \eta_{об}$$

где  $d$  - диаметр цилиндра;  $e$  - эксцентриситет;  $z$  - число поршней,  $n$  - частота вращения ротора,  $\eta_{об}$  - объемный КПД насоса

В серийных конструкциях радиально-поршневых насосов число поршней принимается нечетным (чаще всего  $z = 7$  или  $z = 9$ ). Число рядов цилиндров для увеличения поддачи может быть увеличено от 2 до 6. Поддача радиально-поршневого насоса с кратностью действия  $i$  и числом рядов  $m$  подсчитывается по формуле

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} h z i m n \eta_{об}$$

где  $h$  - ход поршней.

В станкостроении применяют регулируемые радиально-поршневые насосы однократного действия типа НП, которые выпускают с максимальной поддачей до 400 л/мин и давлением до 200 МПа.

На рис. 24 . представлен радиально-поршневой насос однократного действия типа НП с четырьмя рядами цилиндров, который состоит из корпуса 1 и крышки 25, внутри которых размещены все рабочие элементы насоса: скользящий блок 10 с крышкой 24, обойма 9 с крышкой 3 и реактивным кольцом 6, ротор 8 с радиально расположенными цилиндрами, поршни 7, распределительная ось 11, на которой на скользящей насадке установлены ротор, приводной вал 20 и муфта. Скользящий блок может перемещаться по направляющим 15, благодаря чему достигается изменение эксцентриситета, а следовательно, и поддача насоса. Величина эксцентриситета ограничивается указателем 19. Обойма вращается в двух подшипниках 12, а приводной вал - в подшипниках 14. Распределительная ось имеет каналы с отверстиями, через которые происходит всасывание и нагнетание. Муфта состоит из фланца 2, установленного на шлицах приводного вала промежуточного кольца 5 и четырех роликов 4, через которые крутящий момент передается от фланца к ротору. Для исключения утечек рабочей жидкости по валу служит уплотнение 21. Утечки по каналу 17 отводятся в корпус насоса, а из него через отверстие 13 в дренажную гидрелинию.

Насос работает следующим образом. При вращении ротора поршни под действием центробежной силы выдвигаются из цилиндров и прижимаются к реактивным кольцам обоймы. При этом если между ротором и обоймой есть эксцентриситет, то поршни, кроме вращательного, будут совершать и возвратно-поступательные (в радиальном направлении) движения. Изменение эксцентриситета вызывает соответствующее изменение хода поршней и подачи насоса. Вместе с ротором во вращение вовлекается обойма, вращающаяся в своих подшипниках. Такая конструкция позволяет уменьшить силы трения и повысить КПД гидромашины.

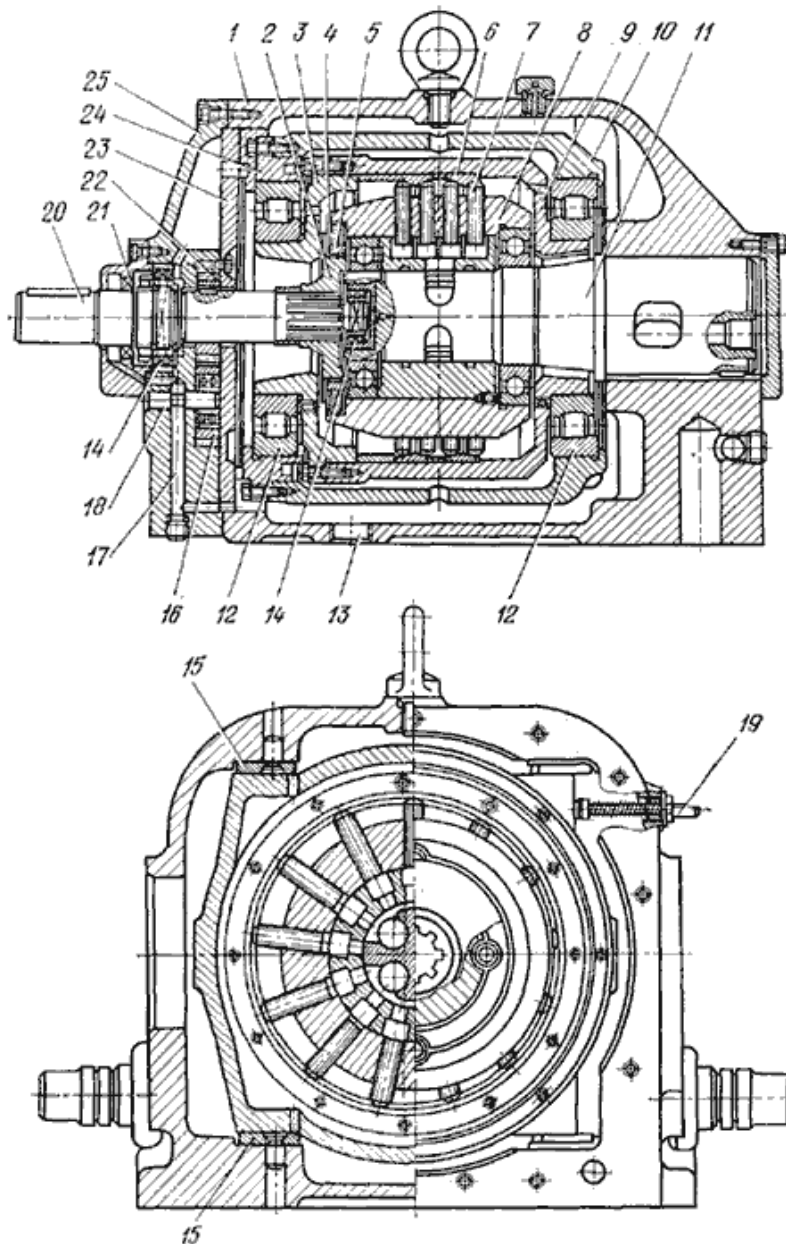


Рисунок 24- Радиально-поршневой насос однократного действия типа НП

На рис.25 представлен радиально-поршневой самовсасывающий насос с клапанным распределением (имеется в виду распределение циклов всасывания и нагнетания жидкости).

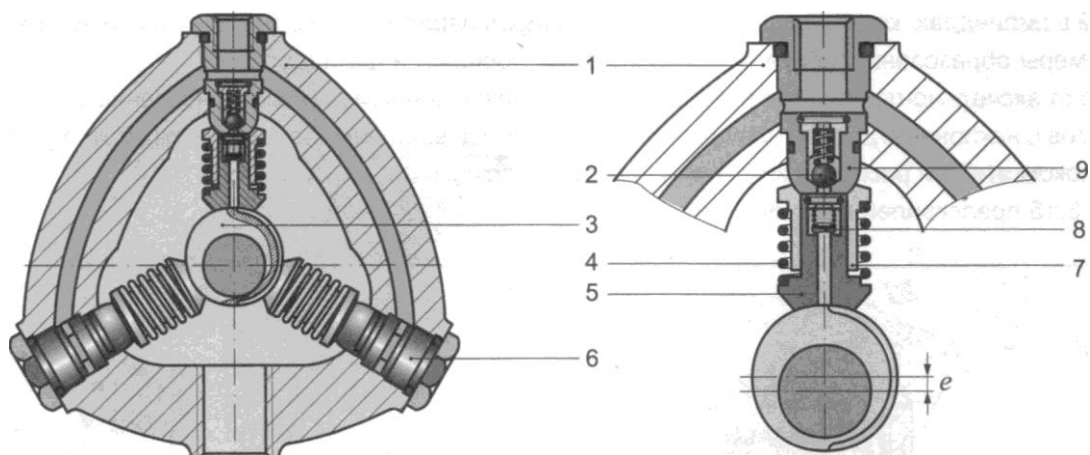


Рисунок 25 - Радиально-поршневой насос с клапанным распределением

Насос состоит из корпуса **1**, приводного вала **3**, имеющего эксцентрическую шейку (кулачок) в зоне трех качающих узлов **6**, каждый из которых включает в себя поршень **5**, всасывающий клапан **8** и нагнетательный клапан **2**. Сферическая головка **9** закреплена в корпусе **1**. Поршень **5** через цилиндрическую опорную поверхность опирается на шейку вала **3**, при этом пружиной **4** обеспечивается постоянный контакт между втулкой **7** и сферической головкой **9**. Рабочие камеры насоса образуются поверхностями поршней **5** втулок **7** и сферических головок **9**.

При вращении кулачка каждый поршень совершает за один оборот вала два хода: один — вверх, другой — вниз. Всасывание осуществляется при движении поршня вниз. При этом объем рабочей камеры увеличивается, открывается всасывающий клапан **8** и жидкость через канавку на поверхности кулачка поступает в рабочую камеру.

Нагнетание происходит при дальнейшем повороте кулачка, но уже при движении поршня вверх: клапан **8** прижимается к уплотнительной кромке, жидкость в рабочей камере сжимается и открывается напорный клапан **2** в сферической головке **9**. Жидкость под давлением поступает в круговой канал, соединяющий качающие узлы и далее на выход насоса.

Рабочий объем радиально-поршневого насоса, определяют по следующей формуле:

$$V_0 = 0.5\pi D^2 e Z m,$$

где  $D$  — диаметр поршня, мм<sup>2</sup>;

$e$  — эксцентриситет, мм;

$Z$  — количество поршней;

$m$  — количество циклов всасывания-нагнетания за один оборот кулачка (вала).

В рассмотренной выше конструкции  $m = 1$ , однако, существуют многотактные радиально-поршневые насосы, в которых качающие узлы за один оборот вала могут совершать несколько рабочих ходов.

Идеальная подача насоса  $Q_{ид} = V_0 n$ ,

$n$  — частота вращения вала насоса

Реальная подача насоса:

$$Q = \eta_{об} Q_{ид}$$

Поскольку в радиально-поршневых насосах поршни взаимодействуют с выполненным как единое целое с приводным валом кулачком, регулирование подачи в них не может осуществляться изменением рабочего хода поршней. Регулирование подачи в них осуществляется за счет того, что рабочие камеры в течение некоторой величины хода поршней при нагнетании, или даже в течение всего хода нагнетания, остаются сообщенными с всасывающей линией посредством принудительно удерживаемых в открытом состоянии всасывающих, или специальных сливных клапанов.

Для радиально-поршневых машин работающих в режиме **гидромотора** крутящий момент можно определить по формуле

$$M_{кр} = \frac{\Delta P q}{2\pi} \eta_m = \Delta P \frac{d^2}{8} h z m i \eta_m$$

где m - число рядов цилиндров;

i - кратность хода поршней;

h - величина хода поршней.

**Задание! Выполните самостоятельно: рассчитайте реальный объем радиально-поршневого насоса**

№ варианта	Диаметр поршня, мм	Эксцентриситет, мм	Количество поршней	Частота вращения вала, мин <sup>-1</sup>	КПД объемный
1	35	15	9	950	0,95
2	50	25	7	800	0,94
3	44	30	5	1200	0,96
4	28	22	9	980	0,95
5	52	28	5	1150	0,90
6	36	34	7	985	0,94
7	40	18	7	1000	0,89
8	38	14	9	1120	0,88
9	42	32	11	1350	0,96
10	30	16	9	1400	0,90
11	34	18	13	1300	0,92
12	32	20	9	1250	0,91
13	42	24	9	1050	0,89
14	48	22	7	1500	0,88
15	54	26	11	1200	0,95
16	48	24	9	1220	0,93

**Самостоятельно выпишите достоинства и недостатки радиально-поршневых гидромашин**

**Вопросы для контроля:**

1. Какое количество поршней используется в конструкции радиально-поршневых гидромашин?
2. Каким образом определяется реальная подача радиально-поршневого насоса?
3. Являются ли радиально-поршневые машины регулируемыми? Какой геометрический параметр изменяется при регулировании? Какая характеристика насоса изменяется при регулировании?
4. Перечислите области применения радиально-поршневых гидромашин

## Тема 10 Аксиально-поршневые гидромашины

Студент должен знать:

1. Назначение аксиально-поршневых гидромашин
2. Конструкцию и принцип работы аксиально-поршневых гидромашин
3. Достоинства и недостатка аксиально-поршневых гидромашин
4. Области использования аксиально-поршневых гидромашин

Студент должен уметь:

1. Производить расчет основных характеристик аксиально-поршневых гидромашин

### Теоретическая часть

*Аксиально-поршневой насос* назван так потому, что его плунжеры расположены в роторе параллельно оси вращения. К этой же группе относят и те насосы, в которых плунжеры (поршни) расположены под углом, меньшим  $45^\circ$ , к оси вращения ротора. Принципиальные конструктивные схемы аксиально-поршневых насосов приведены на рис.26. Основными конструктивными элементами таких насосов являются корпус 1, планшайба 2, плунжеры 3, ротор 4. Принцип действия насосов заключается в следующем. При вращении ротора 4 (рис.26а) благодаря наклонной планшайбе 2 плунжеры 3 совершают возвратно-поступательное движение. При смещении верхнего плунжера влево увеличивается объем полости у правого его торца, и за счет этого там создается разрежение. Под действием силы, возникшей из-за разности атмосферного давления и давления в полости у плунжера, рабочая жидкость заполняет эту полость из бака через канал А и левую всасывающую канавку К в распределительном диске 5 (рис.26б). При пересечении плунжером перемычки между канавками Кон начинает перемещаться вправо и вытеснять жидкость в правую напорную канавку К, канал Б и далее в гидравлическую систему.

Рабочий объем  $v_0$  аксиально-поршневых насосов, как нетрудно определить из принципа действия, зависит от диаметра плунжеров  $d_n$ , величины их хода  $l$  и числа плунжеров  $z$ . В свою очередь, их ход  $l$  зависит от диаметра расположения плунжеров  $D$  и угла наклона планшайбы  $a$ , т.е.  $l = Dtg a$ .

Тогда можно получить:

$$v_0 = 0,25\pi d_n D z t g a.$$

Число плунжеров обычно 7 или 9.

Нечетное их число способствует уменьшению величины пульсаций подачи насоса. Большее число плунжеров незначительно уменьшает пульсацию, однако увеличивает габаритные размеры роторного блока и его момент инерции, что ухудшает характеристики насоса. Анализируя выражение для определения рабочего объема насоса, видно, что регулирование подачи насоса можно осуществлять путем изменения угла наклона планшайбы или наклона роторного блока  $a$ , как это показано на рис.26г и 26д.

По типу распределения жидкости аксиально-поршневые насосы могут быть с торцовым (рис.26а,г,д) и клапанным (рис.26в) распределением. По типу привода вращения они бывают с приводом вращения планшайбы 2 (рис.26в,д) и с приводом вращения плунжерного блока 6 (рис.26а,г). При торцовом распределении жидкости используется распределительный диск 5 (рис.26б) с выполненными в нем серповидными канавками К, которые подсоединяются к трубопроводам всасывания и нагнетания. При клапанном распределении жидкости по трубопроводам всасывания и нагнетания в насосах используются обратные клапаны 7(рис.26в), которые открываются при движении плунжеров вправо.

Регулирование подачи насоса по схеме на рис.26д осуществляется поворотом самого плунжерного блока 6, связанного с приводным валом 8 и планшайбой 2карданным валом 10. Плунжеры 3 изготовлены полыми и соединены с планшайбой 2 с помощью шатунов 10.

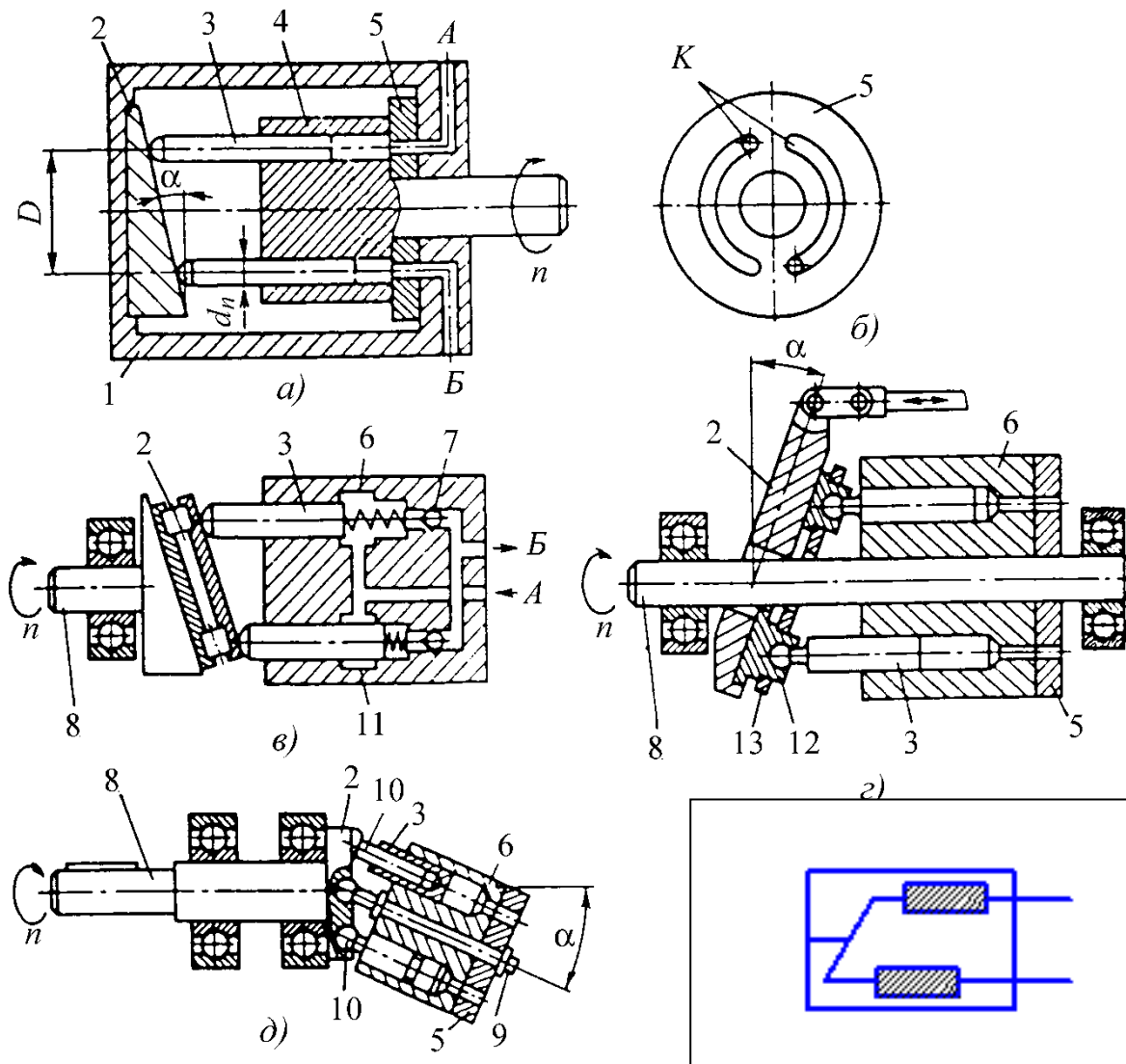


Рисунок 26-Схемы аксиально-поршневых насосов

Для аксиально-поршневых насосов характерна одна проблема, заключающаяся в том, что необходимо обеспечивать силовое замыкание плунжеров и планшайбы, особенно при нахождении плунжеров в зоне всасывания. Если в радиально-поршневых насосах прижим плунжеров к статорному кольцу может осуществляться за счет инерционных сил, действующих на плунжеры при вращении ротора, то для аксиально-поршневых насосов необходимо предусматривать принудительное поджатие плунжеров к планшайбе. Такое принудительное поджатие плунжеров производится и для радиально-поршневых насосов, чтобы обеспечить надежную работу на малых частотах вращения и при нахождении плунжеров в зоне всасывания, где возникают силы отрыва плунжера от статора. В качестве способов принудительного силового замыкания могут использоваться различные технические решения. Например, применение пружин, устанавливаемых в полостях работы плунжеров и воздействующих на плунжеры (рис.26в). Другим средством может быть насос подпитки, принудительно заполняющий всасывающие камеры насоса под определенным давлением, создающим силу прижима на такте всасывания (на такте нагнетания такая сила создается самим давлением нагнетания). Еще одним техническим решением может являться механическое закрепление плунжеров на планшайбе, как это показано на рис.26г, д.

Большому многообразию принципиальных схем соответствует значительная номенклатура выпускаемых промышленностью аксиально-поршневых насосов. Это обусловлено и большими достоинствами указанных насосов, среди которых возможности получения высоких подач жидкости до 400 л/мин при давлениях до 100 МПа. Благодаря меньшей по величине, чем у радиально-поршневых насосов, неуравновешенности и инерционности эти насосы работают при частотах вращения до 3000 1/мин, обеспечивая получение мощностей до 100 кВт.



Энергоемкость аксиально-поршневых насосов почти в два раза выше, чем у радиально-поршневых, и составляет 10-30 Н/кВт (меньшие значения для нерегулируемых насосов). Коэффициент подачи таких насосов также высок и составляет 0,97-0,98, а полный КПД - 0,95 [4].

Ниже приведено несколько примеров конструктивного исполнения аксиально-поршневых насосов, подтверждающих изложенные выше принципиальные схемы. Так, на рис.27 показан нерегулируемый аксиально-поршневой насос модели МНА, в котором используются торцовое распределение рабочей жидкости и вращающийся плунжерный блок б. Он обеспечивает подачу жидкости до 90 л/мин и работает при давлениях до 20 МПа. Этот насос отличается еще и тем, что может работать и как насос, и как гидравлический мотор.

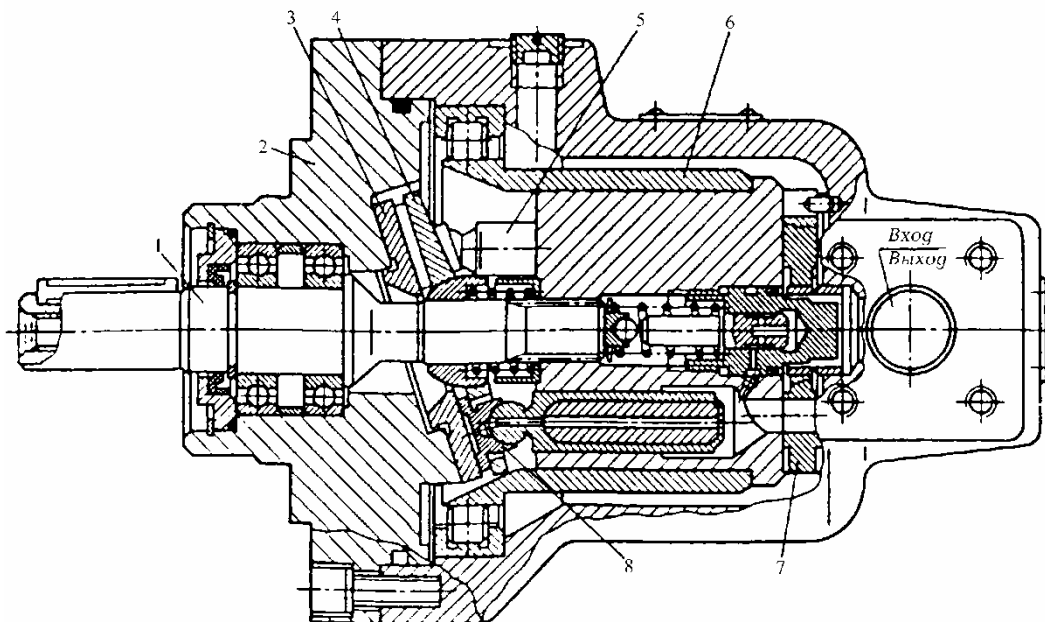


Рисунок 27- Нерегулируемый аксиально-поршневой насос модели МНА

Вращение роторному блоку б передается валом 1, установленным на опорах в крышке 2. В ней же находится и наклонная планшайба, состоящая из неподвижного опорного диска 3 и несущего прижимного диска 4. В диске 4 расположены подпятники 8, в которых завальцованы сферические головки плунжеров 5. Тем самым обеспечивается постоянный прижим плунжеров к наклонной планшайбе. В плунжерах 5 выполнены центральные сверления (каналы), благодаря которым рабочая среда подается в подпятник и обеспечивает его гидростатическую разгрузку в период нагнетания. При вращении ротора б плунжеры совершают возвратно-поступательные движения, обеспечивая всасывание жидкости из бака и ее нагнетание в гидравлическую систему через распределительный диск 7 в соответствии с описанным выше принципом действия.

В случае работы указанной гидравлической машины в режиме гидравлического мотора к плунжерам подается жидкость под давлением. Вследствие этого возникает осевая сила, действующая на наклонную планшайбу, и ее радиальная составляющая в виде окружной силы, которая создает крутящий момент и приводит плунжерный роторный блок б и связанный с ним вал 1 во вращение.

На рис.28 показана конструкция нерегулируемого аксиально-поршневого насоса, в котором плунжерный блок с плунжерами 7 неподвижен и установлен в корпусе 3, а вал 1 приводит во вращение две наклонные планшайбы 5, установленные в крышках 2 и 4 симметрично. Благодаря этому приводной вал 1 и его опоры разгружаются от значительных по величине осевых сил, и нет необходимости устанавливать в опорах мощные упорные подшипники. Кроме того, такой насос уже может работать при давлениях до 40 МПа. Сами плунжеры сферическими головками закреплены в подпятниках б. При вращении вала с планшайбами плунжеры совершают возвратно-поступательные движения, обеспечивая всасывание жидкости из внутренней полости насоса, связанной с баком каналом А, через серповидные канавки, выполненные на наклонных планшайбах 5. В зоне всасывания эти канавки располагаются против центрального отверстия в подпятнике б, соединяя внутреннюю полость насоса (картер насоса) с рабочей жидкостью через канал в плунжерах 7 с увеличивающейся полостью между торцами плунжеров, что обеспечивает заполнение этой полости жидкостью на

такте всасывания. Нагнетание жидкости в гидросистему осуществляется через обратный шариковый клапан 8 по каналу *Б* при движении плунжеров 7 навстречу друг другу. Под действие давления нагнетания шарик 8 преодолевает силу пружины и открывает проход жидкости в кольцевую канавку в корпусе 1 и далее в канал *Б*. Таким образом, в этом насосе применено клапанно-торцевое распределение жидкости.

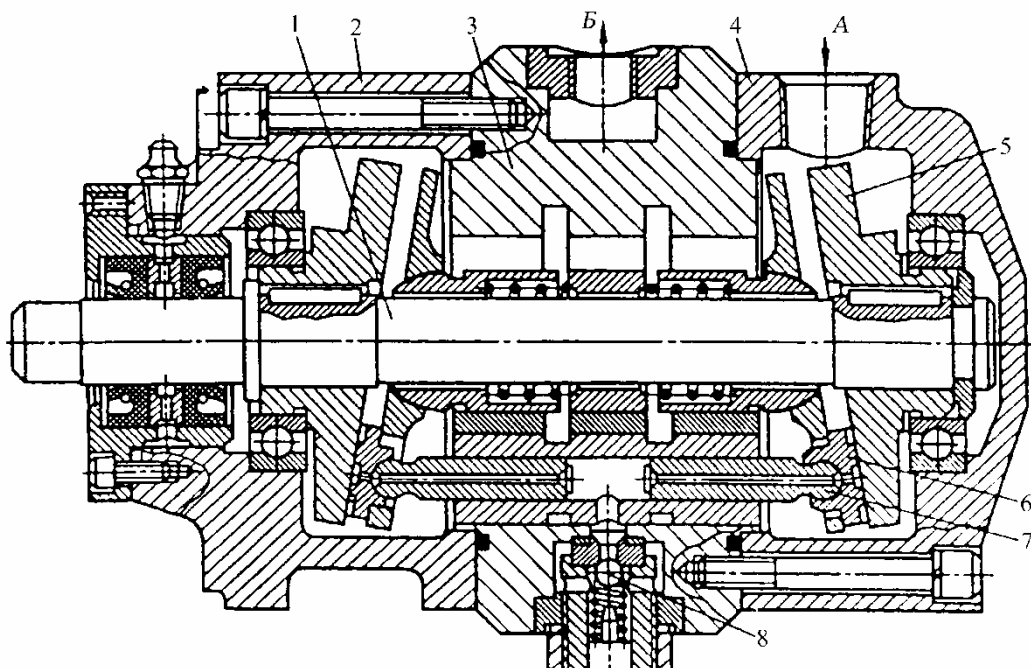


Рисунок 28- Нерегулируемый аксиально-поршневой насос модели НАМ

Аксиально-поршневой насос, приведенный на рис.29, относится к регулируемым насосам, т.е. насосам, обеспечивающим изменение подачи насоса в соответствии с необходимыми условиями работы. В нем применено клапанное распределение жидкости. Принцип действия этого насоса заключается в следующем. Вал 6 вращает наклонные планшайбы 1, вследствие чего плунжеры 3, связанные с подпятниками 8 на дисках 2, совершают возвратно-поступательные движения. Когда плунжеры расходятся, происходит такт всасывания, когда они движутся навстречу друг другу – такт нагнетания. В рабочей полости плунжеров установлены всасывающий 5 и нагнетательный 4 клапаны. Клапан 5 обеспечивает соединение рабочей полости плунжеров с внутренней полостью самого насоса, которая с помощью трубопровода, подключаемого к каналу *А*, соединена с баком. Регулирование подачи насоса осуществляется перемещением распределительной втулки 7 за счет тяги 9. На распределительной втулке выполнен специальный паз, в котором находится толкатель, воздействующий на всасывающий клапан 5. С помощью этого толкателя клапан 5 может быть открытым в момент такта нагнетания. Например, если он будет открыт все время такта нагнетания, то вся вытесняемая движущимися навстречу друг другу плунжерами рабочая жидкость будет возвращаться через открытый клапан 5 во внутреннюю полость насоса. Это будет соответствовать нулевой подаче насоса. Если же в момент начала такта нагнетания клапан 5 закроется, то вытесняемая плунжерами жидкость открывает нагнетательный клапан 4 и проходит в канал *Б* и далее по подсоединенному к нему трубопроводу в гидравлическую систему. Такой вариант работы будет соответствовать максимальной подаче насоса. Таким образом, если клапан 5 держать открытым некоторое время от начала такта нагнетания, то в гидросистему будет поступать лишь какая-то часть полного потока насоса. Перемещая распределительную втулку вдоль оси вала, можно регулировать это время и, следовательно, подачу насоса. Указанный тип насоса обеспечивает подачу жидкости до 400 л/мин и работает при давлениях до 40 МПа.

Регулирование подачи насоса может быть осуществлено и путем изменения угла наклона планшайбы 2, как это представлено на рис.30. В этом насосе вращение вала 3 передается ротору с плунжерами 1, а сама планшайба 2 неподвижна. При подаче жидкости в канал управления 5 цилиндр 4 начнет перемещаться влево, изменяя угол наклона планшайбы 2 в сторону его уменьшения. Тем самым будет уменьшаться и подача насоса. Поскольку регулирование подачи осуществляется с помощью гидравлики, то этот насос можно считать примером дистанционного управления подачей жидкости, причем это управление легко можно сделать автоматизированным, соединив должным образом канал управления 5 с рабочими полостями

гидравлического двигателя. Тогда, например, увеличение давления в полостях гидродвигателя будет вызывать уменьшение подачи насоса, а, значит, и скорости движения исполнительного узла гидрофицированной машины. И, наоборот, уменьшение давления – увеличение скорости. Такие условия работы очень часто встречаются в реальных технологических системах. Следует добавить также, что этот насос компактен, имеет малый вес и хороший показатель энергоемкости (около 10 Н/кВт) и обеспечивает подачу жидкости до 200 л/мин при давлениях до 21 МПа.

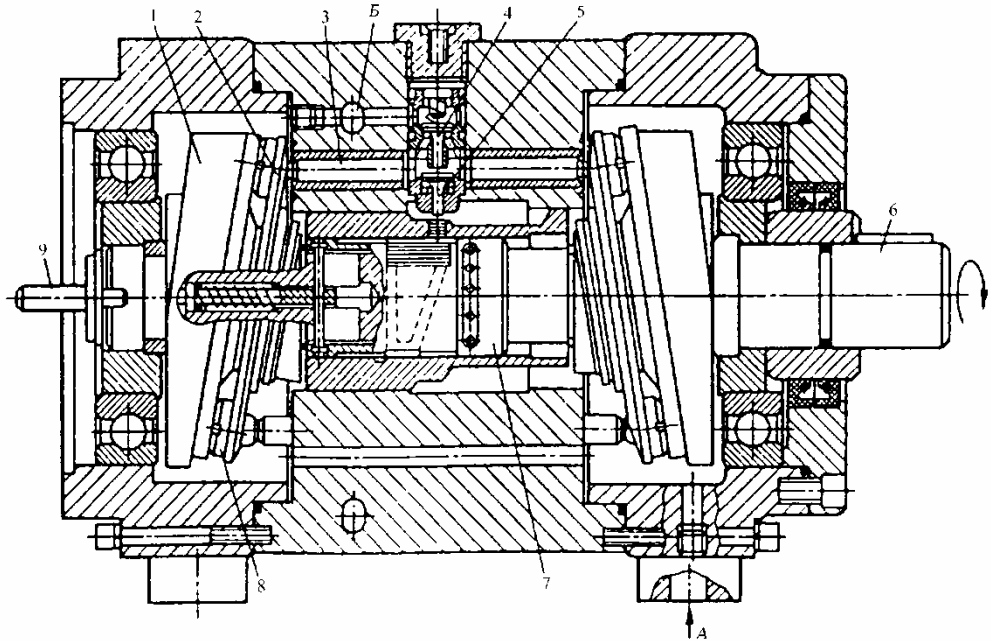


Рисунок 29- Регулируемый аксиально-поршневой насос модели HA-74

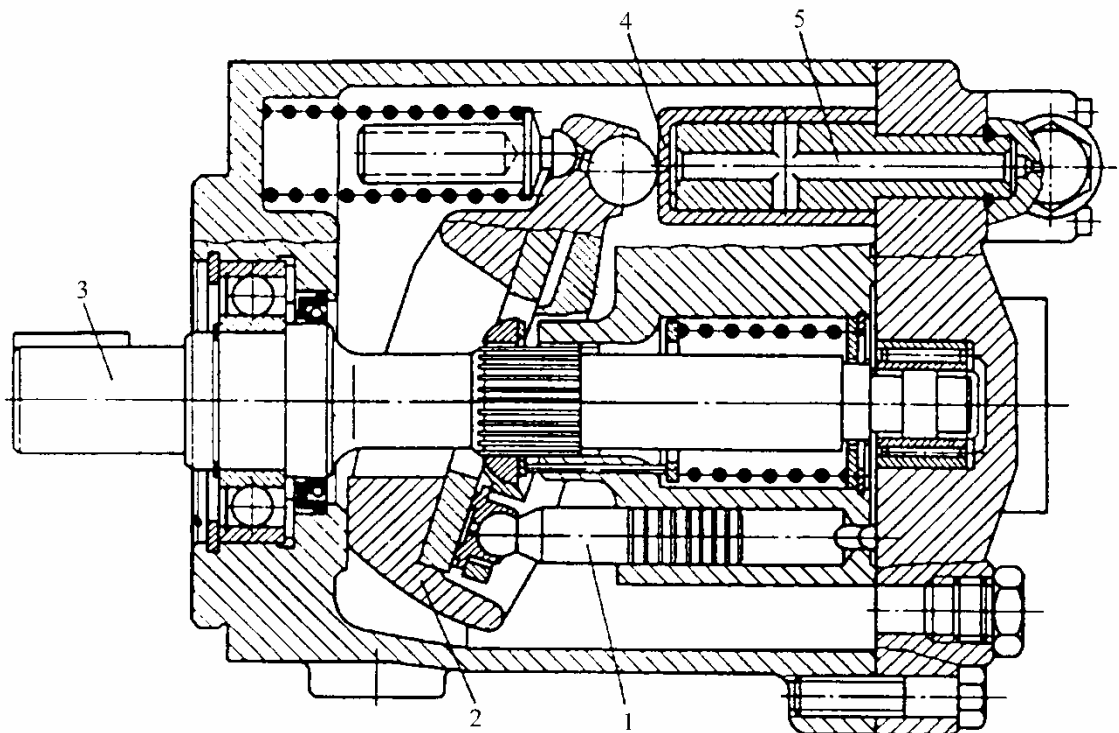


Рисунок 30- Регулируемый аксиально-поршневой насос фирмы Vickers: 1 - плунжер, 2 - планшайба, 3 - приводной вал, 4 - цилиндр, 5 - канал управления

**Задание!**

**1. Опишите метод регулирования аксиально-поршневых насосов**

---



---



---



---



---

**2. Решите задачу: Определите подачу аксиально-поршневого насоса при следующих данных**

Вариант	Число оборотов входного вала $n$ , об/мин	Диаметр поршней, $d_p$ , мм	Диаметр расположения поршней, $D$ , мм	Число поршней, $Z$	Угол наклона планшайбы (диска), $\alpha$ , град
1	1500	25	100	9	15
2	950	20	55	7	7
3	1000	15	50	9	20
4	900	25	70	11	12
5	1200	18	56	7	18
6	820	22	80	13	22
7	920	13	50	7	20
8	1350	24	90	11	18
9	900	28	85	15	25
10	1450	16	70	7	15
11	1500	18	75	9	30
12	750	22	95	13	24
13	920	20	80	11	28
14	800	25	110	17	24
15	1430	16	80	9	20
16	1420	21	90	11	14

**3. Выпишите из текста достоинства и недостатки аксиально-поршневых гидромашин:**

---

---

---

---

---

---

---

---

**Тема 11 Гидроцилиндры**

Студент должен знать:

1. Назначение гидроцилиндров
2. Характеристики гидроцилиндров
3. Принцип работы гидроцилиндров
4. Классификацию по конструктивному исполнению
5. Конструкцию крепления гидроцилиндров

Студент должен уметь:

1. Производить проектный расчет гидроцилиндра
2. Производить проверочный расчет гидроцилиндра

**Теоретическая часть**

Для осуществления возвратно-поступательных перемещений в гидравлических приводах используются гидравлические двигатели, называемые гидроцилиндрами.

Устройство гидравлического цилиндра показано на рис.31. Его основными элементами являются гильза 2, поршень 3, шток 4 и крышки 1 и 5. Подвод и отвод рабочей жидкости осуществляется по каналам А и Б, к которым подсоединяются трубопроводы.

Если подать жидкость по каналу А, то она, действуя на поршень 3, сместит его со штоком вправо. Для возврата поршня влево жидкость подается в канал Б, а канал А в это время соединяется со сливным трубопроводом. Так осуществляется возвратно-поступательное движение поршня на наибольшую длину, определяемую расстоянием от правого торца поршня 3 до торца крышки 5. Длина хода гидроцилиндра может достигать нескольких метров.

Для герметизации внутренних полостей гидроцилиндров устанавливаются уплотнения 7 и 10. Для предотвращения попадания внутрь цилиндра грязи при его работе в

крышке 5 устанавливается уплотнение - грязеъемник 6. Крепится такой цилиндр на кронштейнах 9 и 11 с помощью установочных полуколец 8 и гайки 12.

Подводящие жидкость каналы могут выполняться в различных вариантах. В рассмотренном цилиндре один канал сделан в крышке цилиндра 1, а другой в гильзе цилиндра 9.

В соответствии с функциональным назначением гидравлические цилиндры могут быть двустороннего и одностороннего действия. Это означает, что в первом случае гидроцилиндр может преодолевать внешнюю нагрузку при движении в обе стороны. Цилиндры одностороннего действия преодолевают внешнюю нагрузку лишь при движении в какую-либо одну сторону. Конструктивно гидравлические цилиндры могут быть изготовлены как с одним штоком (рис.31), так и с двумя штоками (рис.32). В таком случае цилиндры называют гидроцилиндрами с односторонним или двусторонним штоком. Основными характеристиками гидравлических цилиндров являются тянущая и толкающая сила  $F$ , развиваемая таким гидродвигателем, его ход  $L$  и размеры (диаметры цилиндра  $D$  и штока  $d$ ). Тянущая сила цилиндра – это сила, развиваемая им при втягивании штока в цилиндр. Толкающая сила – это сила, создаваемая гидроцилиндром при выдвигании его штока.

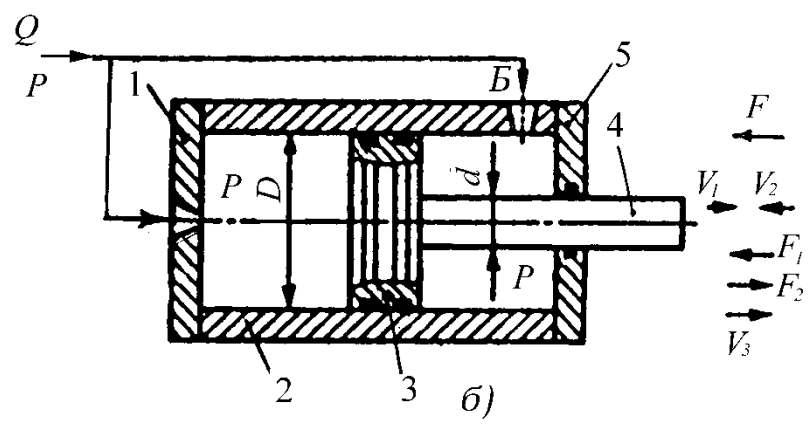
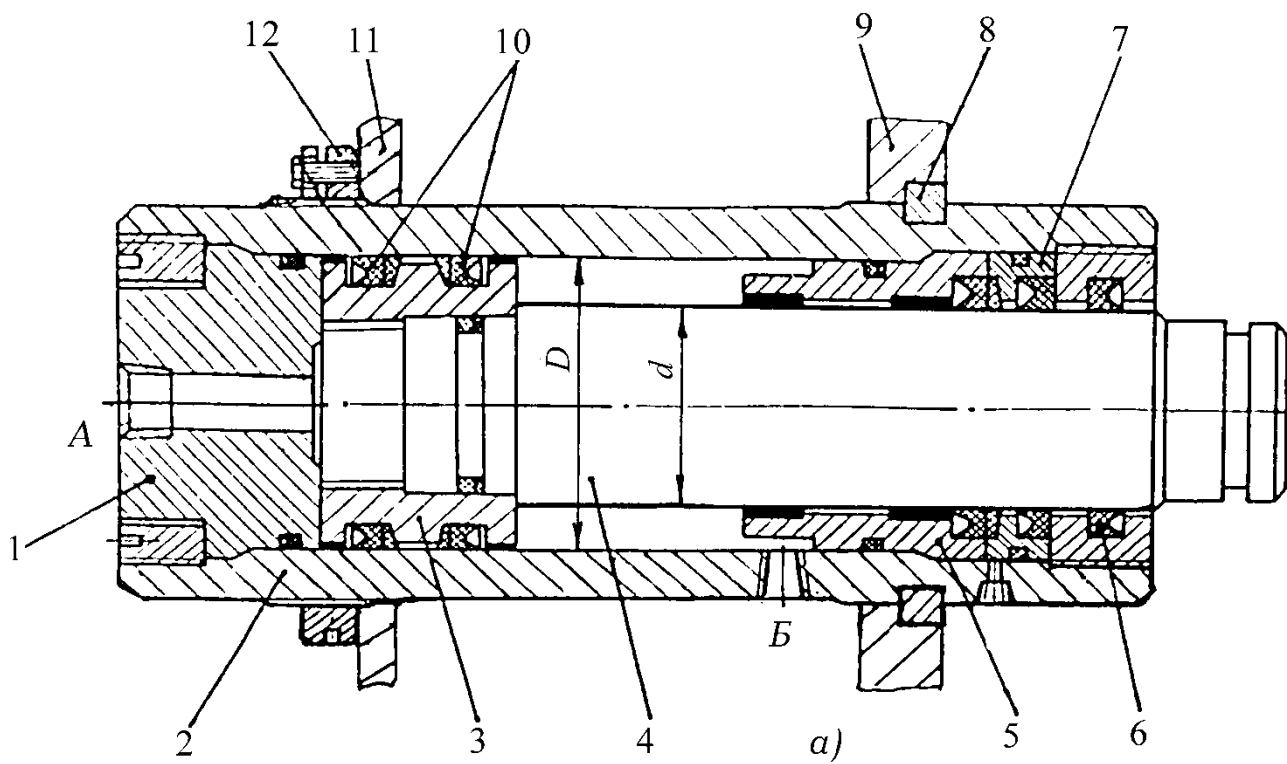


Рисунок 31- Гидроцилиндр по ОСТ2-КП-2-79: а – устройство; б – конструктивная схема

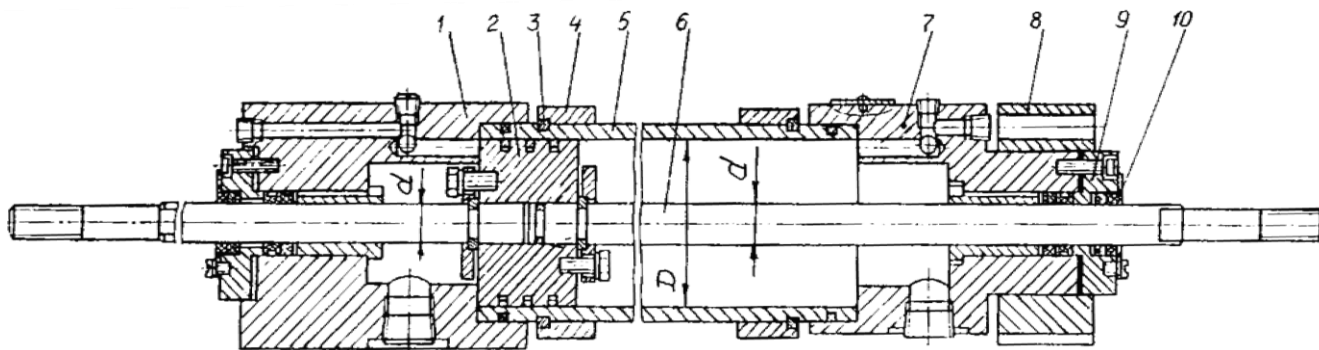


Рисунок 32- Гидроцилиндр с двухсторонним штоком

Для цилиндров двустороннего действия с односторонним штоком (рис.30) эти силы при одном и том же давлении получаются **разными**, поскольку разными являются эффективные площади его рабочих полостей:

$$F_{\text{тян}} = P\pi(D^2 - d^2)/4; F_{\text{толк}} = P\pi D^2/4.$$

Скорости движения штока цилиндра также зависят от эффективных площадей полостей цилиндра и от величины потока жидкости  $Q$ , поступающей в цилиндр. Для цилиндров с двусторонним штоком скорости выдвигания и втягивания будут одинаковы:

$$V = 4Q/[\pi(D^2 - d^2)].$$

Для цилиндров с односторонним штоком (рис.31б). Эти скорости будут разными: выдвигания  $V_1 = 4Q/\pi D^2$ ; втягивания  $V_2 = 4Q/[\pi(D^2 - d^2)]$ .

Такие цилиндры часто называют дифференциальными, поскольку имеют разные эффективные площади рабочих полостей и дают возможность дифференциального подключения к источнику энергии. Оно подразумевает одновременное соединение обеих полостей цилиндра к напорному трубопроводу (рис.31б). Тогда в обеих полостях цилиндра устанавливается одинаковое давление  $P$ , но, благодаря разным рабочим площадям, поршень испытывает на себе действие разных сил от этого давления. Поэтому шток будет выдвигаться из цилиндра со скоростью  $V_3 = 4Q/\pi D^2$ , преодолевая силу  $F = P\pi D^2/4$ .

Нетрудно заметить, что эта скорость больше, чем скорость выдвигания при подаче жидкости только в бесштоковую полость.

Это свойство дифференциального цилиндра часто используется для реализации цикла работы «быстрый подвод» (выдвижение при дифференциальном включении) - «рабочий ход» (выдвижение в ту же сторону при обычной подаче жидкости в бесштоковую полость) - «быстрый отвод» (втягивание штока при подаче жидкости в штоковую полость).

Если подобрать диаметры поршня  $D$  и штока  $d$  такими, что  $d \approx 0,707D$ , то скорости быстрого подвода и быстрого отвода будут равны и в два раза больше скорости рабочего хода (при таком соотношении диаметров эффективная площадь бесштоковой полости гидроцилиндра в два раза больше площади штоковой полости).

Отличительной особенностью гидроцилиндра двустороннего действия с односторонним штоком, показанном на рис.33, является предотвращение жесткого удара поршня 3 о крышку цилиндра 5 и 9 в конце его хода с помощью установленных на штоке 2 демпферной втулки 8 и плунжера с пружиной 6 в крышке 5. При движении влево в конце хода демпферная втулка 8 входит в расточку крышки 9 и вытесняет из нее жидкость через цилиндрический зазор, чем гасится скорость поршня и обеспечивается плавная остановка. При движении вправо в конце хода торец штока с гайкой 4 упирается в выдвинутый плунжер 6 и, сжимая пружину, плавно тормозится.

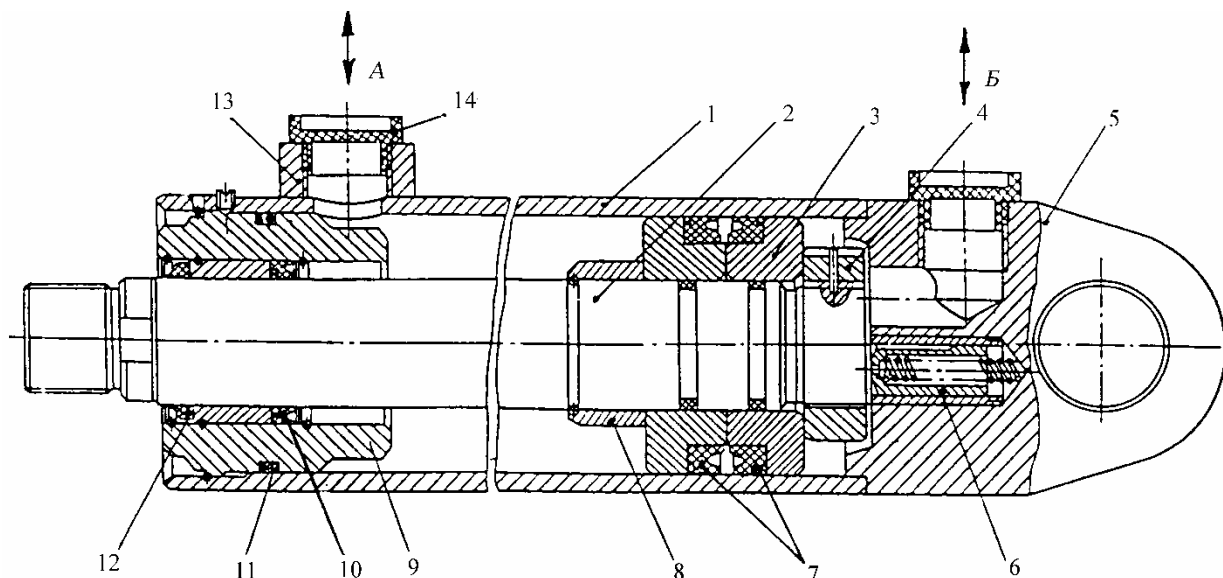


Рисунок 33- Гидроцилиндр модели ГЦ04

В цилиндре двустороннего действия с односторонним штоком 4 (рис.34), разработанным Ковровским СКБ приборостроения и автоматики, для удобства его монтажа подвод жидкости осуществляется к одной крышке 6, в которой выполнены подводящие каналы А и Б. Подача жидкости в левую полость гильзы 3 осуществляется через трубку 5. Весь цилиндр собран с помощью шпилек 8, стягивающих обе крышки 1 и 6.

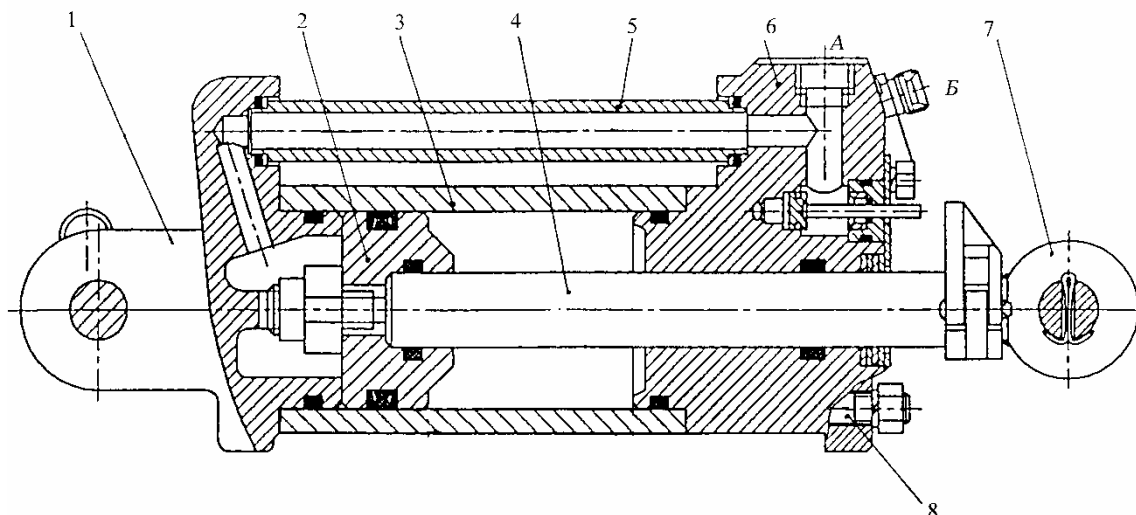


Рисунок 34- Гидроцилиндр с односторонним штоком на проушинах

На рис.35 показан гидравлический цилиндр, разработанный Московским специальным конструкторским бюро автоматических линий и агрегатных станков, который можно демонтировать со станка без особых трудностей, не прибегая к разборке узлов станка. Гильза 8 цилиндра крепится в неподвижном узле станка 1 на кронштейнах с помощью болтов 2, полуколец 3 и фланца 4. Шток 9 цилиндра с поршнем 6 и уплотнениями 5 соединяется с кронштейном подвижного узла станка 10 с помощью гаек. Шток 9 выполнен полым. Внутри него проложена трубка 12, соединяющая правую полость цилиндра с клапаном 11 в гайке крепления штока. Аналогичный клапан 7 устанавливается и в гильзе цилиндра цилиндра 8. Поскольку при работе гидроцилиндра с переменным давлением в нем может скапливаться нерастворенный воздух, равно как и после длительного перерыва в работе, то встроенные клапаны 7 и 11 предназначены для выпуска нерастворенных газов при, соответственно, горизонтальном и вертикальном монтаже гидроцилиндра. Это обеспечивает быструю подготовку цилиндра к работе. Вместе с тем, при монтаже цилиндра на неподвижном узле станка тепловые деформации гильзы 8 не передаются подвижному узлу (столу) станка .

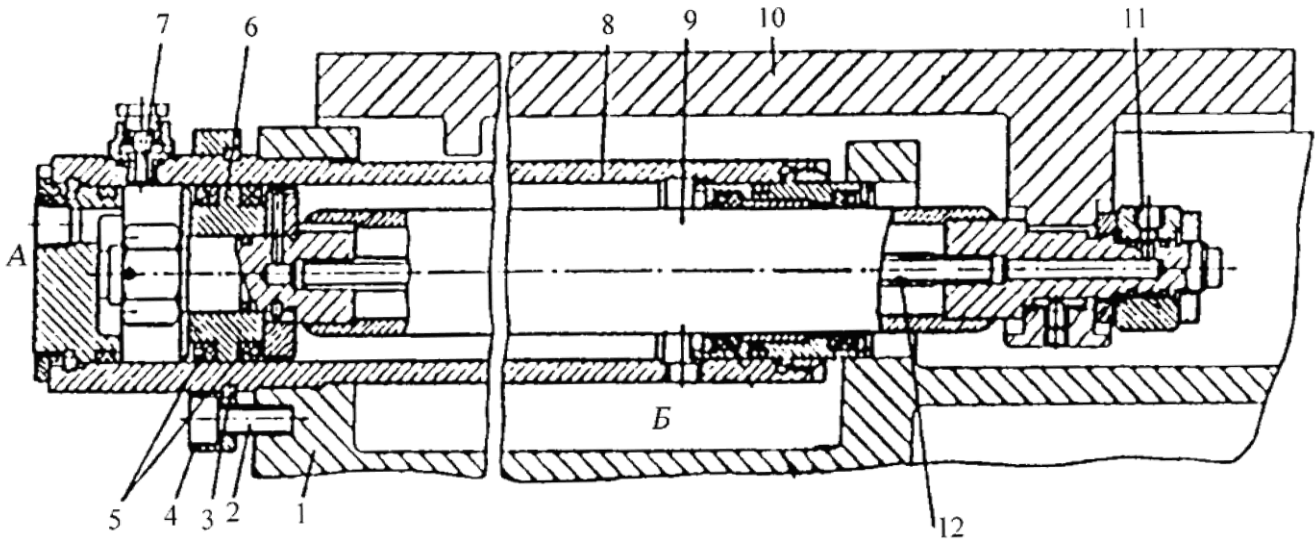


Рисунок 35- Гидроцилиндр подачи станка

Этим же СКБ разработан гидроцилиндр (рис.36), подвод жидкости в который можно осуществлять через полый шток 2. Это очень удобно, если по условиям работы подвижным является корпус цилиндра, а шток неподвижен. По подсоединенным к каналам *A* и *Б* трубопроводам жидкость по каналу 3 внутри трубки попадает в левую полость цилиндра, а по каналу 4 внутри полого штока 2 в правую полость цилиндра. Однако, если нужен обычный режим работы, когда цилиндр неподвижен, а перемещается шток, то трубопроводы можно подсоединить к каналам, закрытым пробками 1 и 5. Такое конструктивное решение исключает необходимость применения гибких трубопроводов (шлангов или рукавов).

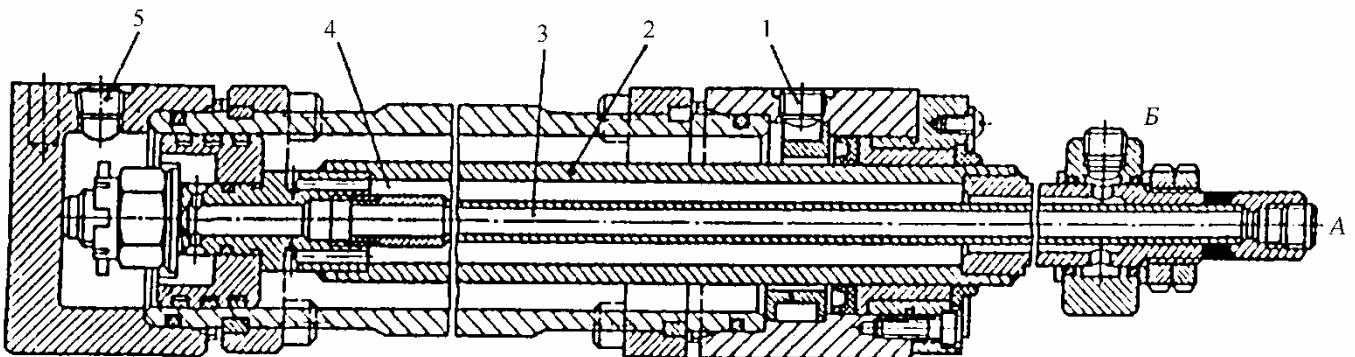


Рисунок 36- Гидроцилиндр подачи стола с подводом рабочей жидкости через шток

Особую группу составляют гидравлические цилиндры одностороннего действия с односторонним штоком, которые обычно называют плунжерными цилиндрами. В таких цилиндрах нет поршня. Его роль выполняет сам шток 1 (рис.37а), называемый плунжером (отсюда и название цилиндра), который имеет наружный диаметр  $d$  меньше внутреннего диаметра гильзы цилиндра 2. Поэтому обработка гильзы может быть проведена по более простой и дешевой технологии. Да и форма поперечного сечения гильзы может быть любой. Конструктивные схемы плунжерных цилиндров приведены на рис.37. Особенность плунжерных гидроцилиндров в том, что они преодолевают внешнюю нагрузку лишь в одном направлении, а для возврата штока (в данном случае - плунжера) в исходное положение необходимы дополнительные механизмы. На рис.37а и 37б возврат плунжера 1 осуществляют пружины растяжные 3 и сжатия 4, на рис.37в показан возврат с помощью собственного веса и веса перемещаемых узлов, соединенных с плунжером 1 при вертикальной установке цилиндра. На рис.37г показан сдвоенный плунжерный цилиндр, в котором перемещается гильза 2, а жидкость подается по каналам внутри неподвижных плунжеров 1. Такой плунжерный цилиндр уже может совершать возвратно-поступательные перемещения и преодолевать нагрузку при движении в обе стороны.



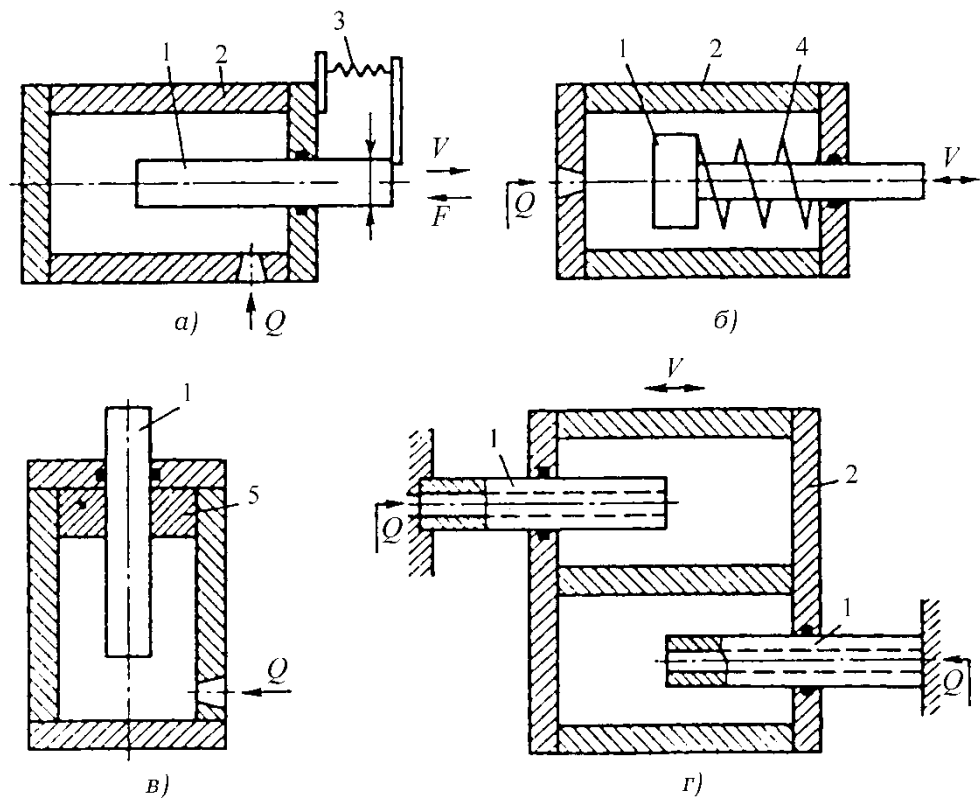


Рисунок 37- Конструктивные схемы плунжерных гидроцилиндров

При значительной длине хода плунжерного цилиндра в нем предусматривается установка направляющей втулки 5 (рис.37 в), способствующей надежной (без заклинивания) работе такого двигателя.

Конструктивно плунжерный гидроцилиндр мало чем отличается от рассмотренных выше, если не считать отсутствия как такового поршня. На рис.38 показан плунжерный гидроцилиндр (гидроцилиндр одностороннего действия с односторонним штоком) для вертикального монтажа.

Подвод и отвод жидкости осуществляется по каналу А в крышке цилиндра 1, в гильзе 2 установлена направляющая втулка 4, уплотнительный блок 5 и крышка б. Имеется также пробка 3 для выпуска накопившегося воздуха. Ограничитель 7 препятствует самовывдвижению плунжера 8 при транспортировке цилиндра. После установки цилиндра в технологическом оборудовании ограничитель хода 7 должен быть вывернут из крышки б.

Для решения специфических задач часто в гидросистемах применяют специальные гидроцилиндры, конструктивные схемы которых приведены на рис.39

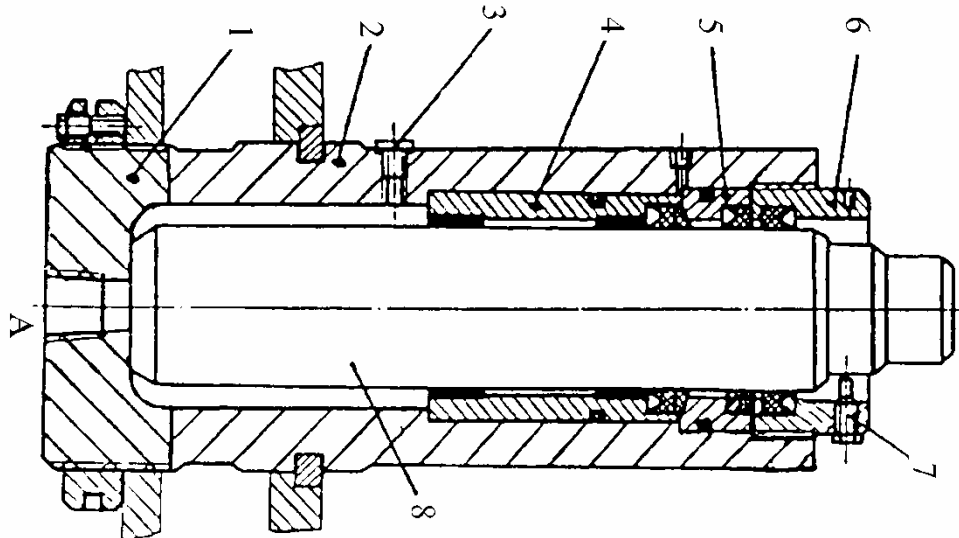


Рисунок 38- Гидроцилиндр одностороннего действия с односторонним штоком

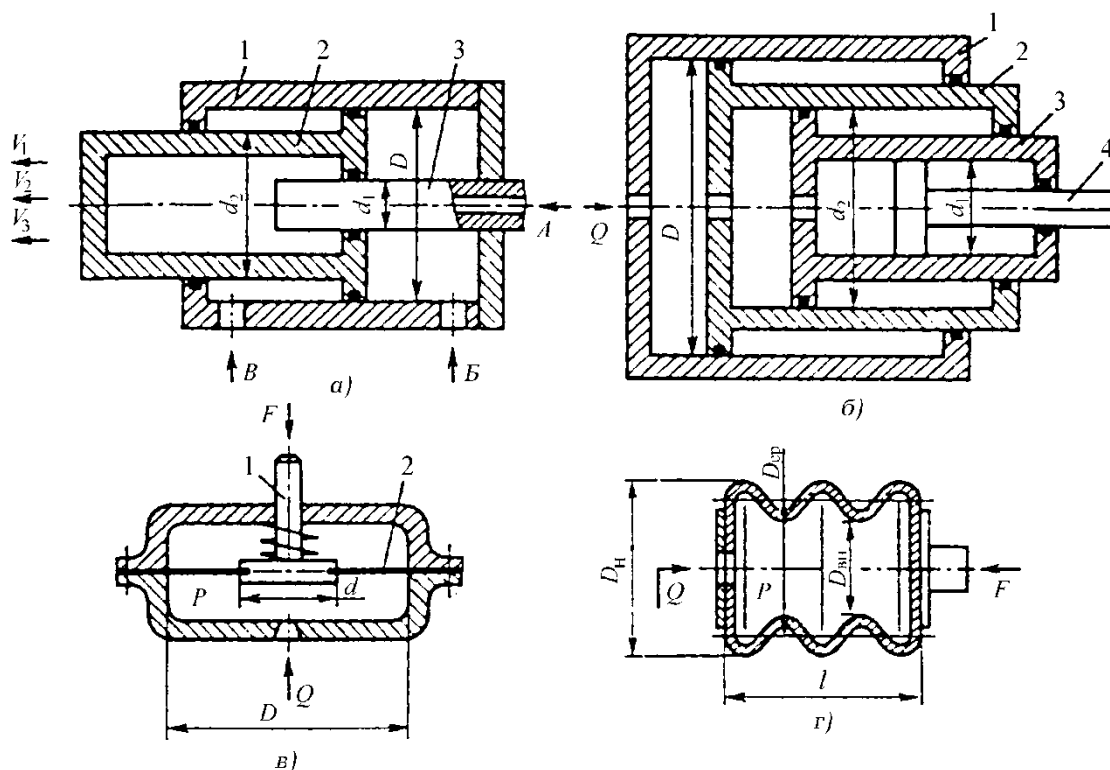


Рисунок 39- Конструктивные схемы специальных цилиндров

Например, когда необходимо получить движение исполнительного органа с несколькими различными скоростями, применяют суммирующие цилиндры (рис.39а). Для получения увеличенного хода применяют телескопические цилиндры (рис.39б). Мембранные цилиндры (рис.39в) дают возможность получить большие усилия при небольшом ходе, а сильфоны (рис.39г) обеспечивают высокую чувствительность к изменениям давления и малые перемещения.

Суммирующий гидроцилиндр (рис.39а) имеет три входа-выхода  $A$ ,  $B$  и  $B$ . Поэтому, если подать рабочую жидкость с величиной расхода  $Q$  по каналу  $A$  в штоке 3, а каналы  $B$  и  $B$  соединить с баком, то поршень 2 будет перемещаться со скоростью  $v_1 = 4Q/(\pi d_1^2)$ .

Подав жидкость по каналу  $B$  и  $B$  в гильзе 1, получим скорость  $v_2 = 4Q/(\pi(D^2 - d_2^2 - d_1^2))$

При подаче жидкости лишь в канал  $B$ , получим скорость движения  $v_3 = 4Q/[\pi(D^2 - d^2)]$ .

Если же напорную гидролинию насоса соединить с каналами  $A$  и  $B$ , то можно получить скорость  $v_4 = 4q/(\pi D^2)$ .

Подав жидкость в канал  $B$ , можно осуществить реверс поршня 2 со скоростью  $v_5 = 4Q/[\pi(D^2 - d_2^2)]$

Нетрудно заметить, что различные скорости получаются за счет алгебраического сложения эффективных площадей цилиндра. Потому он и называется суммирующим.

Телескопический цилиндр (рис.39б) представляет собой ряд цилиндров 1, 2 и 3, вставленных один в другой, с одним штоком 4. Обычно нагрузка прикладывается к штоку. Поэтому при подаче жидкости в гидроцилиндр выдвигаются все цилиндры сразу. Когда цилиндр 2 закончит свой ход, начнет выдвигаться цилиндр 3, а затем уже поршень со штоком 4. Поэтому общий ход цилиндра составит сумму перемещений цилиндров 2, 3 и штока 4.

Достоинство мембранных гидроцилиндров (рис.39в) заключается в большой эффективной площади мембраны 2, благодаря чему поршень 2 может преодолевать большие усилия  $F$ . Однако ход таких цилиндров мал. Поэтому большое применение мембранные цилиндры нашли в зажимных и тормозных устройствах, когда нужны большие силы, а перемещение незначительно.

Сильфонные цилиндры (рис.39г) представляют собой гофрированную трубку (металлическую или резиноканевую), закрытую с обеих сторон. Наружный диаметр  $D_n$  сильфонов достигает 200 мм, а рабочее давление - 15 МПа (для малых диаметров). Тянуще-толкающая сила сильфонов  $F$  зависит от его среднего диаметра  $D_{cp} = (D_n + D_{вн})/2$  и определяется выражением  $F = P\pi D_{cp}^2/4$ .

Для сильфонов характерен ряд ограничений. Так, не допускается его растягивать более, чем на 10%, и сжимать более, чем на 15% от нормальной длины сильфона. Во избежание скопления в гофрах газов предъявляются более жесткие требования по содержанию нерастворенного воздуха в рабочей среде. Поэтому сильфоны находят более широкое применение

в пневматических приводах в качестве чувствительных элементов контрольно-измерительной аппаратуры.

Для предотвращения жестких ударов поршня о крышки цилиндра в конце хода предусматриваются различного рода тормозные устройства, показанные на рис.40. Они могут быть встроены в цилиндр (рис.40а, б, в), а могут быть расположены в трубопроводе (рис.40в). Так, в гидроцилиндре 1 (рис.40а) торможение поршня осуществляется за счет дросселирования вытесняемой из полости в крышке 3 жидкости через кольцевой зазор между ступицей поршня 2 и расточкой в крышке. Торможение начинается с момента входа ступицы 2 в расточку крышки. До этого момента жидкость свободно вытесняется через отверстие в цилиндре 1.

В тормозном устройстве, показанном на рис.40б, в момент входа ступицы 2 в расточку крышки 3 жидкость из правой полости цилиндра 1 вытесняется через игольчатый дроссель 4, вследствие чего и осуществляется торможение поршня. От степени открытия дросселя 4 зависит интенсивность торможения: чем больше сопротивление поршня и чем меньше проходное сечение, тем больше замедление поршня. Для реверса поршня жидкость подается в полость цилиндра через обратный клапан 5 и центральное отверстие в крышке.

Торможение по схеме рис.40в осуществляется за счет дросселя 4, встраиваемого в трубопровод, с момента перекрытия поршнем 2 отверстия А в цилиндре 1. В этом случае вся вытесняемая из правой полости цилиндра жидкость направляется к дросселю 4. Обратный клапан 5 обеспечивает подвод жидкости в правую полость цилиндра, минуя дроссель 4 при реверсе поршня.

И, наконец, в цилиндре 1 (рис.40г) осуществляется ступенчатое торможение по мере перекрытия поршнем 2 при своем движении вправо отверстий А, Б, В и Г. Тем самым скачкообразно нарастает сопротивление на пути вытесняемой из правой полости рабочей жидкости, и кинетическая энергия движущегося поршня тратится на преодоление сопротивления, что и приводит к снижению скорости поршня.

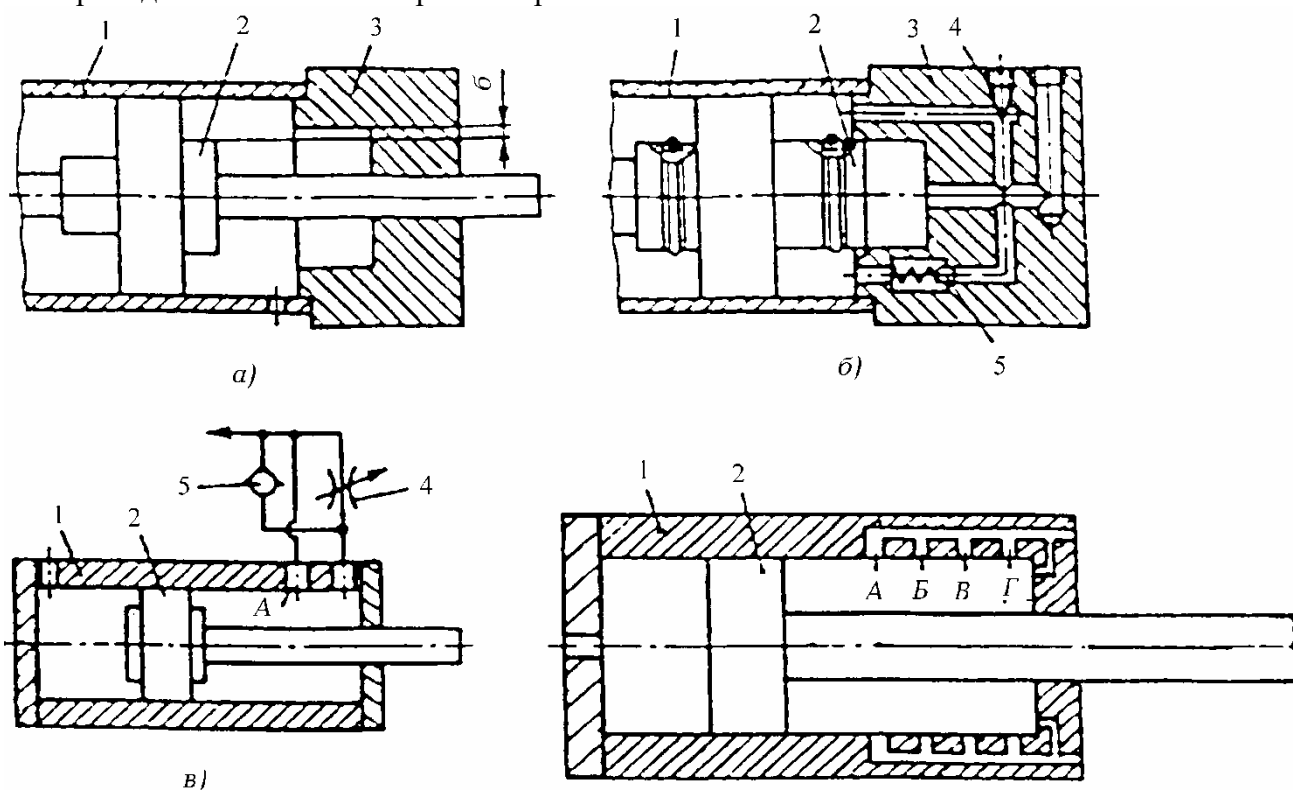


Рисунок 40- Способы торможения гидроцилиндров

Общим недостатком всех этих тормозных устройств является способность к торможению лишь в конце максимально возможного хода поршня. Если же в работе привода используется лишь часть хода цилиндра и необходимо осуществлять торможение, то необходимо тогда использовать другой способ - торможение путем дросселирования жидкости через тормозные устройства, подключаемые в приводе системой управления в необходимые моменты работы гидравлической системы.

Гидроцилиндр	Конструктивное исполнение	Условное обозначение
Одностороннего действия	без указания способа возврата штока	
	с возвратом штока пружиной	
	пистонный	
	телескопический	
Двухстороннего действия	с односторонним штоком	
	с двухсторонним штоком	
	телескопический	
С торможением	с постоянным торможением в конце хода с одной стороны	
	с постоянным торможением в конце хода с двух сторон	
	с регулируемым торможением в конце хода с одной стороны	
	с регулируемым торможением в конце хода с двух сторон	

Рисунок 41- Обозначение различных типов гидроцилиндров

На рисунке 42 представлены типы крепления гидроцилиндров

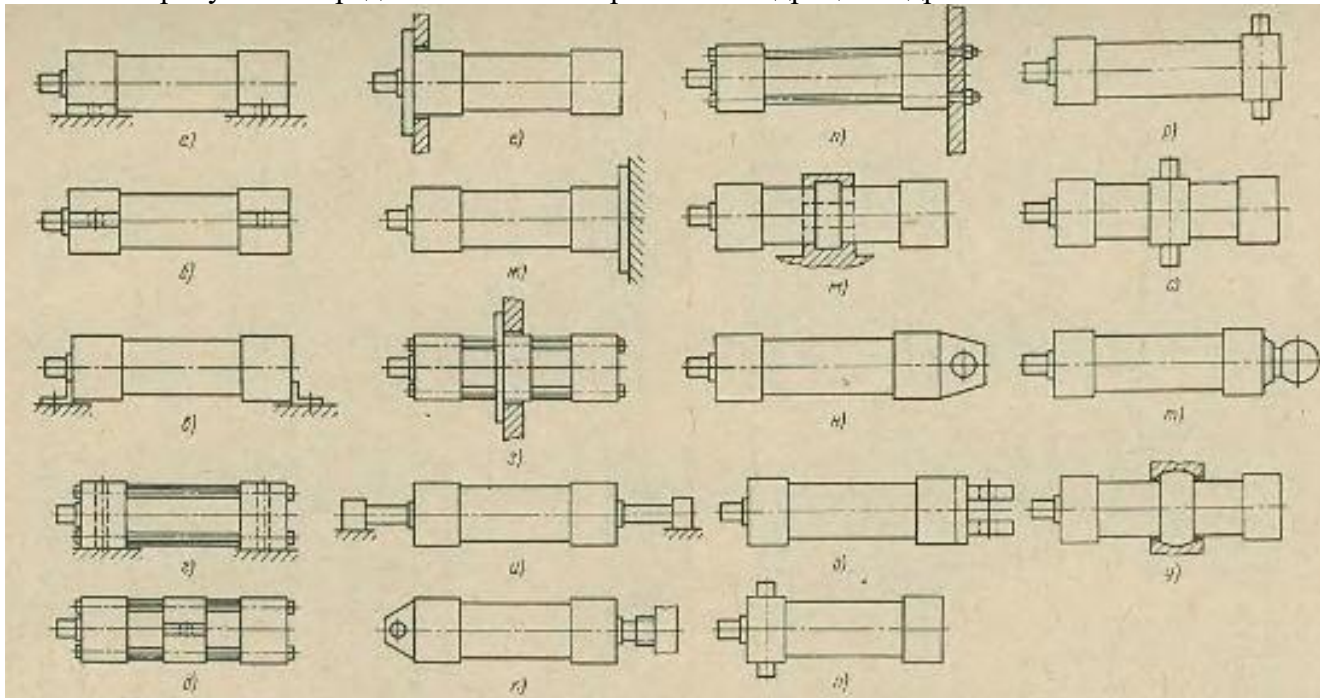


Рисунок 42- Типы крепления гидроцилиндров

Рассмотрим параметры гидроцилиндра двустороннего действия с односторонним штоком  
 Геометрическими параметрами гидроцилиндров являются

1. Диаметр поршня  $D$ , мм
2. Диаметр штока  $d$ , мм
3. Длина хода поршня  $L$ , мм
4. Объем камеры под поршнем  $V_{пор}$ , мм<sup>3</sup>
5. Объем штоковой камеры  $V_{шт}$ , мм<sup>3</sup>

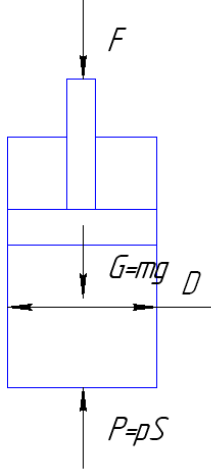
6. Реальный расход жидкости под поршнем  $Q = \frac{vS_{\text{порш}}}{\eta_{\text{об}}}$

7. Реальный расход жидкости в штоковой полости  $Q = \frac{vS_{\text{шт.пол}}}{\eta_{\text{об}}}$

Силовыми характеристиками гидроцилиндра являются:

1. Сила на штоке  $F$ , Н
2. Скорости выдвигания  $V_1 = 4Q/\pi D^2$ ; втягивания  $V_2 = 4Q/[\pi(D^2 - d^2)]$ .
3. КПД гидроцилиндра  $\eta = \frac{Fv}{\Delta p Q}$

**Задание! Рассчитать самостоятельно подачу и давление, подаваемое в гидроцилиндр, а также полезную мощность гидроцилиндра**

	№ варианта	Диаметр поршня, мм	Скорость поршня, см/с	Усилие F, кН	Масса поршня со штоком, кг	КПД механический	КПД объемный
	1	100	4	80	50	0,98	0,85
	2	80	2	50	46	0,95	0,86
	3	90	3	100	54	0,97	0,91
	4	85	7	110	48	0,94	0,84
	5	110	5	40	64	0,92	0,83
	6	105	3	70	68	0,94	0,86
	7	98	5	50	62	0,93	0,87
	8	86	6	60	48	0,96	0,90
	9	120	5	84	70	0,88	0,82
	10	115	8	110	66	0,89	0,86
	11	96	4	82	58	0,92	0,89
	12	92	5	96	49	0,87	0,85
	13	88	7	68	55	0,89	0,83
	14	108	6	74	63	0,85	0,81
	15	98	5	78	57	0,91	0,89
16	105	3	105	62	0,90	0,88	

**Вопросы для контроля:**

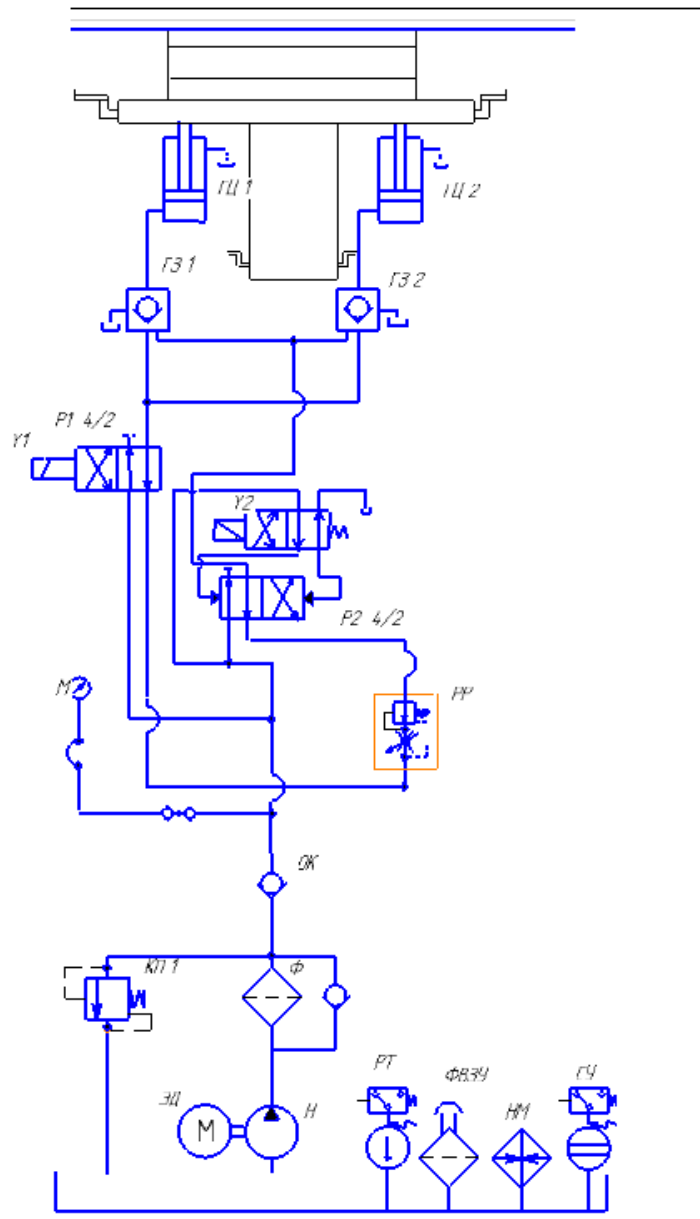
1. Для чего используются гидроцилиндры?
2. Какие геометрические параметры характеризуют работу гидроцилиндров?
3. Какие виды гидроцилиндров используются на производстве?
4. Каким образом могут крепиться гидроцилиндры?

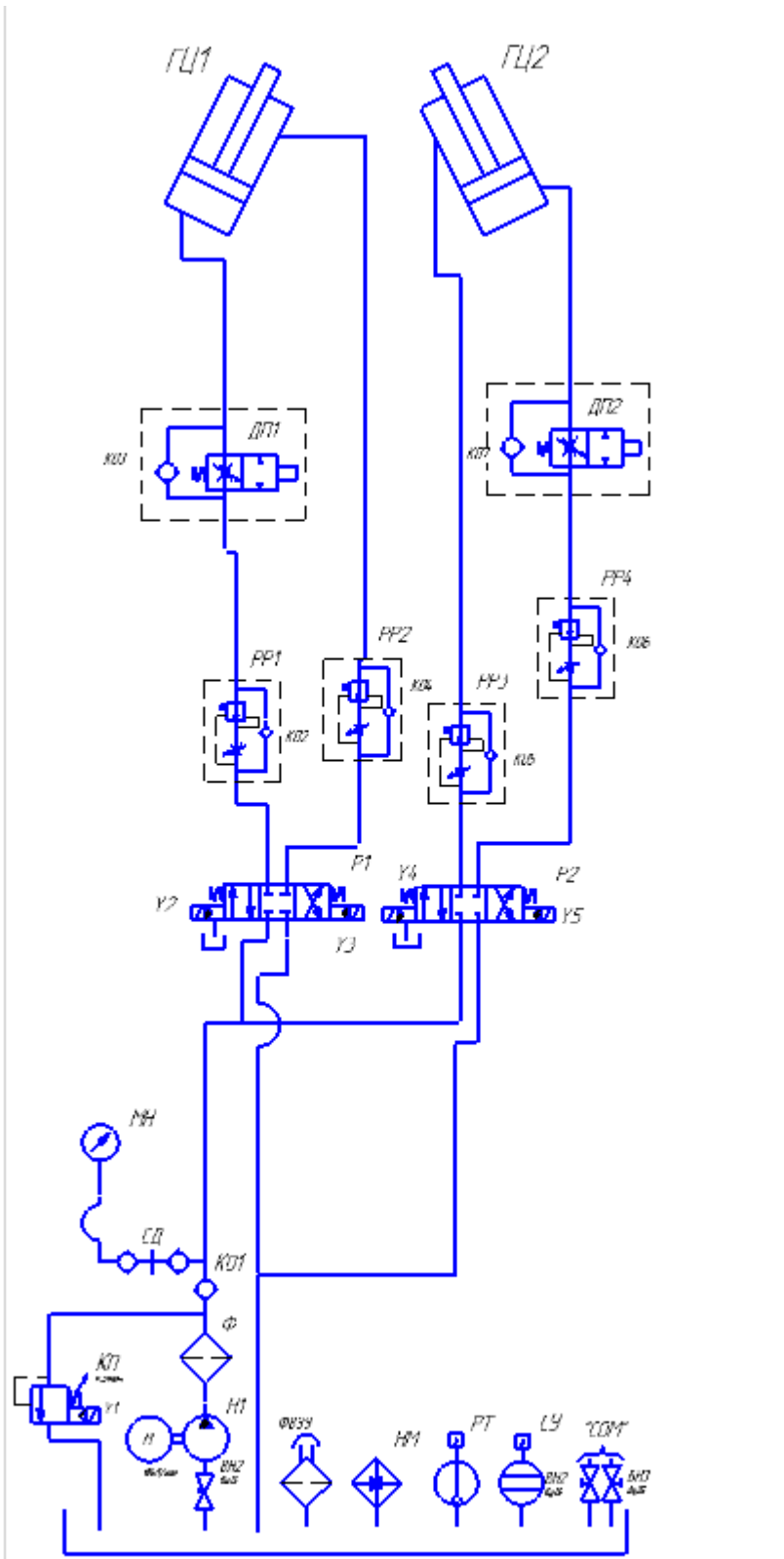
## Расчет объемного гидропривода возвратно-поступательного движения

Варианты заданий:

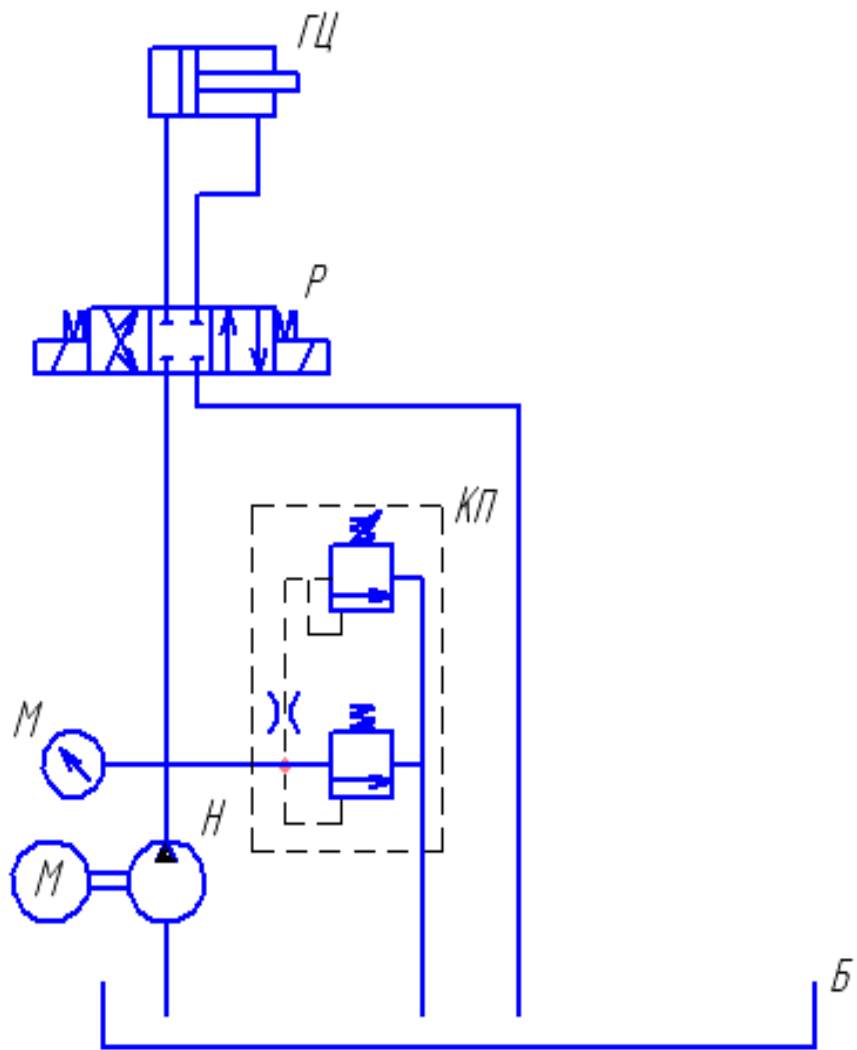
Вариант	Номер схемы	Усилие на штоке кН, Н	Длина хода поршня L, мм	Рабочее давление гидропривода p, МПа	Длина напорной линии l <sub>1</sub> , м	Длина сливной линии l <sub>2</sub> , м	Число двойных ходов поршня в минуту n, мин <sup>-1</sup>	Температура окружающей среды T, °С	Материал трубопровода
1	5	16	280	8	5	9	10	-10+40	12Х18Н
2	4	30	480	18	7	11	8	0+60	40ХН
3	1	10	200	6	4	16	12	-5+45	35 Х
4	6	12	300	10	6	10	14	0+60	45ХН
5	12	22	380	12	7	9	8	-10+35	45 Х
6	14	17	150	7	2	13	14	-15+50	40ХН
7	10	9	120	13	6	12	12	-10+55	35Х
8	3	15	320	15	12	14	10	-12+65	30Х
9	8	24	180	14	9	16	16	-5+45	35ХН
10	2	18	310	15	3	6	8	0+60	40ХН
11	13	16	160	12	10	12	14	-10+35	45ХН
12	30	32	430	20	8	14	10	-20+40	12Х18Н
13	17	19	260	16	9	7	12	-10+40	35ХН
14	29	25	420	8	11	14	10	0+60	65Г
16	25	27	410	17	5	8	8	-5+45	401Х
17	18	11	270	7	13	9	12	0+60	30ХГСА
18	7	17	250	9	14	12	14	-10+55	35ХГСА
19	9	18	340	8	6	13	8	-12+65	45ХН
20	23	26	240	15	8	14	14	-5+45	12Х18Н
21	15	18	360	9	7	12	12	-10+35	30Х
22	21	19	260	10	13	18	10	-15+50	35ХН
23	28	31	450	13	12	15	16	-10+55	30Х
24	17	29	460	14	15	16	8	-12+65	40Х
25	24	13	160	20	8	24	14	-10+55	12Х18Н
26	22	14	140	10	5	16	10	-12+65	35ХН
27	16	30	400	16	6	8	12	-5+45	30ХГСА
28	27	15	230	12	17	15	10	-20+65	12Х18Н
29	18	33	500	22	13	14	8	-15+30	40Х
30	10	22	350	7	12	10	12	-20+40	35ХН

Варианты схем  
Вариант 1

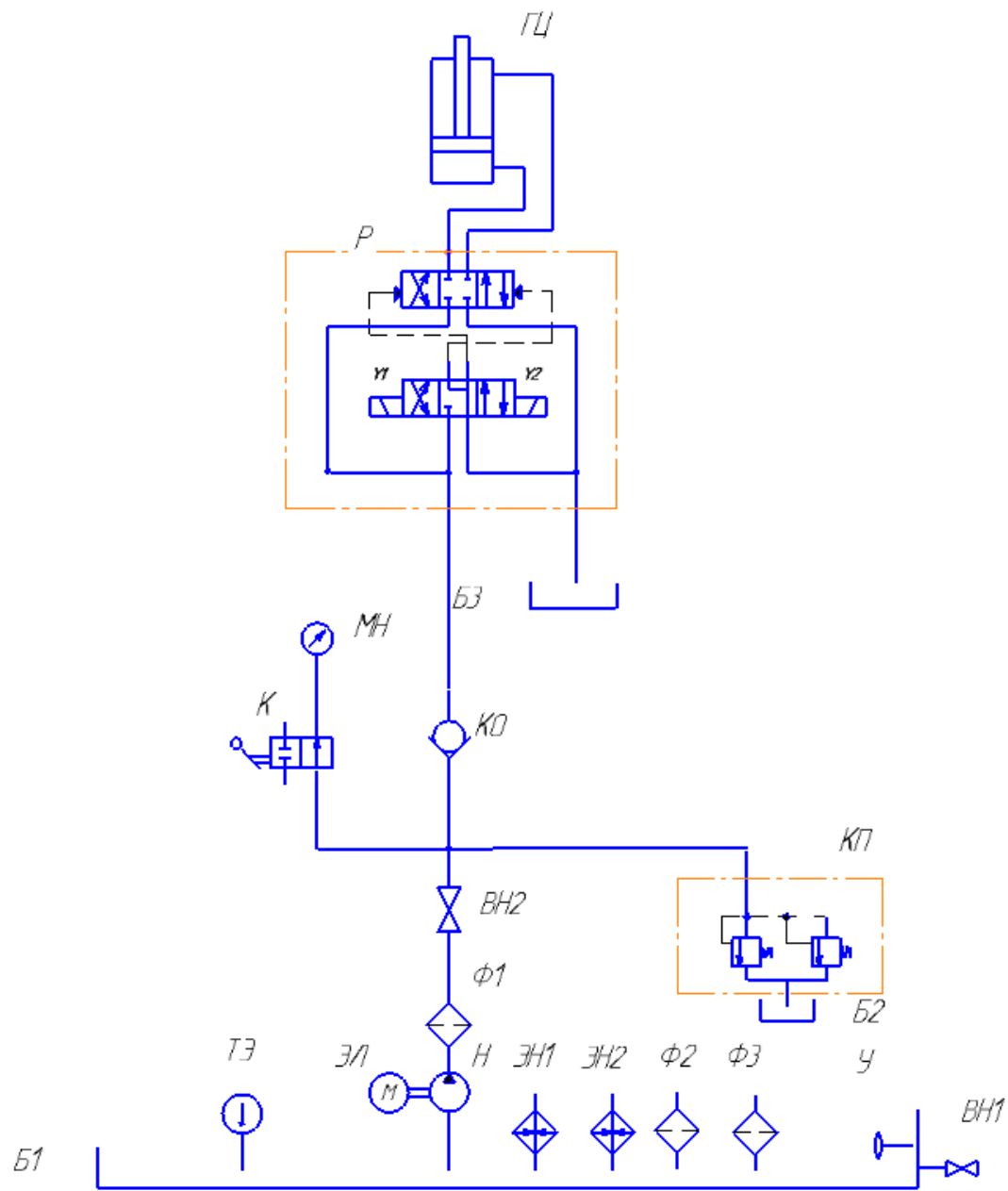


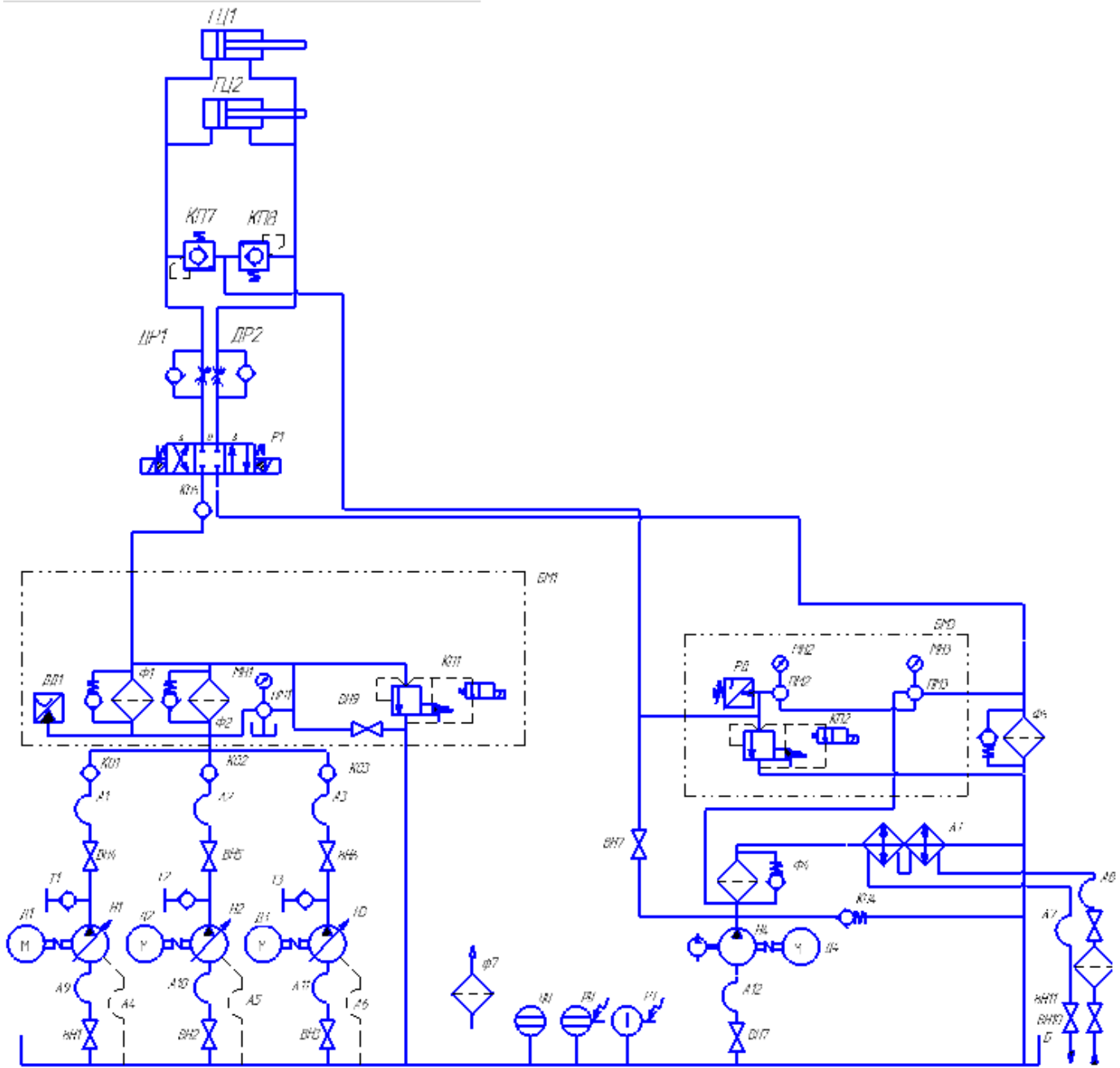




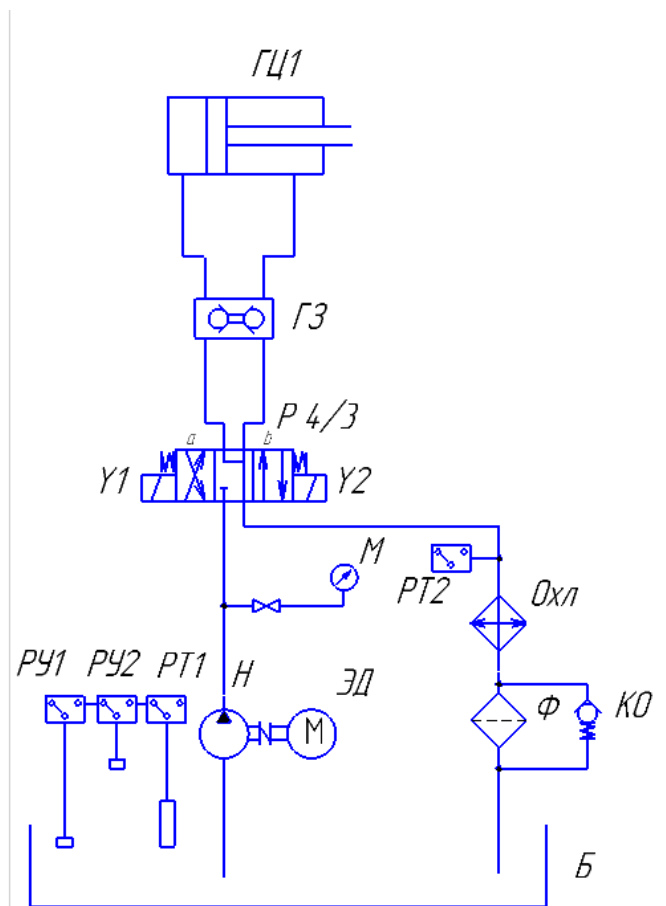


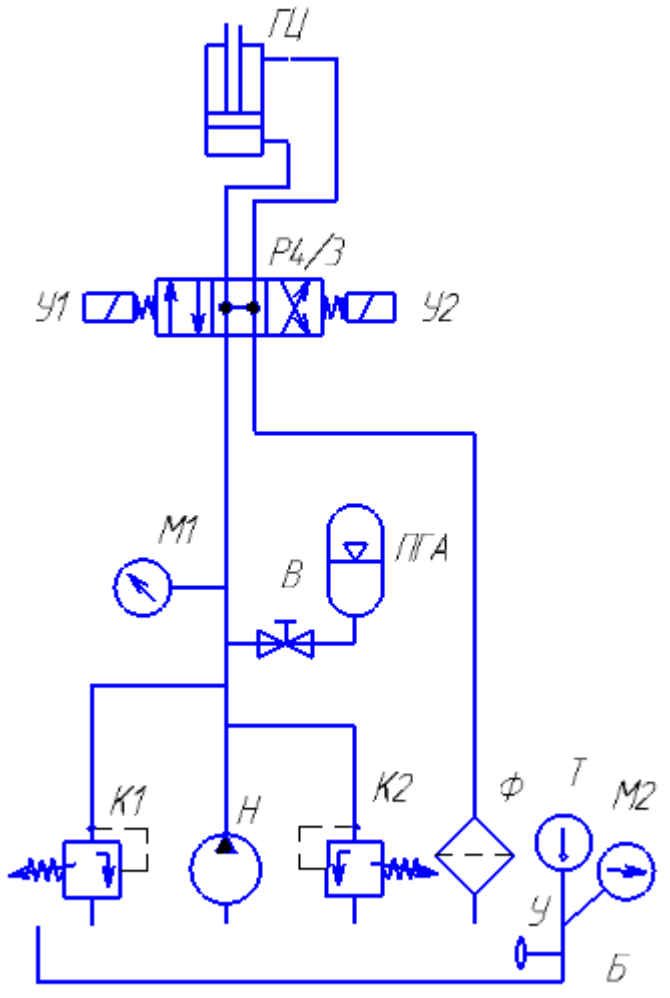




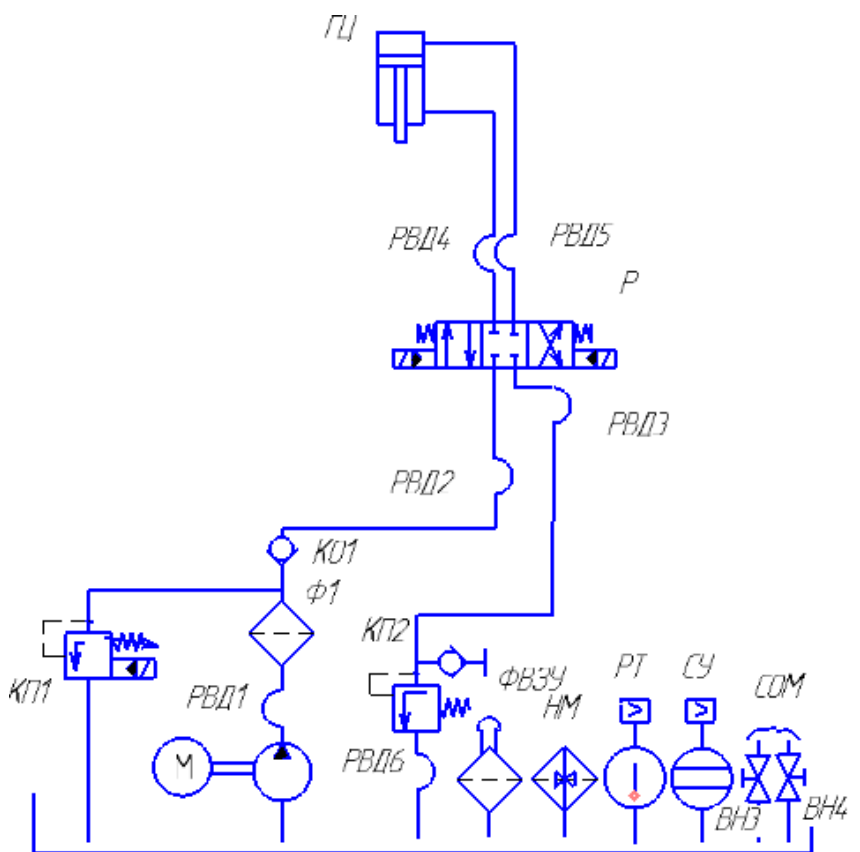


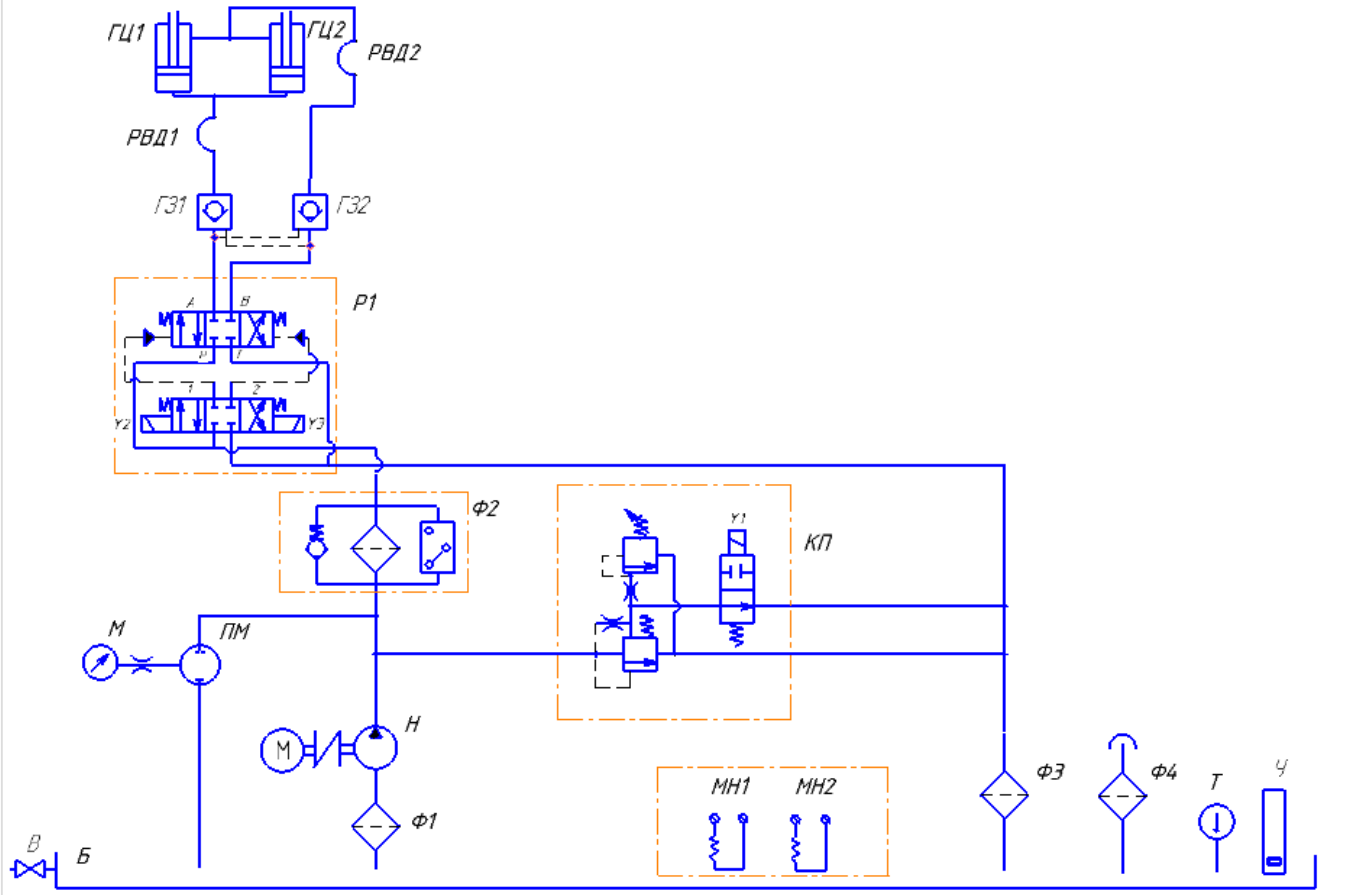
Вариант 7

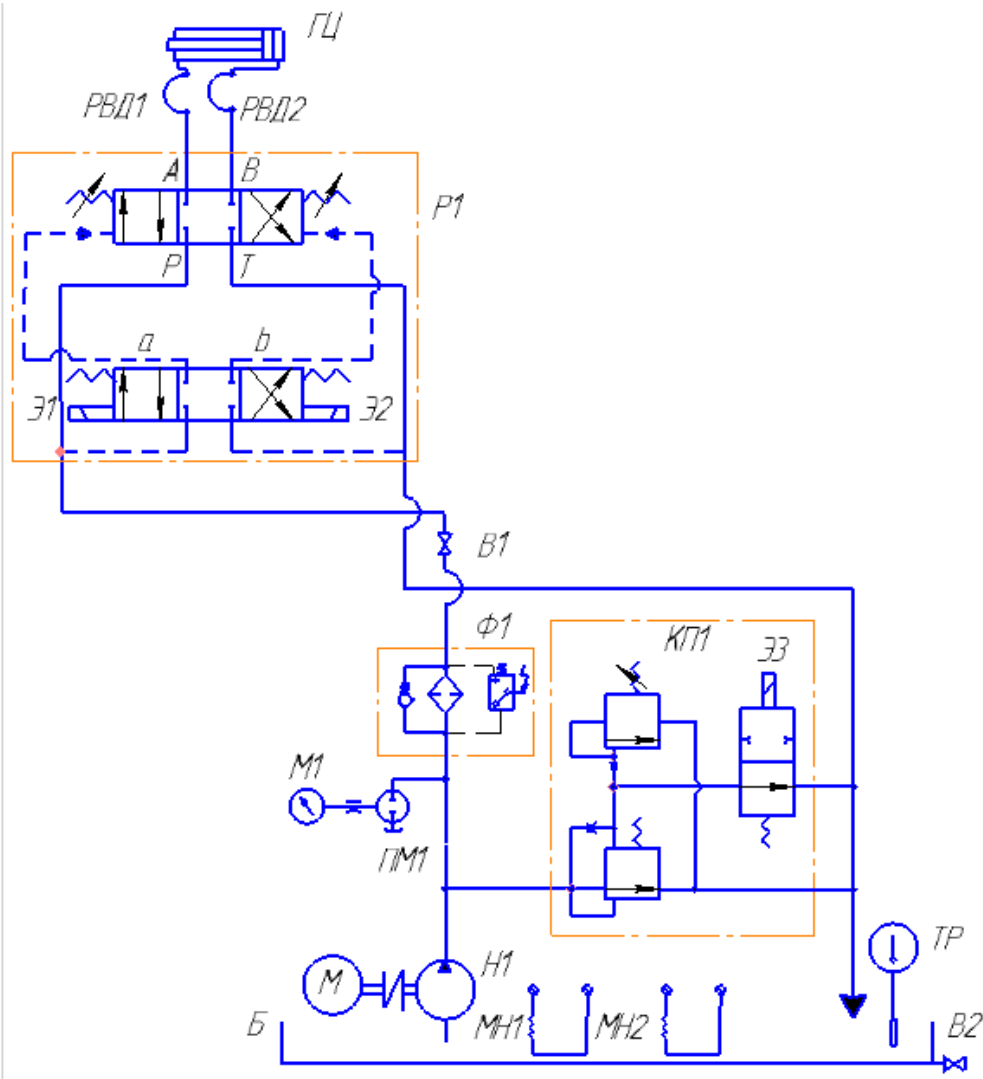




Вариант 9



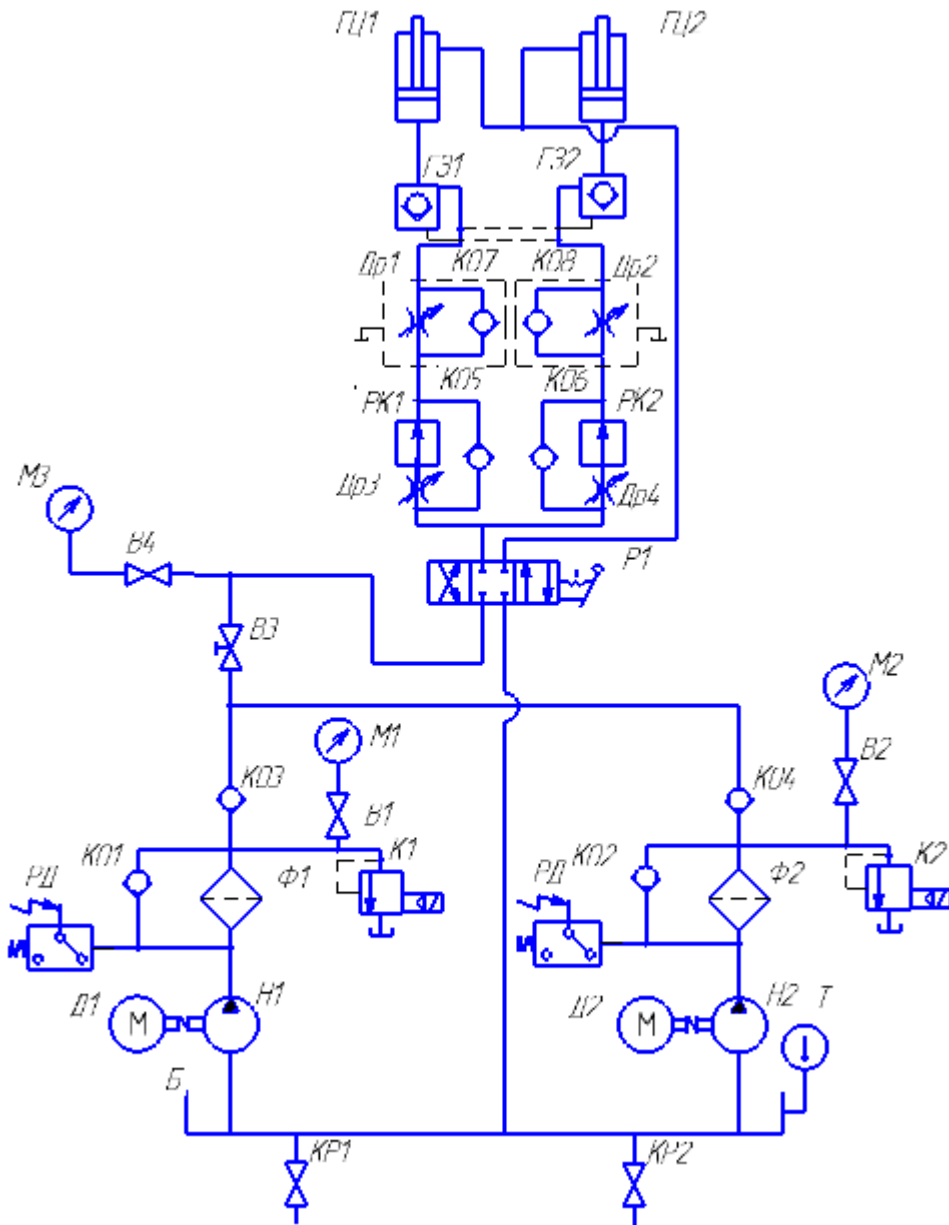


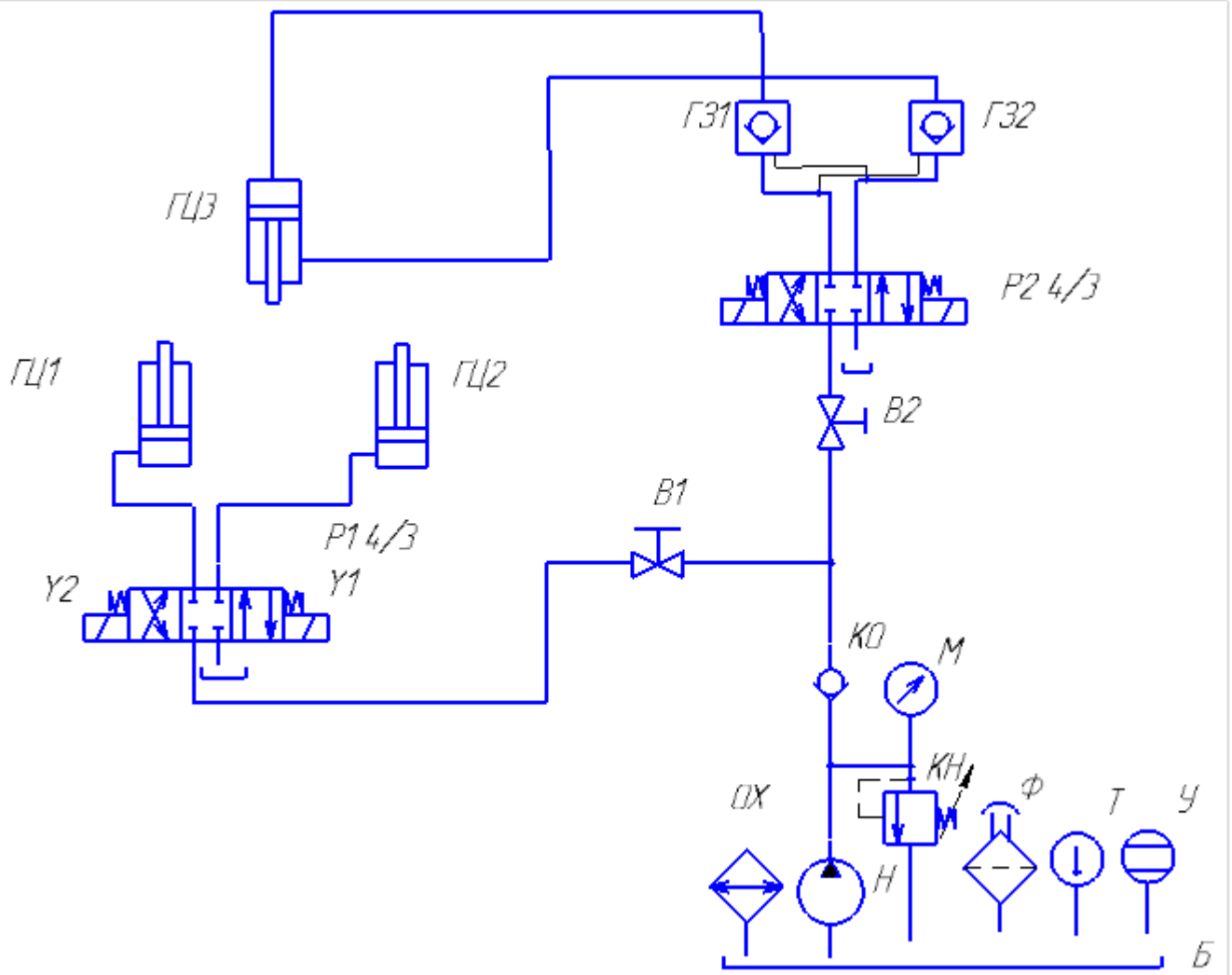


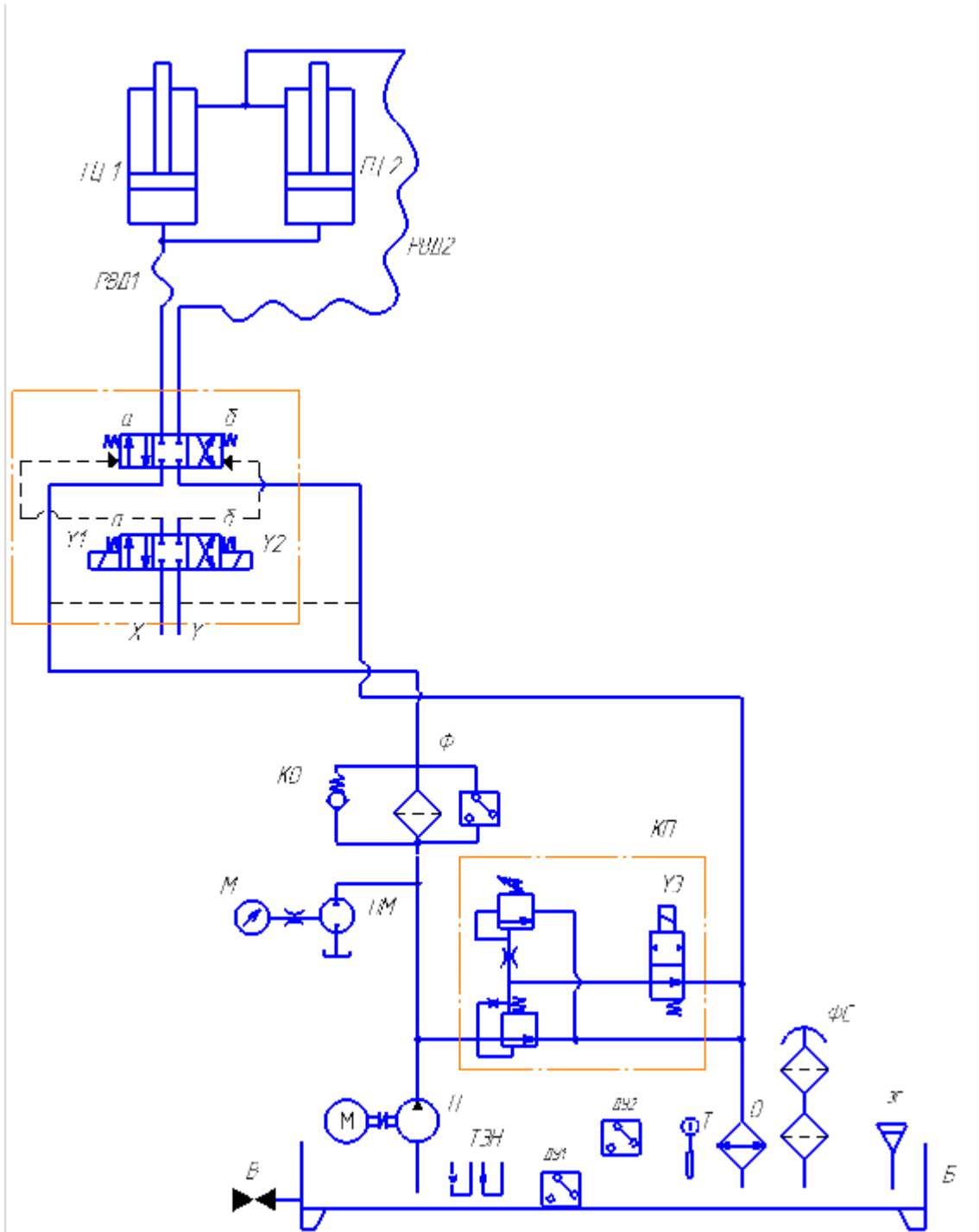




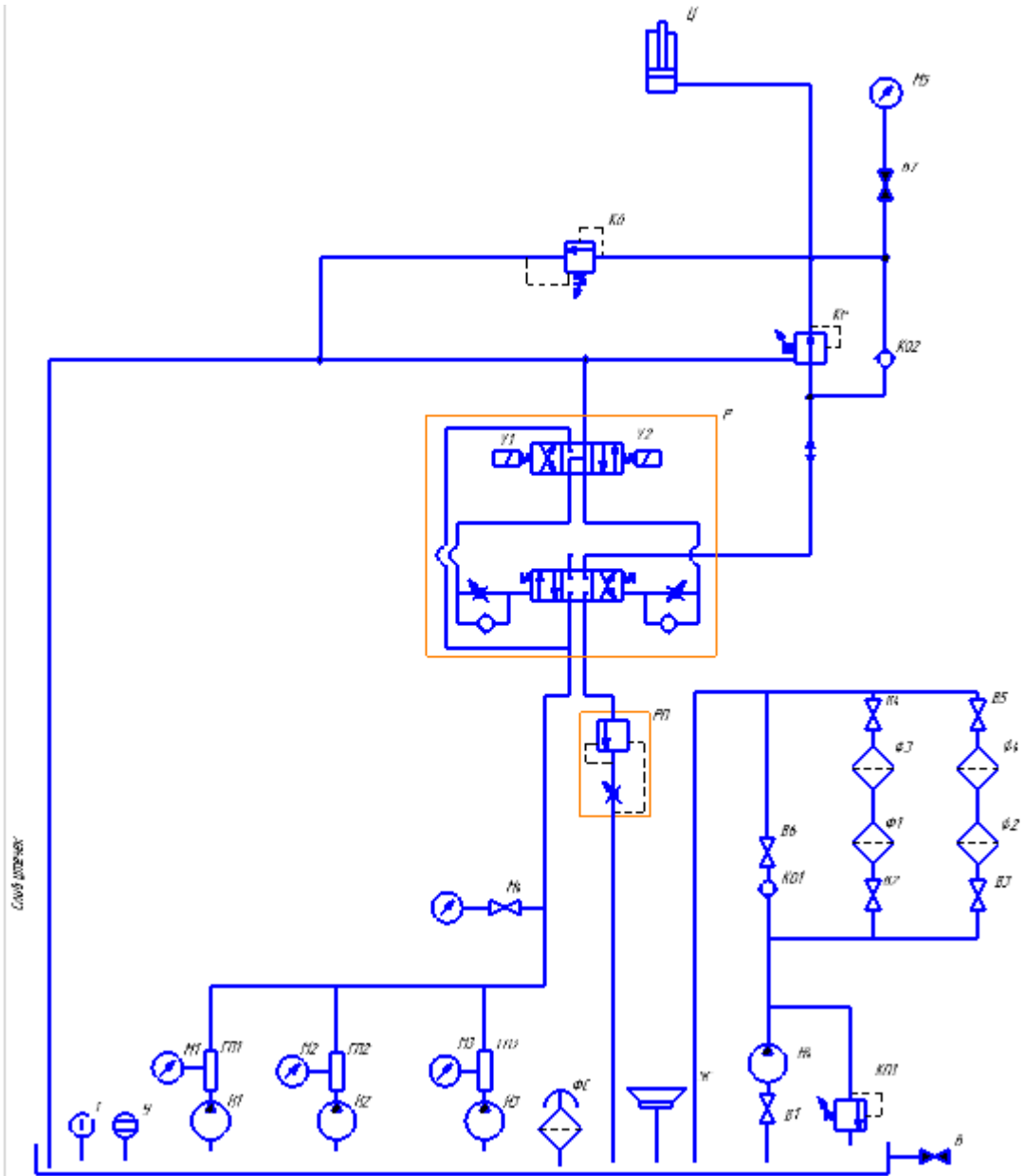
Вариант 13



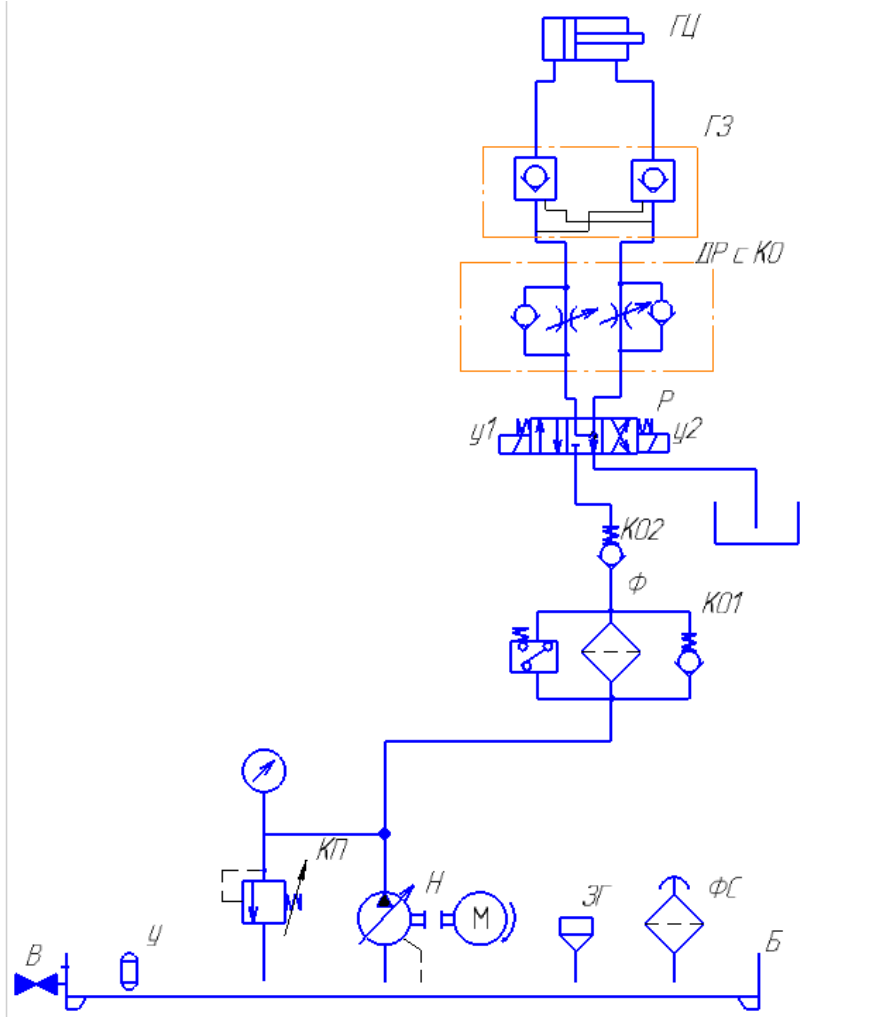




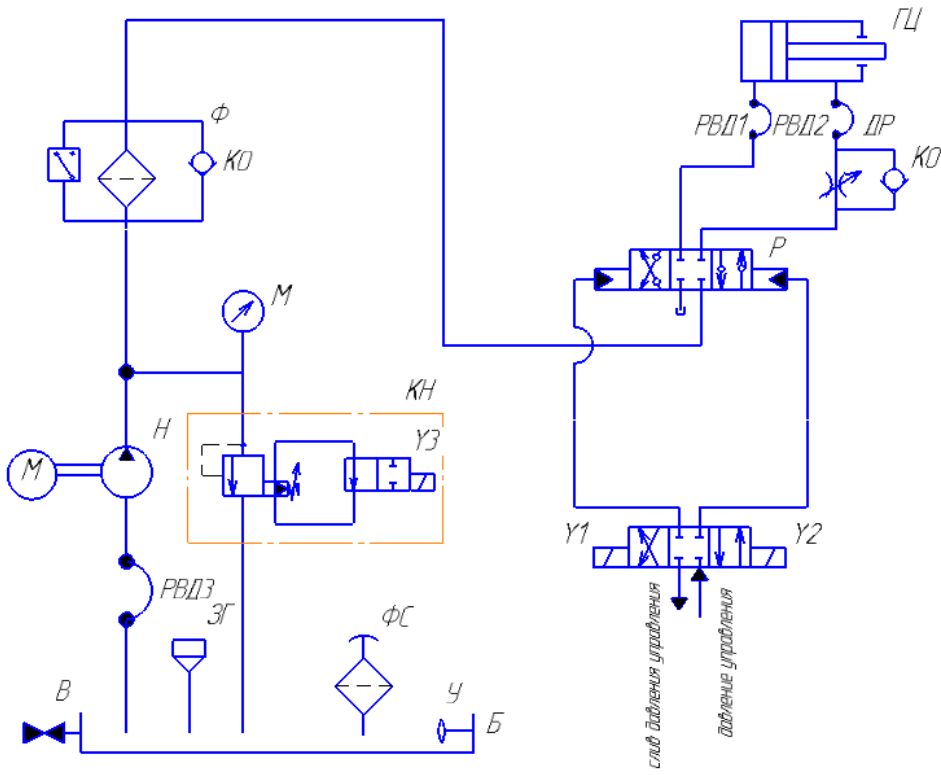
Вариант 16



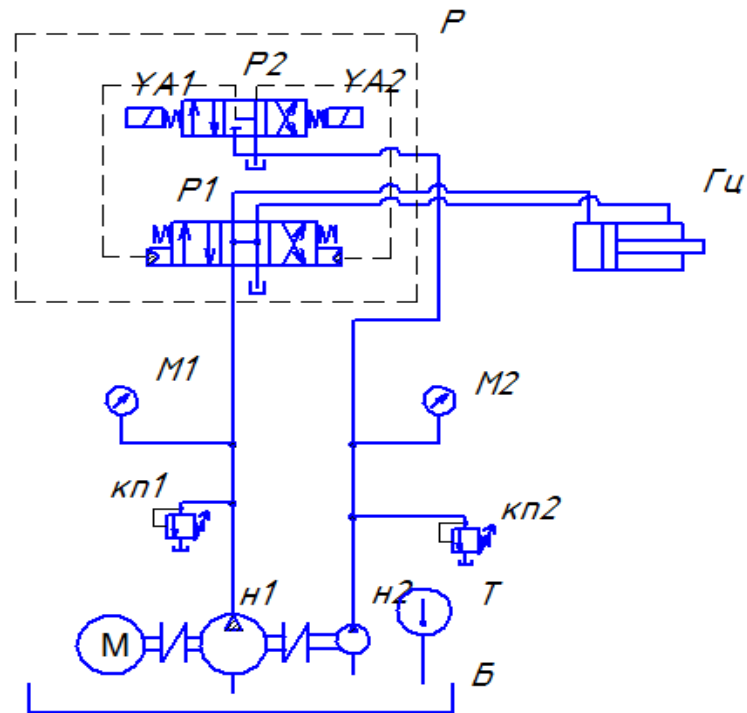
Вариант 17



Вариант 18

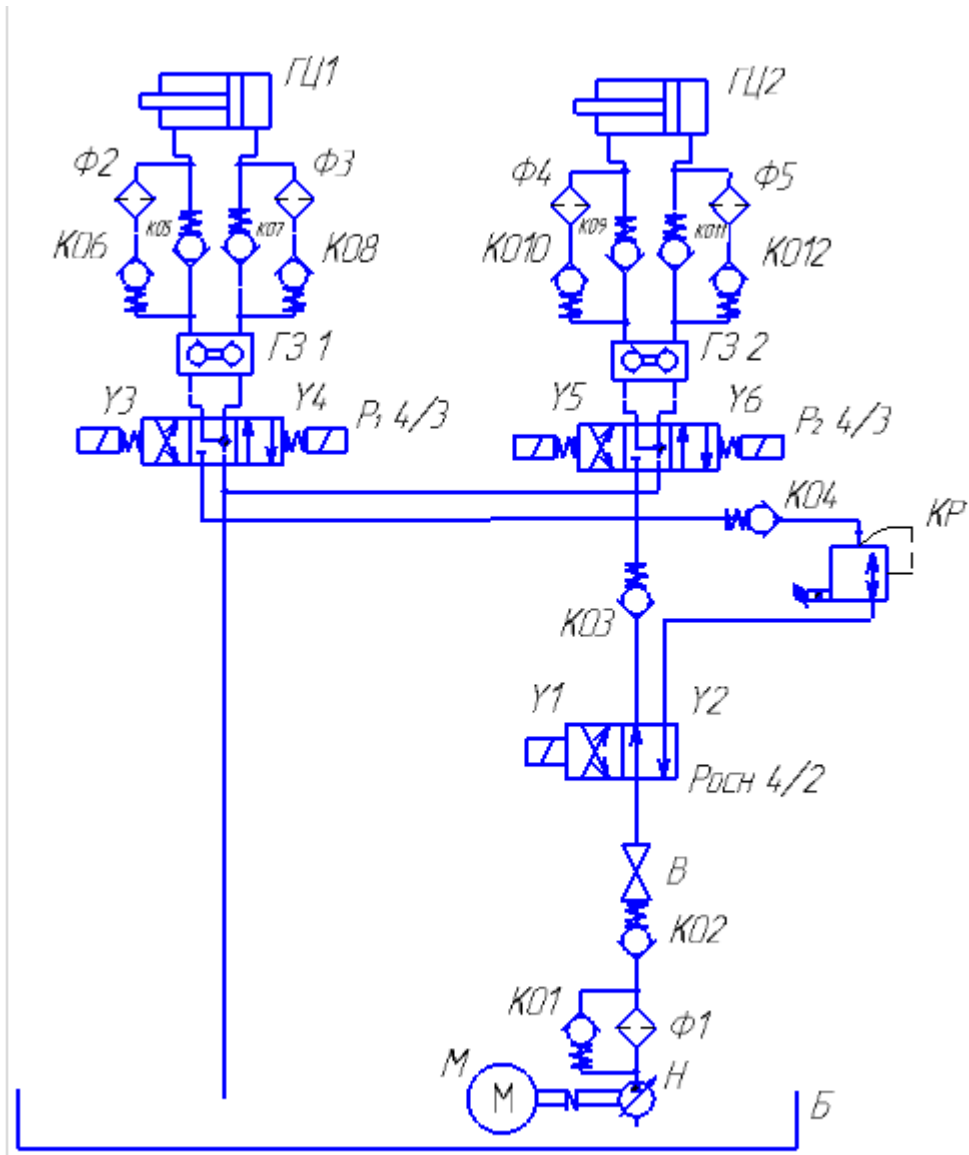


Вариант 19

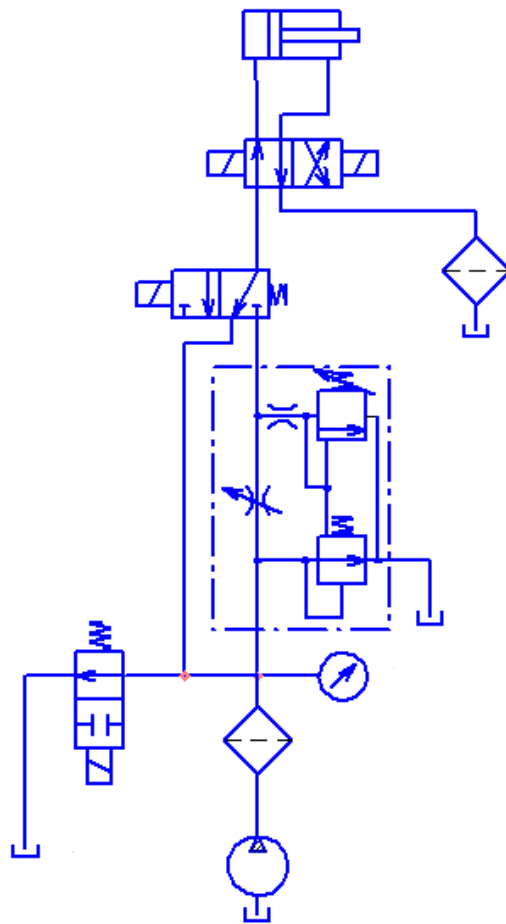




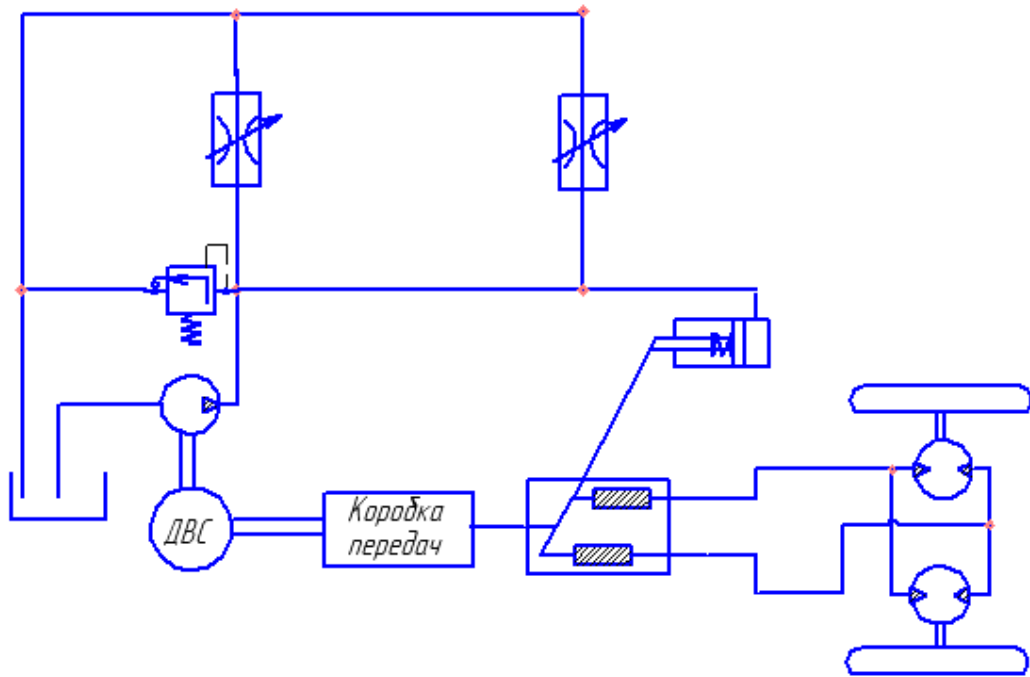




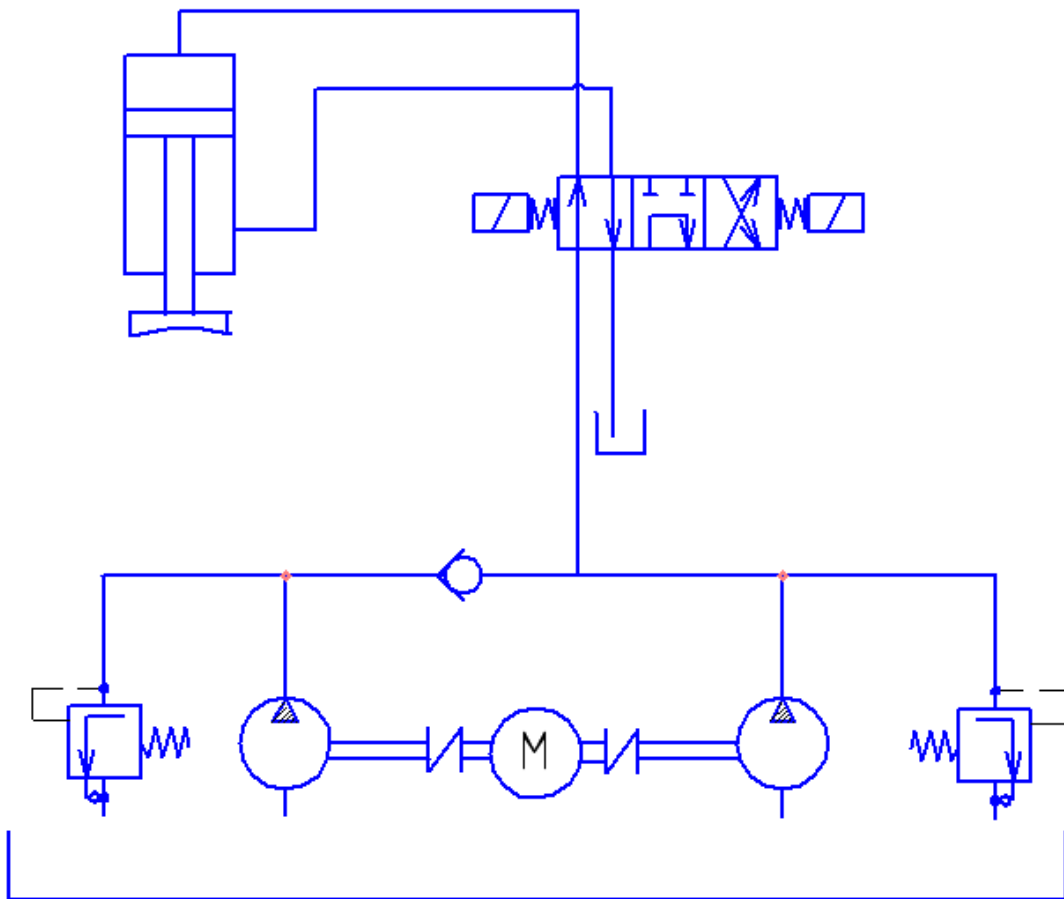
Вариант 23



Вариант 24



Вариант 25



**МЕТОДИКА РАСЧЕТА**  
**Расчет геометрических и силовых параметров гидроцилиндра**

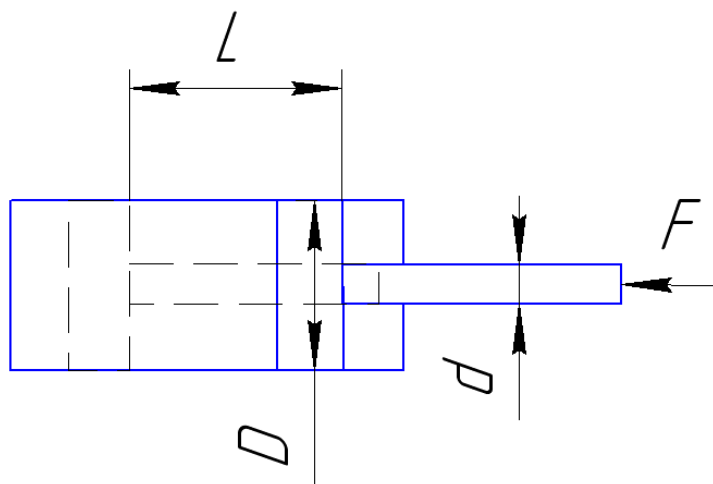


Рисунок 43-Гидроцилиндр

1.  $\Delta p_y$ - перепад давлений в гидроцилиндре, МПа

$$\Delta p_y = p_n - p_{ш}, \text{ МПа}$$

где  $p_n$ - давление в поршневой полости, МПа

$p_n = p$  (задано)

$p_{ш}$ - давление в штоковой полости, МПа

$p_{ш} = 0,1 p_n$  (без дросселя)

$p_{ш} = (0,2 \div 0,5) p_n$  (с дросселем)

2.  $V_1$ - скорость прямого хода, м/с

$$V_1 = \frac{L}{t}, \text{ м/с}$$

где  $L$ - ход штока, м

$t$ - время движения штока, с

$t = 3 \div 10$  с

3.  $F_{ин}$ - сила инерции движущихся частей, Н

$$F_{ин} = \frac{F_{шт} \times V_1}{g t_1}, \text{ Н}$$

где  $t_1$ - время разгона при прямом ходе,

$t_1 = 0,5$  с

$V_1$ - скорость прямого хода, м/с

4.  $F_{факт}$ - фактическая нагрузка на штоке, Н

$$F_{факт} = F_{и} + F_{ин}, \text{ Н}$$

где  $F_{и}$ - статическая нагрузка на штоке, Н

$F_{и} = F_{шт}$

$F_{ин}$ - сила инерции движущихся частей, Н

5.  $S_{\text{п}}$  - Площадь поршня,  $\text{м}^2$

$$S_{\text{п}} = F_{\text{факт}} / (\eta_{\text{общ}} \times \Delta p_{\text{у}}), \text{ м}^2,$$

где  $F_{\text{факт}}$ - фактическая нагрузка на штоке, Н

$\eta_{\text{общ}}$ - общий КПД гидроцилиндра,  $\eta_{\text{общ}}=0,95$

$\Delta p_{\text{у}}$ - перепад давлений в гидроцилиндре, МПа

6. Определение диаметра поршня, м

$$D = \sqrt{4S / \pi}, \text{ м}$$

ГОСТ 124470-80 предусматривает ряд диаметров поршня и штока (Приложение А): выбор ведется к близкому значению

7. Определение диаметра штока

$$d = (0,4 \div 0,7) D$$

По ГОСТ 124470- 80 выбираем значение диаметра

!!! Условие: при выборе  $D$  и  $d$  должно соблюдаться условие:

$$S_{\text{шп}} / S_{\text{п}} = 0,6 \div 0,8,$$

где  $S_{\text{шп}}$ - площадь штоковой полости,

$S_{\text{п}}$ - площадь поршня

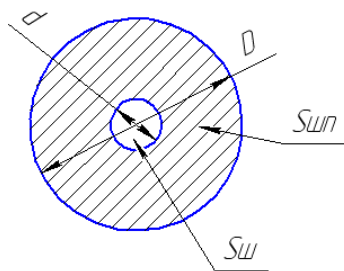


Рисунок 44- Сечение штоковой полости

!!! Если условие не верно, необходимо пересчитать диаметры поршня и штока

8. Определение усилия, которое развивает гидроцилиндр принятых размеров

$$F = (p_{\text{п}} \times S_{\text{п}} - p_{\text{п}} \times S_{\text{шп}}) \times \eta_{\text{общ}}, \text{ Н}$$

!!! Условие:  $F \geq F_{\text{факт}}$

9. Определяем количество жидкости (подачу) в поршневой и штоковой полости при отсутствии сопротивления на сливе

$$Q_{\text{п}} = S_{\text{п}} \times V_1, \text{ м}^3/\text{с}$$

$$Q_{\text{шп}} = S_{\text{шп}} \times V_1, \text{ м}^3/\text{с}$$

10. Определение скорости штока *при условии*, что в схеме установлены *дрессели или регуляторы* расхода

-при максимальном открытии дресселя:

$$Q_{\text{др}} = 0,7 \times Q_{\text{шп}}, \text{ м}^3/\text{с}$$

$$V_1(\text{выдвижения}) = Q_{др}/S_{шп}$$

$$V_1(\text{втягивания}) = Q_{др}/S_{шп}$$

-при минимальном расходе через дроссель, когда  
 $Q_{др} = 0,15$  л/мин

$$V_2(\text{выдвижения}) = Q_{др}/S_{шп}$$

$$V_2(\text{втягивания}) = Q_{др}/S_{шп}$$

11. Определение минимальной толщины стенки и днища гидроцилиндра из условия прочности

Толщина стенки для цилиндров из хрупких материалов (чугуна):

$$\delta_{min} \geq \frac{D}{2} \left( \sqrt{\frac{[\sigma] + p_y}{[\sigma] - p_y}} - 1 \right) , \text{ мм}$$

где  $[\sigma]$  - допускаемое напряжение материала при растяжении, МПа

для стального литья  $[\sigma] = 80-100$  МПа

для ковanej углеродистой стали  $[\sigma] = 100-120$  МПа

для меди и бронзы  $[\sigma] = 42$  МПа

для серого чугуна  $[\sigma] = 25$  МПа

$p_y$  - условное рабочее напряжение в гидроцилиндре при испытании, МПа

$$p_y = 1,2p$$

Толщина стенки для стальных цилиндров:

$$\delta_{min} \geq \frac{D}{2} \left( \sqrt{\frac{[\sigma] + 0,4p_y}{[\sigma] - 1,3p_y}} - 1 \right) , \text{ мм}$$

Толщина стенки гидроцилиндра из мягких материалов:

$$\delta_{min} \geq \frac{D}{2} \left( \sqrt{\frac{[\sigma] + p_y(1 - 2\mu)}{[\sigma] - p_y(1 + 2\mu)}} - 1 \right) , \text{ мм}$$

где  $\mu$  - коэффициент Пуассона ( для стали 0,3, для латуни и бронзы 0,35)

12. Внешний диаметр гидроцилиндра:

$$D_o = D + 2\delta_{min}$$

Если  $D_o/D > 1,25$  - цилиндр толстостенный

Если  $D_o/D \leq 1,25$  - цилиндр тонкостенный

13. Толщина днища:

$$\delta_{дн} = 0,43D \sqrt{\frac{p_y}{[\sigma]}} , \text{ мм}$$

**!!!Условие:  $\delta d_n \geq \delta_{min} \times 1,5$**

14. Определение резьбы для крепления днища гидроцилиндра  
**Внутренний диаметр резьбы:**

$$d_{вн} \geq D \cdot 2 \delta_{min}$$

По ГОСТ 9150- 79 и ГОСТ 25020-84 выбираем резьбу (Приложение Е)

Проверяем прочность резьбового соединения:

$$\sigma_{см} = \frac{1,25 F_{факт} \times t_p}{\pi H d_{ср} (d_n - d_{вн})} \leq [\sigma] \quad см,$$

где  $t_p$ - шаг резьбы, мм по ГОСТ 25020-84, и приложение Е

$H$ - длина резьбы, находящейся в соединении, мм

$$H = (9 \div 12) t_p,$$

где  $d_n, d_{ср}, d_{вн}$ - диаметр резьбы наружный, средний и внутренний соответственно, мм

$$[\sigma_{см}] = 0,75 [\sigma]$$

$$\sigma_{см} < [\sigma]$$

15. Расчет штока на устойчивость и прочность

Определяем максимально допустимое рабочее напряжение на штоке гидроцилиндра:

$$[F] = F_{кр} / n,$$

где  $F_{кр}$ - критическая сила, при которой шток теряет устойчивость и прогибается, Н  
 $n$ -коэффициент запаса прочности,  $n=2,5 \div 3,5$

$$F_{кр} = \frac{\pi^2 \times E \times J \times 10^6}{L_{пр}^2}, \text{ Н}$$

где  $E$ -модуль упругости, МПа

(для стали  $E = 0,21 \times 10^6$  МПа)

$J$ - момент инерции сечения,  $m^4$

$$J = 0,049 \times d^4 \text{ (для круглого сечения)}$$

$L_{пр}$ - приведенная длина стержня, м, определяется в зависимости от способа крепления цилиндра (см. рисунок)

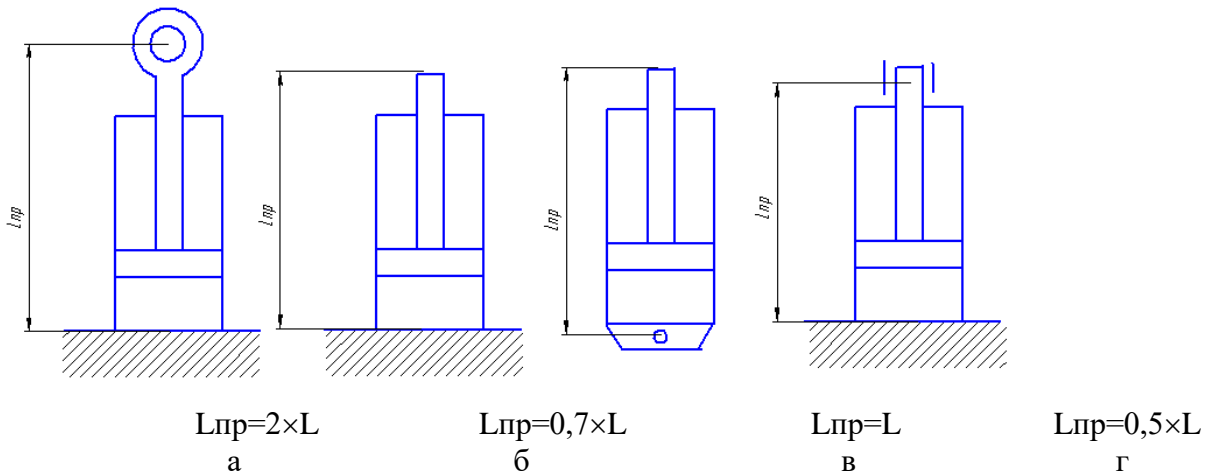


Рисунок44- Виды крепления гидроцилиндра

L-длина штока, м

$$L=10 \times D$$

**!!!Условие прочности штока:  $F_{\text{факт}} < [F]$**

16. Определение подачи насоса

$$Q_n = \frac{\pi[(D^2 - d^2) + D^2] \times L \times m}{4}, \text{ л/мин} = \text{м}^3/\text{с}$$

где L- ход штока, м

m-число двойных ходов поршня в минуту

По приложению Б (ГОСТ 13825-80) принимаем  $Q_n$  стандартное значение

17. Определение условного прохода ТП

$$D_y = \sqrt{4 \times Q_n / (\pi \times V)}, \text{ м}$$

где V- скорость жидкости, м/с

При выборе скорости жидкости следует учитывать, что с увеличением скорости уменьшается масса и стоимость ТП, но возрастают потери давления из-за преодоления гидравлических сопротивлений, увеличивается опасность возникновения кавитации во всасывающей гидрелинии насоса и гидроударов.

Значение скорости V зависит от давления в ТП (см приложение В: СТ СЭВ 3644- 72)

Стандартные значения  $D_y$  выбираем из ряда по ГОСТ 16516- 80 (приложение Г)

18. Расчет ТП на прочность

Диаметр ТП:

$$d = \sqrt{\frac{8 \times l \times Q_n^2}{\pi \times t_p \times 0,05 \times N_n}} \times \rho, \text{ мм}$$

где l- длина ТП, м

$$l = l_1 + l_2$$

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

$t_p$ - время разгона:  $t_p=0,1$  с

$N_n$ - мощность, отдаваемая в гидросистему насосом, Вт

$$N_n = p \times Q_n, \text{ кВт}$$

**!!! Условие:  $d < D_y$ ,**

**Выбираем  $D_y$  по ГОСТ 16516- 80 в соответствии с приложением Д**

19. Прочностной расчет ТП

Определяем толщину стенки:

$$\delta_{\text{тр}} = \frac{p_{\text{max}} \times D_y \times K_b}{2[\sigma]}, \text{ мм}$$

где  $p_{\text{max}}$ -максимальное давление, МПа

$$p_{\text{max}} = 1,25 \times p$$

$[\sigma]$ - предел прочности, МПа



$[\sigma]= 528$  МПа для стали 12ХН10Т по ГОСТ 8734– 75 ( см приложение Д)

$K_6$ - коэффициент безопасности,

$K_6= 6$

20. Определение потерь давления в ТП

$$\Delta P_{\text{тр}} = \frac{\rho \times (\sum \xi + \lambda \times l / d_{\text{тр}}) \times Q_{\text{н}}}{2 S_{\text{тр}}}, \text{ Па}$$

где  $\lambda$ - коэффициент гидравлических линейных сопротивлений

$\xi$ - коэффициент местных сопротивлений

21. Определяем режим течения жидкости по числу Рейнольдса

$$Re = V \times D_y / \nu$$

**Линейные сопротивления:**

**а) для ламинарного режима**

$$\lambda = 75 / Re$$

**б) для турбулентного режима**

$$\lambda = 0,11 \times (\Delta / D_y + 68 / Re)^{0,25},$$

где  $\Delta$ - шероховатость стальных труб

$$\Delta = 0,01-0,03 \text{ мм}$$

Для труб круглого сечения  $Re_{\text{кр}}=4200$

$Re > Re_{\text{кр}}$ -режим турбулентный

Для расчета местных сопротивлений составим таблицу

Таблица - Коэффициенты местных сопротивлений

Вид сопротивления	Количество	Значение
Повороты	$n_1$	0,2
Распределители	$n_2$	2-4
Входы в цилиндр	$n_3$	1,6
Дроссель	$n_4$	2-4
Фильтр	$n_5$	4
Клапан	$n_6$	3-4

**Суммарный коэффициент местного сопротивления:**

$$\sum \xi_{\text{н.ц.}} = n_1 \times 0,2 + n_2 \times 3 + \dots$$

21. Расчет давления на входе в насос

Выбор насоса осуществляется по каталогам и паспортам по подаче  $Q_{\text{н}}$  и номинальному давлению на выходе насоса  $p_{\text{ном}}$ .

$Q_{\text{н}}$  по пункту 16

$$P_{\text{ном}} = \Delta p_3 + \Delta p_{\text{н.ц.}} + (\Delta p_{\text{з.т.}} + \Delta p_{\text{ц.б.}}) \times (1 - d^2 / D^2) + (F_{\text{шт}} + F_{\text{тр}}) / S_{\text{п}},$$

где  $\Delta p_3$ -потери давления в золотниковом распределителе, МПа;

$\Delta p_{\text{н.ц.}}$ - потери давления в линии насос –цилиндр, МПа;

$\Delta p_{\text{з.т.}}$ - потери давления в сливной линии распределителя, МПа;

$\Delta p_{\text{ц.б.}}$ - потери давления в линии цилиндр- бак, МПа.

$$\Delta p_3 = \Delta p_{\text{з.т.}} = 0,4 \text{ МПа}$$

$F_{\text{тр}}$ -сила трения в гидроцилиндре, Н;

$$\Delta p_{\text{н.ц.}} = \frac{\rho \times (\sum \xi_{\text{н.ц.}} + \lambda \times l / D_y) \times Q_{\text{н}}}{2 S_{\text{тр}}^2}, \text{ МПа}$$

где  $\sum \xi_{\text{н.ц.}}$ - суммарный коэффициент потерь в линии насос- цилиндр, рассчитывается в соответствии с таблицей и схемой

$$F_{\text{тр}} = F_{\text{тр.ц.}} + F_{\text{тр.шт.}},$$

$$\text{где } F_{\text{тр.ц.}} = f \times \pi \times D \times l_M \times p_{\text{раб}},$$

$$F_{\text{тр.шт.}} = k \times \pi \times d \times l_M,$$

где  $f$ - коэффициент трения для резиновой манжеты;  $f = 0,1-0,3$   
 $l_M$ - общая протяженность манжеты;  $l_M = 2 \text{ см} = 20 \text{ мм}$   
 $k$ - коэффициент;  $k = 0,22 \text{ МПа}$

## 22. Выбор насоса по справочной литературе

Выбираем насос по значениям  $Q$  и  $p$  по справочной литературе.

Для снижения давления в гидросистеме после насоса можно поставить переливной клапан, за счет которого можно снизить давление насоса на выходе в гидросистему.

## 23. Расчет основных параметров электродвигателя

Для правильного выбора приводящего двигателя для насосов гидроприводов необходимо из всего многообразия режимов, выражаемой механической характеристикой двигателя, установить нормальный рабочий режим исходя из характера нагрузки гидропривода.

С этой точки зрения можно представить режимы работы гидропривода:

1. Продолжительный- работа с постоянной нагрузкой в течение длительного времени, соизмеримого с постоянной величиной времени нагрева двигателя или действия нагрузки (повторяется часто)
2. Кратковременный- работа при кратковременном действии пиковой нагрузки; время работы в холостую или со значительно меньшей нагрузкой, когда время стоянки несоизмеримо больше времени работы и постоянной времени действия нагрузки.

Двигатель привода при продолжительном режиме работы следует выбирать по моменту, определяемому максимально необходимой подачей насоса при максимальном его давлении.

Мощность двигателя (кВт)

$$P = 2\pi M n = K Q_n p / \eta_n,$$

где  $M$ - момент на валу электродвигателя,  $\text{Н}\times\text{м}$ ;

$n$ -частота вращения вала двигателя,  $\text{об/с}$ ;

$K$ - коэффициент запаса,  $K = 1,0-1,1$

$Q_n$ -подача насоса,  $\text{дм}^3/\text{с}$ ;

$P$ - давление нагнетания,  $\text{МПа}$ ;

$\eta_n$ -КПД насоса

При кратковременном действии нагрузки двигатель можно выбирать по перегрузочному режиму, заключающемуся в увеличении момента двигателя относительно номинального.

Момент ( $\text{Н}\times\text{м}$ ) в этом случае определяют по выражению:

$$M = 1/2 \times \pi \times V_o p_{\text{max}} / (\eta_{\text{max}} \times K),$$

где  $V_o$ -рабочий объем насоса в перегрузочном режиме,  $\text{см}^3$ ;

$p_{\text{max}}$ -давление нагнетания при перегрузочном режиме,  $\text{МПа}$ ;

$\eta_{\text{max}}$ - КПД насоса при  $p_{\text{max}}$  и  $V_o$ ;

$K = 1,0-1,05$ - коэффициент запаса

Номинальный момент на валу двигателя

$$M_{\text{ном}} = 1/2 \times \pi \times V_o p_{\text{ном}} / \eta_{\text{ном}}$$

Двигатель выбирают по перегрузочному моменту с проверкой по номинальному моменту.

Если номинальный момент насоса превышает номинальный момент двигателя, следует двигатель выбрать по номинальному моменту на валу насоса.

Выбираем двигатель по ГОСТ 19523-81(приложение Ж)

*ПРИЛОЖЕНИЕ А*

<b>Параметры гидроцилиндров ГОСТ 124470-80</b>
Диаметр поршня D, мм
<b>10; 12; 16; 20; 25; 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (70); 80; (90); 100; (110); 125; (140); 160; (180); 200; (220); 250; (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900)</b>
Диаметр штока d, мм
<b>4; 5; 6; 8; 10; 12; (14); 16; (18); 20; (22); 25; (28); 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (70); 80; (90); 100; (110); 125; (140); 160; (180); 200; (220); 250; (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900)</b>

*ПРИЛОЖЕНИЕ Б*

Расход жидкости ГОСТ13825-80

**Q, л/мин: 1; 1,6; 2,5; 3,2; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630**

*ПРИЛОЖЕНИЕ В*

Скорость жидкости в трубопроводе в зависимости от номинального давления p, МПа  
СТСЭВ 3644-72

<b>P, МПа</b>	<b>2,5</b>	<b>6,3</b>	<b>16</b>	<b>32</b>	<b>63</b>	<b>100</b>
<b>V, м/с</b>	<b>2</b>	<b>3,2</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6,3</b>	<b>10</b>

*ПРИЛОЖЕНИЕ Г*

Условные проходы трубопроводов, D<sub>y</sub> мм ГОСТ 16516-80

**1; 1,6; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250**

*ПРИЛОЖЕНИЕ Д*

Допускаемые напряжения для сталей [ $\sigma$ ], МПа

<b>Марка стали</b>	<b>[<math>\sigma</math>]<sub>в</sub></b>
<b>Сталь 45</b>	<b>560</b>
<b>Сталь 40Х</b>	<b>730</b>
<b>Сталь 40ХН</b>	<b>920</b>
<b>Сталь 20Х</b>	<b>650</b>
<b>Сталь 12ХНЗА</b>	<b>950</b>

**ПРИЛОЖЕНИЕ Е**

*Присоединительная резьба гидроцилиндров  
по ГОСТ 124470-80*

Резьба	Шаг резьбы $t_p$ , Мм	Наружный диаметр резьбы, мм	Средний диаметр резьбы, мм	Внутренний диаметр резьбы, мм
M 3×0,35	0,35	3	2,773	2,621
M 4×0,5	0,5	4	3,675	3,459
M 5×0,5	0,5	5	4,675	4,459
M 6×0,75	0,75	6	5,513	5,188
M 8×1	1	8	7,350	6,917
M10×1,25	1,25	10	9,188	8,647
M12×1,25	1,25	12	11,188	10,647
M14×1,5	1,5	14	13,026	12,376
M16×1,5	1,5	16,	15,026	14,376
M18×1,5	1,5	18	17,026	16,376
M22×1,5	1,5	22	21,026	20,376
M24×2	2	24	22,701	21,835
M27×2	2	27	25,701	24,835
M30×2	2	30	28,701	27,835
M33×2	2	33	31,701	30,835
M36×2	2	36	33,701	32,835
M42×2	2	42	40,701	39,835
M48×2	2	48	46,701	45,835
M56×2	2	56	54,701	53,835
M64×3	3	64	62,051	60,752
M72×3	3	72	70,051	68,752
M80×3	3	80	78,051	76,752
M90×3	3	90	88,051	86,752
M100×3	3	100	98,051	96,752
M110×3	3	110	108,051	106,752
M125×4	4	125	122,402	120,670
M140×4	4	140	138,051	136,752
M160×4	4	160	157,402	155,670
M180×4	4	180	177,402	175,670
M200×4	4	200	197,402	195,670

**ПРИЛОЖЕНИЕ Ж**

*Электродвигатели асинхронные серии 4А ГОСТ 19523-81*

Мощность, кВт	Синхронная частота вращения, об/мин			
	3000	1500	1000	750
	Типоразмер	Типоразмер	Типоразмер	Типоразмер
0,55	63B2	71A4	71B6	80B8
0,75	71A2	71B4	80A6	90LA8
1,1	71B2	80A4	80B6	90LB8
1,5	80A2	80B4	90L6	100L8
2,2	80B2	90L4	100L6	112MA8

3,0	90L2	100S4	112MA6	112M8
4,0	100S2	100L4	112MB6	132S8
5,5	100L2	112M4	132S2	132M8
7,5	112M2	132S4	132M6	160S8
11,0	132M2	132M4	160S6	160M8
15	160S2	160S4	160M6	180M8
18,5	160M2	160M4	180M6	200M8
22	180S2	180S4	200M6	200L8
30	180M2	180M4	200L6	225M8
37	200M2	200M4	225M6	250S8
45	200L2	200LA	250S6	250M8
55	225M2	225M4	250M6	280S8
75	250S2	250S4	280M6	280M8
90	250M2	250M4	280M6	315S8
110	280S2	280S4	315S6	315M8

*ПРИЛОЖЕНИЕ 3      Насосы*

*Шестеренчатые типа Г11-2 ГОСТ 2782-88*

Характеристика	Типоразмеры									
	Г11 - 11А	Г11 - 21	Г11 - 22А	Г11 - 22	Г11 - 23А	Г11 - 23	Г11 - 24А	Г11 - 24	Г11 - 25	Г11 - 25А
Производительность, л/мин	5	8	12	18	25	35	50	70	100	140
Рабочее давление, МПа	1,2	1,2	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
Общий кпд	0,7	0,7	0,6	0,6	0,7	0,72	0,73	0,75	0,8	0,8
Масса, кг	2	2,2	2,3	6,2	6,2	6,2	8,7	15	21	25

*Насосы шестеренчатые типа НШ*

Характеристика	Типоразмеры				
	НШ-10Д	НШ-16	НШ-32	НШ-40В	НШ-46Д
Производительность, л/мин	16	25	50	60	75
Рабочее давление, МПа	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0
Общий кпд	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8

**Лопастные насосы типа Г12-2 ГОСТ 2.782-88**

Характеристика	Типоразмер									
	Г12-21	Г12-22 А	Г12-22	Г12-23 А	Г12-23	Г12-24 А	Г12-24	Г12-25 А	Г12-25	Г12-26А
Производительность, л/мин	8	12	18	25	35	50	70	100	150	200
Рабочее давление, МПа	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5
Общий кпд	0,5	0,6	0,67	0,73	0,79	0,71	0,76	0,81	0,85	0,85
Масса, кг	9,2	9,2	9,2	9,2	9,2	26,2	26,2	26,2	138	138

**Радиально-поршневые насосы типа ННР ГОСТ 2.782-88**

Характеристика	Типоразмеры									
	ННР 717	ННР 705	ННР 713	ННР 715	ННР 50	ННР 100	ННР 200	ННР 300	ННР 500	
Производительность, л/мин	800	100	200	400	50	100	200	300	400	
Рабочее давление, МПа	10,0	10,0	10,0	10,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	
Общий кпд	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,67	0,67	0,72	0,77	
Масса, кг	2000	350	630	800	350	630	1500	1500	2000	

**Аксиально-поршневые насосы типа ПД ГОСТ 2.782-88**

Характеристика	Типоразмеры						
	ПД-0,5	ПД-1,5	ПД-2,5	ПД-5	ПД-10	ПД-20	ПД-30
Производительность, л/мин	9	25	47	102	204	350	490
Рабочее давление, МПа	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0
Общий кпд	0,72	0,72	0,77	0,77	0,8	0,8	0,8
Масса, кг	20	45	95	160	240	400	500

**Аксиально-поршневые насосы типа НАР  
ГОСТ 2. 782-88**

Тип насоса	Рабочее давление, МПа	Производительность, л/мин	Масса, кг
НАР16/200	20	25	31
НАР40/200	20	55	60
НАР33/200	20	85	80
НАР125/200	20	200	163
НАР400/200	20	400	230
НАР16/320	32	25	30
НАР40/320	32	55	54
НАР63/320	32	85	75
НАР125/320	32	172	111
НАР400/320	32	400	250

*ПРИЛОЖЕНИЕ И*

**Условные графические обозначения** основных элементов гидропривода на гидравлических схемах по ГОСТ 2.780-96, ГОСТ 2.781-96, ГОСТ 2.782-96

Наименование	Обозначение
<b>Конденсатор рабочей среды:</b> – общее обозначение	
– фильтр	
с магнитным сепаратором	
с индикатором загрязненности	
– влагоотделитель с ручным отводом конденсата	
с автоматическим отводом конденсата	
– фильтр-влагоотделитель с ручным отводом конденсата	
– увлажнитель	
– подогреватель	
– охладитель без указания линий подвода и отвода окружающей среды	
– охладитель с указанием линий подвода и отвода охлаждающей среды	
– охладитель и подогреватель	
– маслораспылитель	

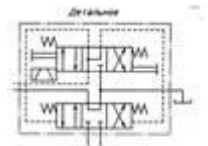


Наименование	Обозначение
<b>Гидробак и смазочный бак:</b> под атмосферным давлением: –общее обозначение	
– со сливным трубопроводом выше уровня рабочей жидкости	
– со сливным трубопроводом ниже уровня рабочей жидкости	
с давлением выше атмосферного: – общее обозначение	
– со сливным трубопроводом выше уровня рабочей жидкости	
– со сливным трубопроводом ниже уровня рабочей жидкости	
с давлением ниже атмосферного: – общее обозначение	
– со сливным трубопроводом выше уровня рабочей жидкости	
– со сливным трубопроводом ниже уровня рабочей жидкости	
<b>Аккумулятор гидравлический или пневматический</b> (изображается только вертикально) – гидравлический (без указания принципа действия)	
– пружинный гидравлический	
– пневмогидравлический	
– грузовой гидравлический	
<b>Насос нерегулируемый:</b> – с нереверсивным потоком – с реверсивным потоком	
<b>Насос регулируемый:</b> – с нереверсивным потоком – с реверсивным потоком	
<b>Насосы:</b> – шестеренный – винтовой	
– пластинчатый – радиально-поршневой – аксиально-поршневой	
<b>Гидромотор нерегулируемый:</b> – с нереверсивным потоком – с реверсивным потоком	

<p><b>Гидромотор регулируемый:</b>  – с нереверсивным потоком  – с реверсивным потоком</p>	
<p><b>Поворотный гидродвигатель</b></p>	
<p><b>Гидромашина нерегулируемая, с двумя направлениями вращения.</b>  Показано одно направление вращения, связанное с направлением потока</p>	
<p><b>Гидромашина регулируемая (с изменением рабочего объема в обе стороны) с одним направлением вращения</b>  Показано направление вращения и соответствующая позиция устройства управления, связанные с направлением потока</p>	
<p><b>Цилиндр одностороннего действия гидравлический:</b>  – поршневой без указания способа возврата штока  – поршневой с выдвижением штока пружиной  – поршневой с возвратом штока пружиной  – плунжерный</p>	
<p><b>Цилиндр двухстороннего действия гидравлический:</b>  – с односторонним штоком  – с двухсторонним штоком</p>	
<p>– телескопический с односторонним выдвижением  – телескопический с двухсторонним выдвижением</p>	
<p><b>Цилиндр дифференциальный (отношение площадей поршня со стороны штоковой и нештоковой полостей имеет первостепенное значение)</b></p>	
<p><b>Цилиндр двухстороннего действия с подводом рабочей среды через шток:</b>  – с односторонним штоком  – с двухсторонним штоком</p>	
<p><b>Цилиндр двухстороннего действия с постоянным торможением в конце хода:</b>  – со стороны поршня  – с двух сторон</p>	
<p><b>Цилиндр двухстороннего действия с регулируемым торможением в конце хода:</b>  – со стороны поршня  – с двух сторон и соотношением площадей 2:1</p>	
<p><b>Поступательный преобразователь:</b>  – с одним видом рабочей среды  – с двумя видами рабочей среды</p>	
<p><b>Клапан обратный:</b>  – без пружины; открыт, если давление на входе выше давления на выходе</p>	<p>Детальное      Упрощенное</p> 
<p><b>Гидромазок односторонний</b></p>	<p>Детальное      Упрощенное</p> 

<p><b>Клапан напорный</b> (предохранительный или переливной) – прямого действия</p>	
<p>– прямого действия – с дистанционным управлением гидравлический</p>	
<p>– непрямого действия с обеспечением дистанционного управления <i>Упрощенное</i></p> 	<p><i>Детальное</i></p> 
<p>– прямого действия с электромагнитным управлением</p>	
<p>– непрямого действия с пропорциональным электромагнитным управлением</p>	
<p><b>Клапан редукционный:</b> одноступенчатый, нагруженный пружиной</p>	
<p>– с дистанционным управлением</p>	
<p>– двухступенчатый, гидравлический, с наружным регулированием возврата</p>	
<p>– со сбросом давления гидравлический</p>	
<p>– со сбросом давления, с дистанционным управлением, гидравлический</p> 	
<p><b>Клапан разности давлений</b></p>	

<p><b>Клапан соотношения давлений</b></p>	
<p><b>Клапан последовательности</b>, одноступенчатый, нагруженный пружиной, на выходе может поддерживаться давление, с наружным дренажом</p>	
<p><b>Дроссель регулируемый</b> Без указания метода регулирования или положения запорно-регулирующего элемента, обычно без полностью закрытой позиций</p>	<p><i>Детальное</i>  <i>Упрощенное</i> </p>
<p><b>Дроссель с обратным клапаном</b> С переменным дросселированием, со свободным проходом потока в одном направлении, но дросселированием потока в другом направлении</p>	
<p><b>Регуляторы расхода:</b> – регулятор расхода двухлинейный с изменяемым расходом на выходе</p>	<p><i>Детальное</i>  <i>Упрощенное</i> </p>
<p>– регулятор расхода трехлинейный с изменяемым расходом на выходе, со сливом избыточного расхода в бак</p>	
<p>– регулятор расхода трехлинейный с предохранительным клапаном</p>	
<p><b>Синхронизаторы расходов:</b> – делитель потока – сумматор потока</p>	<p><i>Упрощенное</i>  <i>Упрощенное</i> </p>
<p><b>Распределитель 3/2</b> Трехлинейный, двухпозиционный, переход через промежуточную позицию, управление электромагнитом и возвратной пружиной</p>	
<p><b>Распределитель 5/2</b> Пятилинейный, двухпозиционный, управление давлением в двух направлениях</p>	
<p><b>Дросселирующий распределитель</b> – с сервоуправлением, с закрытым центром, пружинным центрированием, электромагнитным управлением</p>	
<p><b>Распределитель 4/3</b> – с одноступенчатым пилотным управлением. Пилотная ступень. Четырехлинейный, трехпозиционный распределитель, пружинное центрирование, управление двумя противоположными электромагнитами, с мускульным дублированием, наружным сливом</p>	<p><i>Детальное</i> </p>
<p>Основная ступень. Четырехлинейный, трехпозиционный распределитель, пружинное центрирование, внутренний подвод давления управления в двух</p>	<p><i>Упрощенное</i> </p>

<p>направлениях; линии управления в нейтральной позиции без давления</p>	
<p>– с одноступенчатым пилотным управлением. Пилотная ступень.          Четырехлинейный, трехпозиционный распределитель, пружинное центрирование, управление одним электромагнитом с двумя противоположными обмотками, с мускульным дублированием, наружным подводом потока управления</p>	

## Библиографический список

1. Гидравлика, 4-е изд., пер. и доп. Учебник и практикум для СПО [Электронный ресурс]/ Кудинов В. А., Карташов Э. М., Коваленко А. Г., Кудинов И. В. //Издательство Юрайт, Самарский государственный технический университет (г. Самара): <https://biblio-online.ru/book/gidravlika-442515>
2. Основы надежности машин [Электронный ресурс]: учебное пособие/ Е.М. Зубрилина [и др.].— Электрон. текстовые данные.— Ставрополь: Ставропольский государственный аграрный университет, АГРУС, 2010.— 120 с.— Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/47328.html>.— ЭБС «IPRbooks»
3. Ремонт металлургического оборудования [Электронный ресурс]: методические указания к курсовой работе для студентов направления 15.03.02 «Технологические машины и оборудование» профиля «Металлургические машины и оборудование»/ Бочаров А.В.— Электрон. текстовые данные.— Липецк: Липецкий государственный технический университет, ЭБС АСВ, 2015.— 16 с.— Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/59089.html>.— ЭБС «IPRbooks»
4. Гидравлика и гидравлические машины [Электронный ресурс]: учебное пособие/ Разинов Ю.И., Суханов П.П.— Электрон. текстовые данные.— Казань: Казанский национальный исследовательский технологический университет, 2010.— 159 с.— Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/61839.html>.— ЭБС «IPRbooks»
5. Технологическое оборудование механических и гидромеханических процессов. Часть 1, Часть 2 [Электронный ресурс]: учебное пособие/ С.Т. Антипов [и др.].— Электрон. текстовые данные.— Воронеж: Воронежский государственный университет инженерных технологий, 2017.— 144 с.— Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/74023.html>.— ЭБС «IPRbooks»
6. Система технического обслуживания и ремонта оборудования предприятий черной и цветной металлургии [Электронный ресурс]: справочник/ Ящура А.И.— Электрон. текстовые данные.— М.: ЭНАС, 2012.— 192 с.— Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/17810.html>.— ЭБС «IPRbooks»
7. Охрана труда [Электронный ресурс]: учебное пособие для СПО/ Солопова В.А.— Электрон. текстовые данные.— Саратов: Профобразование, 2019.— 125 с.— Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/86204.html>.— ЭБС «IPRbooks»
8. Технологическое оборудование механических и гидромеханических процессов. Часть 1, Часть 2 [Электронный ресурс]: учебное пособие/ С.Т. Антипов [и др.].— Электрон. текстовые данные.— Воронеж: Воронежский государственный университет инженерных технологий, 2017.— 144 с.— Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/74023.html>.— ЭБС «IPRbooks»
9. Прогрессивное технологическое оборудование [Электронный ресурс]: учебное пособие/ Седых Л.В.— Электрон. текстовые данные.— М.: Издательский Дом МИСиС, 2017.— 95 с.— Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/78522.html>.— ЭБС «IPRbooks»
10. Машины и агрегаты металлургического производства [Электронный ресурс]: агрегаты внепечной обработки жидкой стали. Курс лекций/ Протасов А.В., Сивак Б.А., Чиченев А.Н.— Электрон. текстовые данные.— М.: Издательский Дом МИСиС, 2009.— 182 с.— Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/56079.html>.— ЭБС «IPRbooks»
11. Основы проектирования [Электронный ресурс]: учебное пособие/ Каратаев О.Р., Хамидуллина Д.А.— Электрон. текстовые данные.— Казань: Казанский национальный исследовательский технологический университет, 2016.— 124 с.— Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/62525.html>.— ЭБС «IPRbooks»
12. Абиев Р.Ш. Надежность механического оборудования и комплексов [Электронный ресурс]: учебник/ Абиев Р.Ш., Струков В.Г.— Электрон. текстовые данные.— СПб.: Проспект Науки, 2017.— 224 с.— Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/35791.html>.— ЭБС «IPRbooks»
13. Основы теории надежности [Электронный ресурс]: практикум/ Землянушнова Н.Ю., Порохня А.А.— Электрон. текстовые данные.— Ставрополь: Северо-Кавказский федеральный университет, 2016.— 152 с.— Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/66112.html>.— ЭБС «IPRbooks»