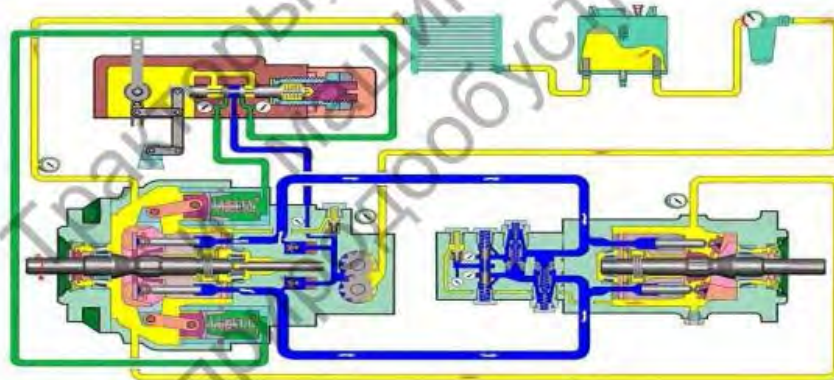


ГИДРОПРИВОД СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ





1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ О ГИДРОПРИВОДАХ И ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИНАХ

1. Принцип действия объемного гидропривода. Основные понятия

Под гидроприводом понимают совокупность устройств – гидромашин и гидроаппаратов, предназначенных для передачи механической энергии и преобразования движения при помощи жидкости.

Гидравлические приводы обладают свойствами, которые обеспечивают гидрофицированным машинам и механизмам высокие технико-экономические характеристики.

Основными областями применения гидроприводов являются:

- передача усилия или крутящего момента от одного элемента машины к другому (объемные (силовые) гидроприводы, робототехника, гидродинамические передачи);
- передача и усиление управляющего воздействия (следящие гидросистемы управления, системы гидроавтоматики, гидроусилители);
- смазывание и охлаждение узлов машин, различного оборудования.

По принципу действия гидроприводы делятся:

- *гидростатические (гидрообъемные);*
- *гидродинамические.*

Гидропривод содержащий гидростатические (гидрообъемные) машины называется **гидростатическим (гидрообъемным)**, а содержащий гидродинамические машины, соответственно **гидродинамическим**.

Принцип действия простейшего гидрообъемного привода основан на практической несжимаемости жидкости и передаче давления по закону Паскаля.

Закон Блеза Паскаля:

«Изменение давления в любой точке жидкости в равновесном состоянии передается во все остальные точки без изменений».

Гидравлический привод характеризуется:

- плавностью движения выходных звеньев и простотой взаимного преобразования вращательного и возвратно-поступательного движений;
- бесступенчатым регулированием скоростей; свободой компоновки гидрооборудования;
- возможностью дистанционно и автоматически управлять системой и простотой защиты ее от перегрузок;
- возможностью получать большие результирующие усилия при малых усилиях в органах управления;
- удобством разветвления и суммирования мощности; высокой энергоемкостью единицы массы гидрооборудования;
- самосмазываемостью его элементов.

Функциональная схема передачи энергии в объемном гидроприводе



На основании функциональной схемы можно заключить, что действующий объемный гидропривод должен включать в себя следующие элементы:

Энергопреобразователи – это устройства, обеспечивающие преобразование механической энергии в гидроприводе. К ним относятся: гидромашины (насосы и гидродвигатели), гидроаккумуляторы и гидропреобразователи.

Кондиционеры рабочей среды – это устройства, предназначенные для поддержания заданных качественных показателей и состояния рабочей жидкости (чистота, температура и т.п.). К ним относятся: фильтры, сепараторы, теплообменники и воздухопускные устройства (частично к этому классу устройств относятся и гидробаки, где также происходит очистка и охлаждение рабочей жидкости).

Гидроаппараты – это устройства, предназначенные для изменения или поддержания заданных значений параметров потока рабочей жидкости (давления, расхода, направления движения). Их еще называют элементами управления объемных гидроприводов. К ним относятся: гидродроссели, гидроклапаны и гидрораспределители.

Силовую часть гидропривода, включающую в себя насос, гидродвигатели и соединяющие их гидролинии, называют **гидропередачей**, а совокупность остальных элементов – **системой управления**.

Принципиальная схема простейшего
объемного гидропривода



F_1 и F_2 – внешнее усилие и нагрузка, H ;

S_1 и S_2 – площадь поршня, m^2 ;

p – давление, $Па$;

Q – расход жидкости, m^3/c ;

V_1 и V_2 – скорость поршней, m/c ;

N_1 и N_2 – механическая мощность, $Вт$.

Если пренебречь потерями давления на движение жидкости в трубопроводе, то имеем

$$F_1 \Rightarrow p = F_1 / S_1 \Rightarrow F_2 = p \cdot S_2$$

$$\text{Расход } Q = V_1 \cdot S_1 \Rightarrow V_2 = Q / S_2$$



$$\text{Механическая мощность } N_1 = F_1 \cdot V_1 \Rightarrow N_2 = F_2 \cdot V_2$$

Весь процесс можно представить в виде следующего уравнения мощности

$$N_1 = F_1 \cdot V_1 = p \cdot S_1 \cdot V_1 = p \cdot Q = p \cdot S_2 \cdot V_2 = F_2 \cdot V_2 = N_2$$

По виду источника энергии гидроприводы делятся на три типа:

1. **Насосный гидропривод** - это гидропривод, в котором рабочая жидкость подается в гидродвигатель объемным насосом, входящим в состав этого привода.

Данный вид привода нашел наиболее широкое применение в гидроприводах сельскохозяйственной техники.

В зависимости от характера циркуляции рабочей жидкости насосные гидроприводы бывают:

- с **замкнутым потоком** (жидкость от двигателя поступает во всасывающую гидролинию насоса);
- с **разомкнутым потоком** (жидкость от гидродвигателя поступает в гидробак).

Насосный гидропривод получил и другое часто употребляемое название – ***объемная гидропередача или гидростатическая передача.***

В качестве приводящего двигателя в насосном гидроприводе используются электродвигатели, турбины, дизельные и бензиновые двигатели внутреннего сгорания и т.п.

В связи с этим, если понятие насосный гидропривод охватывает также приводящий двигатель, то в зависимости от характера этого двигателя различают электрогидропривод, турбогидропривод, дизель-гидропривод, мотогидропривод и т.п.

2. *Аккумуляторный гидропривод* - это гидропривод, в котором рабочая жидкость подается в гидродвигатель от предварительно заряженного гидроаккумулятора.

Такие гидроприводы могут быть использованы в системах с кратковременным рабочим циклом.

3. *Магистральный гидропривод* - это гидропривод, в котором рабочая жидкость подается в гидродвигатель от гидромагистрали. Поток рабочей жидкости в гидромагистрали создается насосной станцией, питающей несколько гидроприводов (централизованная система питания).

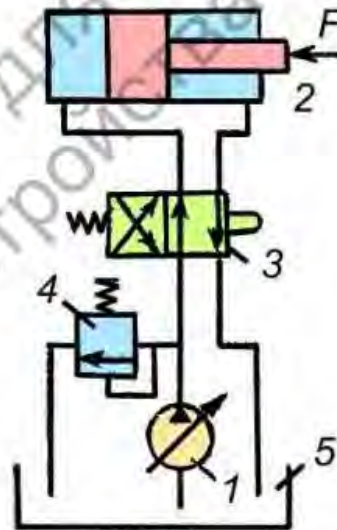
По характеру движения выходного звена различают следующие объемные гидроприводы:

1. *Поступательного движения* –

с поступательным движением выходного звена гидродвигателя

(гидропривод с разомкнутой циркуляцией жидкости)

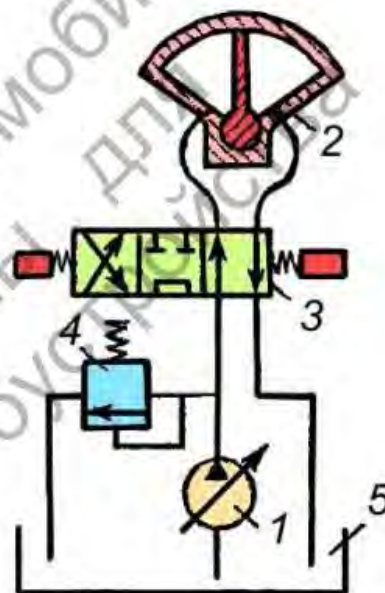
- 1 – регулируемый насос
- 2 – гидродвигатель
- 3 – гидрораспределитель
- 4 – предохранительный гидроклапан
- 5 – гидробак



2. *Поворотного движения* –

с поворотным движением
выходного звена
гидродвигателя
на угол менее 360 град

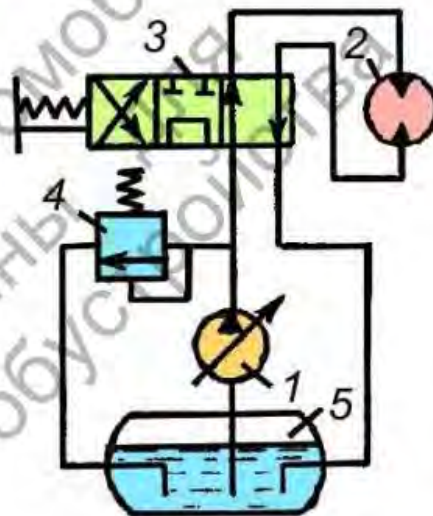
(гидропривод с разомкнутой
циркуляцией жидкости)



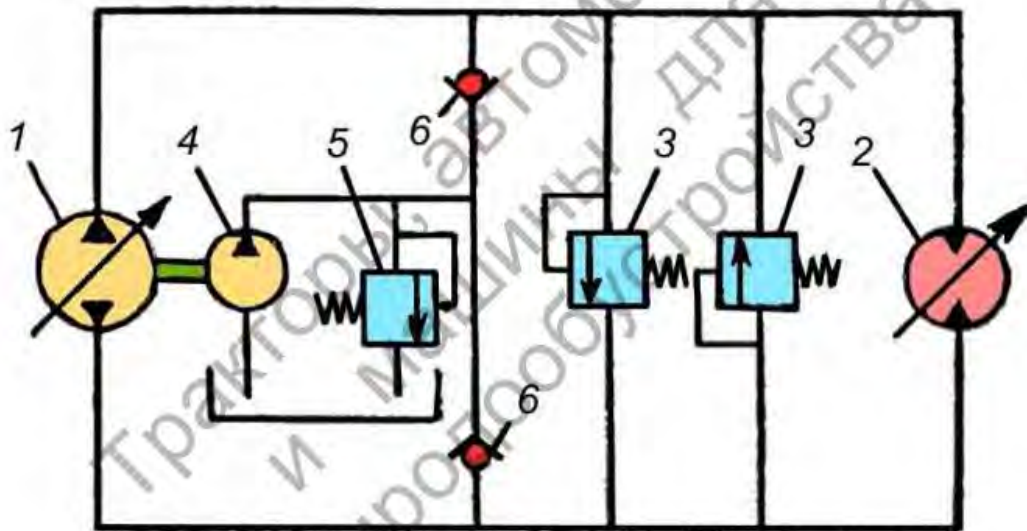
3. *Вращательного движения* -

с вращательным движением
выходного звена
гидродвигателя.

(гидропривод с разомкнутой
циркуляцией жидкости)



Гидропривод вращательного движения с замкнутой циркуляцией жидкости



Если в объемном гидроприводе отсутствуют устройства для изменения скорости движения выходного звена гидродвигателя, то такие гидроприводы называются **неуправляемыми**.

Гидроприводы, в которых скорость выходного звена гидродвигателя может изменяться по заданному закону, называются **управляемыми**.

По способу регулирования скорости гидроприводы делятся на следующие два типа:

1. С *дрессельным управлением* – регулирование скорости осуществляется путем дресселирования потока рабочей жидкости и отвода части потока, минуя гидродвигатель;
2. С *объемным (машинным) управлением* – регулирование скорости происходит за счет изменения рабочих объемов насоса или гидродвигателя или обоих гидромашин одновременно.

Если в гидроприводе регулирование скорости осуществляется одновременно двумя рассмотренными способами, то он называется гидроприводом с *объемно-дрессельным* или *машинно-дрессельным* управлением.

В некоторых случаях в насосном гидроприводе регулирование производится за счет изменения скорости приводного двигателя (электродвигателя, дизеля и т.п.).

Такой тип гидропривода называется гидроприводом с *управлением приводящим двигателем*.

Регулирование скорости может осуществляться следующим образом:

вручную - гидропривод с ручным управлением;

автоматически - гидропривод с автоматическим управлением;

по заданной программе - программный гидропривод.

Если в гидроприводе скорость выходного звена поддерживается постоянной при изменении внешних воздействий, то такой гидропривод называется *стабилизированным*.

Объемный гидропривод, в котором перемещение выходного звена находится в строгом соответствии с величиной управляющего сигнала, называется *слеющим гидроприводом*.

В постоянном совершенствовании конструкций гидроприводов отмечаются следующие тенденции:

- повышение рабочих давлений и связанное с этим расширение верхних температурных пределов эксплуатации;
- уменьшение общей массы привода или увеличение отношения передаваемой мощности к массе;
- уменьшение рабочих зазоров между деталями рабочего органа (выходной и приемной полостей гидросистемы), что ужесточает требования к чистоте рабочей жидкости (или ее фильтруемости при наличии фильтров в гидросистемах).

2. Преимущества и недостатки объемных гидроприводов. Рабочие жидкости гидроприводов

Преимущества гидропривода:

- возможность создания больших передаточных чисел и бесступенчатого регулирования скорости и усилий в широком диапазоне;
- высокая удельная мощность - малая масса, приходящаяся на единицу передаваемой мощности, составляющая не более $1,2 \dots 2 \text{ кг}$ на 1 кВт ;
- малая инерционность, обеспечивающая быструю смену режимов работы (пуск, реверс, останов); момент инерции подвижных частей гидродвигателей в $5 \dots 6$ раз меньше момента инерции подвижных частей электромашин такой же мощности;

- возможность простого и надежного предохранения гидропривода и машины от перегрузок;
- упрощение кинематических цепей, т. е. возможность передачи усилия или крутящего момента в любую точку машины и получения движения рабочих органов в нужном направлении без применения коробок передач, валов, тросов и других элементов трансмиссии;
- простота преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот;
- легкость управления.

Недостатки гидропривода:

- транспортировка энергии связана с потерями, значительно превышающими потери в электропередачах;
- влияние загрязненности рабочей жидкости на надежность и долговечность работы гидропривода;
- влияние эксплуатационных условий (температуры) на характеристики гидропривода;
- снижение КПД за счет внутренних и наружных утечек рабочей жидкости, которые увеличиваются по мере выработки технического ресурса;
- повышенная пожароопасность при применении горючих рабочих жидкостей.

Рабочие жидкости объемных гидроприводов

Нормальная эксплуатация гидропривода возможна при использовании таких рабочих жидкостей, которые одновременно могут выполнять различные функции.

В связи с этим к рабочим жидкостям предъявляются разносторонние **требования**, в некоторой степени противоречивые и выполнение которых в полной мере не всегда возможно.

К ним относятся:

- хорошие смазочные свойства;
- малое изменение вязкости при изменении температуры и давления;
- инертность в отношении конструкционных материалов деталей гидропривода;

- оптимальная вязкость, обеспечивающая минимальные энергетические потери и нормальное функционирование уплотнений;
- малая склонность к вспениванию;
- антикоррозионные свойства; способность предохранять детали гидропривода от коррозии;
- оптимальная растворимость воды рабочей жидкостью: плохая для чистых минеральных масел ; хорошая для эмульсий и т.п.;
- невоспламеняемость;
- хорошая теплопроводность и малый коэффициент теплового расширения;
- способность хорошо очищаться от загрязнений;
- совместимость с другими марками рабочей жидкости;
- долговечность и низкая цена.

В наибольшей степени этим требованиям удовлетворяют **минеральные масла** и **синтетические жидкости** на кремнийорганической основе (силиконовые), которые и применяются в настоящее время в качестве рабочих жидкостей объемных гидроприводов.

Выбор типа и марки рабочей жидкости определяется назначением, степенью надежности и условиями эксплуатации гидроприводов машин.

Международный стандарт MS ISO 6443/4 устанавливает классификацию рабочих жидкостей группы H (гидравлические системы), которая относится к классу L (смазочные материалы, индустриальные масла и родственные продукты).

На основе описанного стандарта разрабатываются национальные стандарты.

В соответствии с ГОСТ 17479.3–85 (“Масла гидравлические. Классификация и обозначение”) обозначение отечественных гидравлических масел состоит из групп знаков, первая из которых обозначается буквами “МГ” (минеральное гидравлическое), вторая – цифрами и характеризует класс кинематической вязкости, третья – буквами и указывает на принадлежность масла к группе по эксплуатационным свойствам (МГ-7-Б, МГ-22-В, МГ-100-Б и т.д.).

Группа А – без присадок, при $p \leq 15 \text{ МПа}$ и $t \leq 80 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Группа Б – с присадками против окисления и коррозии,
при $p \leq 21,5 \text{ МПа}$ и $t > 80 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Группа В – с присадками против окисления, коррозии и износа,
при $p \leq 25 \text{ МПа}$ и $t > 90 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Существующее обозначение	Обозначение по ГОСТ	Обозначение по MS ISO	Кинематическая вязкость при 50°C, см²/с	Температурные пределы применения, °C	Плотность при 20°C, кг/м³
Маловязкие гидравлические масла (0,05...0,15 см²/с)					
МГЕ-10А	МГ-15-В	L-HM-15	0,1	-50...+80	850
ВМГЗ Масло гидравлическое	МГ-15-В(с)	L-HV-15	0,1...0,11	-40...+80	860
МГЕ-4А	МГ-5-Б	L-HL-5	0,036	-70...+50	845
Средневязкие гидравлические масла (0,22...0,32 см²/с)					
АУП	МГ-22-Б	L-HM-22	0,12...0,2	-40...+80	885
АУ масло веретенное	МГ-22-А	L-HH-22	0,16...0,22	-30...+90	880
ЭШ	МГ-32-А	L-HH-20	0,2	-40...+90	870
Вязкие гидравлические масла (0,46...1,5 см²/с)					
МГЕ-46В	МГ-46-В	L-HR-46	0,41...0,5	-10...+80	890
МГ-30	МГ-46-Б	L-HM-46	0,27...0,33	-10...+80	930
И-50А	И-Г-А-100	L-HH-100	0,9...1,1	-5...+70	910

В практике зарубежных фирм используется система торговых марок рабочей жидкости. Например, фирма SHELL выпускает масла под названием TELLUS 532(546,568,5100), TONNA T32(68), VITREA 46(68,100) и др.

Применение гидравлических масел в зависимости от их температуры

Отечественные гидравлические масла	Насосы, применяемые в гидросистемах						Зарубежные рабочие жидкости
	Аксиально-поршневые		Пластинчатые		Шестеренные		
	Температурные пределы применения гидравлического масла, °C						
	Кратко-временно	Длительно	Кратко-временно	Длительно	Кратко-временно	Длительно	
МГ-158 (ВМГЗ) ТУ 38-101479-00	От -53 до +75	От -40 до +60	От -53 до +35	От -35 до +50	От -58 до +55	От -43 до +35	Shell Tellus, MOBIL fluid 93, Esso Univitij 43, BREnergol HLP20
МГЕ-468 (МГ-30) ТУ 38-10150-79	От -15 до +75	От -5 до +70	От -15 до +80	От 0 до +75	От -20 до +70	От -10 до +60	Tellus Oel 46, Energol HLP46, EP Hydraulic

3. Гидромашины, их общая характеристика и основные параметры

Гидромашина – это устройство, создающее или использующее поток жидкой среды.

Посредством этого устройства происходит преобразование подводимой механической энергии в энергию потока жидкости или наоборот.

К гидромашинам относятся насосы и гидродвигатели.

Насосом называется гидромашина, преобразующая механическую энергию привода в энергию потока рабочей жидкости.

Все гидромашины по принципу действия делятся на два основных типа: *динамические* и *объемные*.

Динамическая гидромашина – это гидромашина, в которой силовое взаимодействие ее рабочего органа с жидкостью происходит в проточной полости, постоянно сообщенной с входом и выходом гидромашины.

Объемная гидромашина – это гидромашина, в которой силовое взаимодействие ее рабочего органа с жидкостью происходит в герметичной рабочей камере, попеременно сообщаемой с входом и выходом гидромашины.

Насосом называется гидромашина, преобразующая механическую энергию привода в энергию потока рабочей жидкости.

Основными параметрами, характеризующими работу насоса, привод которого осуществляется от источника механической энергии вращательного движения, являются:

- напор насоса или давление, создаваемое насосом;
- подача насоса;
- частота вращения или угловая скорость вала насоса;
- мощность насоса (полезная и потребляемая);
- коэффициент полезного действия (КПД) насоса.

1. Напор насоса H_n , м – это приращение полной удельной механической энергии жидкости в насосе, т. е.

$$H_n = \underbrace{(z_2 - z_1)}_{\text{Разность геометрических высот}} + \underbrace{\frac{p_2 - p_1}{\rho g}}_{\text{Разность пьезометрических высот}} + \underbrace{\frac{\alpha_2 V_2^2 - \alpha_1 V_1^2}{2g}}_{\text{Разность скоростных напоров}},$$

где Z_1 и Z_2 – высоты входного и выходного отверстия насоса, м;

p – давление на входе и выходе насоса, МПа;

ρ – плотность жидкости, кг/м³;

V_1 и V_2 – скорости потока жидкости в входном и выходном отверстиях насоса, м/с;

$$\alpha = \frac{\int V^3 dA}{V_{\varphi}^3 A} \quad \text{– коэффициент Кориолиса;}$$

A_1 и A_2 – площадь сечения входного и выходного отверстия насоса, m^2 .

Разность давлений на выходе и входе насоса называют **давлением насоса** p_n , МПа

$$p_n = p_2 - p_1 = \rho g H_n$$

2. Подача насоса Q_n , $\text{м}^3/\text{с}$ – объем жидкости, подаваемый насосом в напорный трубопровод в единицу времени.

3. Частота вращения вала насоса n , $\text{об}/\text{с}$ или с^{-1}

в паспорте указывается номинальное, максимальное и минимальное значение этого параметра.

Угловая скорость ω , $\text{рад}/\text{с}$

$$\omega = 2\pi n$$

4. Мощность насоса N , кВт – это мощность, потребляемая насосом от привода.

$$N = M_n \omega$$

Полезная мощность насоса N_n , кВт – это мощность, сообщаемая насосом потоку жидкости.

$$N_n = H_n \rho g Q_n = p_n Q_n$$

5. Коэффициент полезного действия насоса η_n – это отношение полезной мощности, развиваемой насосом, к потребляемой:

$$\eta_n = \frac{N_n}{N} = \frac{H_n \rho g Q_n}{M_n \omega}$$

Гидродвигатель – это гидромашина, преобразующая энергию потока рабочей жидкости в механическую работу.

Основными параметрами, характеризующими работу гидродвигателя, выходное звено которого совершает вращательное (гидромотор) или поворотное движение, являются:

- напор, потребляемый гидродвигателем, или перепад давления на гидродвигателе;
- расход, потребляемый гидродвигателем;
- частота вращения или угловая скорость вала гидродвигателя;
- момент, реализуемый на валу гидродвигателя;
- мощность гидродвигателя (полезная и потребляемая);
- коэффициент полезного действия (КПД) гидродвигателя.

1. Напор, потребляемый гидродвигателем $H_{ГД}$, м – это полная удельная механическая энергия, отбираемая гидродвигателем у потока рабочей жидкости

$$H_{ГД} = (z_1 - z_2) + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2 - \alpha_2 V_2^2}{2g}$$

Для подавляющего большинства гидродвигателей основной величиной, определяющей значение напора $H_{ГД}$, потребляемого гидродвигателем, является разность пьезометрических высот (второе слагаемое в формуле).

Разность давлений на входе и выходе гидродвигателя называют давлением, потребляемым гидродвигателем, или перепадом давления на гидродвигателе $\Delta p_{\text{гд}}$

$$\Delta p_{\text{гд}} = p_1 - p_2 = \rho g H_{\text{гд}}$$

2. Расход, потребляемый гидродвигателем $Q_{\text{гд}}$, $\text{м}^3/\text{с}$ – объем жидкости, потребляемый гидродвигателем из напорного трубопровода в единицу времени.

3. Частота вращения выходного вала гидродвигателя n , об/с или c^{-1} – в паспорте указывается номинальное, максимальное и минимальное значение этого параметра.

4. Момент, реализуемый на выходном валу гидродвигателя $M_{гд}$, Н·м – в паспорте указывается номинальное значение момента, которое при выборе гидродвигателя должно соответствовать максимальному расчетному моменту сопротивления вращению его вала от внешней нагрузки, подключенной к выходному валу гидродвигателя.

5. Мощность гидродвигателя N , кВт – это мощность, потребляемая гидродвигателем у потока рабочей жидкости, проходящего через него.

$$N = H_{гд} \rho g Q_{гд} = \Delta p_{гд} Q_{гд}$$

Полезная мощность гидродвигателя N_{Π} , кВт – это мощность, развиваемая на валу гидродвигателя.

При известных моменте $M_{ГД}$ сопротивления вращению вала гидродвигателя и угловой скорости вращения $\omega = 2\pi n$

$$N_{\Pi} = M_{ГД} \omega$$

6. Коэффициент полезного действия гидродвигателя

$\eta_{ГД}$ – это отношение полезной мощности, развиваемой гидродвигателем, к потребляемой им мощности:

$$\eta_{ГД} = \frac{N_{\Pi}}{N} = \frac{M_{ГД} \omega}{H_{ГД} \rho g Q_{ГД}} = \frac{M_{ГД} \omega}{\Delta p_{ГД} Q_{ГД}}$$

Гидродвигатель с возвратно-поступательным движением выходного звена (**гидроцилиндр**) вместо частоты вращения и момента характеризуется:

- скоростью поступательного движения штока V , м/с;
- преодолеваемой внешней силой (нагрузка на штоке) F , Н.

Полезная мощность, развиваемая гидроцилиндром

$$N_{\Pi} = FV$$



В гидромашинах различают три вида потерь энергии

Гидравлические потери – это потери напора на движение жидкости в каналах внутри гидромашины, оцениваются

гидравлическим КПД η_{Γ} .

Гидравлический КПД насоса

$$\eta_{\Gamma} = \frac{H_{\text{н}}}{H_{\text{т}}} = \frac{H_{\text{н}}}{H_{\text{н}} + \sum h}$$

где $H_{\text{н}}$ – действительный напор, передаваемый насосом жидкости;

$H_{\text{т}}$ – теоретический напор насоса;

$\sum h$ – суммарные потери напора на движение жидкости внутри насоса.

Объемные потери – это потери на утечки и циркуляцию жидкости через зазоры внутри гидромашины из области высокого давления в область низкого, оцениваются

объемным КПД η_o .

Объемный КПД насоса

$$\eta_o = \frac{Q_H}{Q_T} = \frac{Q_H}{Q_H + q_{ут}} = \frac{Q_H - q_{ут}}{Q_T} = 1 - \frac{q_{ут}}{Q_T},$$

где Q_H – действительная подача насоса, поступающая в гидросистему;

Q_T – теоретическая подача насоса;

$q_{ут}$ – суммарная утечка жидкости через зазоры внутри насоса из области нагнетания в область всасывания.

Механические потери – это потери на механическое трение в подшипниках и уплотнениях гидромашины, оцениваются **механическим КПД η_m** .

Механический КПД насоса

$$\eta_m = \frac{N - \Delta N_{\text{тр}}}{N} = \frac{N_{\text{г}}}{N}$$

где $\Delta N_{\text{тр}}$ – мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения, возникающих в подшипниках и уплотнениях насоса;

$N_{\text{г}}$ – **гидравлическая (теоретическая) мощность насоса** – это та мощность, которую насос передал бы жидкости, если бы не было объемных и гидравлических потерь.

$$N_{\Gamma} = N - \Delta N_{\text{ТР}} \quad \text{или}$$

$$N_{\Gamma} = H_{\text{T}} \rho g Q_{\text{T}} = (H_{\text{H}} + \Sigma h) \rho g (Q_{\text{H}} + q_{\text{УТ}})$$

Полный КПД насоса η_{H}

$$\eta_{\text{H}} = \frac{H_{\text{H}} \rho g Q_{\text{H}}}{N}$$

Умножим числитель и знаменатель на
гидравлическую мощность N_{Γ}

$$\eta_H = \frac{H_H \rho g Q_H N_G}{N (H_H + \sum h) \rho g (Q_H + q_{yT})}$$

После сокращения и перегруппировки множителей

$$\eta_H = \underbrace{\frac{H_H}{H_H + \sum h}}_{\text{Гидравлический КПД насоса}} \cdot \underbrace{\frac{Q_H}{Q_H + q_{yT}}}_{\text{Объемный КПД насоса}} \cdot \underbrace{\frac{N_G}{N}}_{\text{Механический КПД насоса}}$$

Тогда

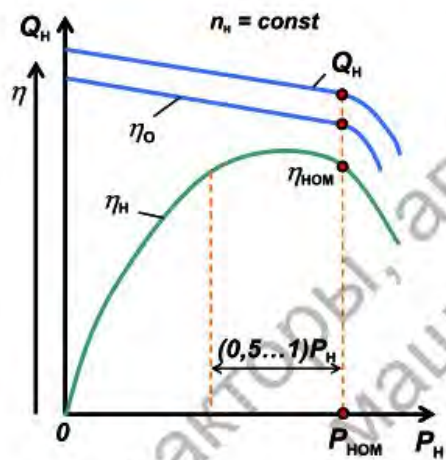
$$\eta_H = \eta_G \cdot \eta_o \cdot \eta_M$$

Такой же результат получается и для гидродвигателя

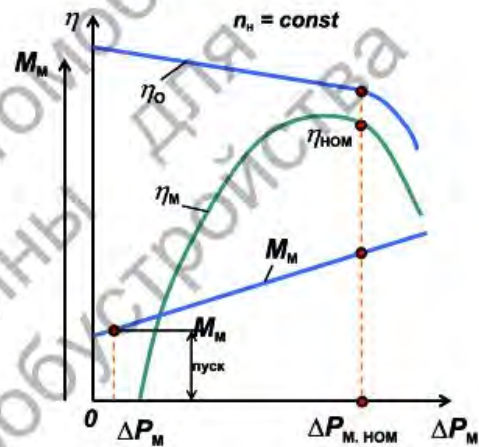
Под **характеристикой гидромашины** понимается графическая зависимость основных ее технических показателей (напора, давления, мощности, КПД и т.д.) от подачи при постоянных значениях частоты вращения приводного (выходного) вала, вязкости и плотности рабочей жидкости.

Зона, в пределах которой рекомендуется эксплуатация гидромашины называется **рабочей частью внешней характеристики**.

Эта зона указывается в паспорте гидромашины.



Внешняя характеристика гидронаоса



Внешняя характеристика гидромотора

4. Гидролинии, уплотнительные устройства, гидробаки и кондиционеры

Гидролиниями называются устройства, предназначенные для объединения отдельных элементов объемного гидропривода в единую гидросистему.

По ним происходит движение рабочей жидкости от одного гидроаппарата к другому в процессе работы объемного гидропривода.

В гидроприводе различают следующие типы гидролиний:

- **всасывающая** – это гидролиния, по которой рабочая жидкость движется к насосу;
- **напорная** – это гидролиния, по которой рабочая жидкость движется от насоса или гидроаккумулятора к гидродвигателю;

- **сливная** – это гидролиния, по которой рабочая жидкость сливается в гидробак;
- **управления** – это гидролиния, по которой рабочая жидкость движется к устройствам управления и регулирования;
- **дренажная** – это гидролиния, предназначенная для отвода утечек рабочей жидкости от гидроагрегатов в гидробак.

При расчете гидролиний определяют:

- размеры проходных сечений;
- потери давления;
- расчет на прочность.

Расчетное значение внутреннего диаметра трубы d_p или канала

$$d_p = 2 \sqrt{\frac{Q}{\pi V_d}}$$

где Q – заданная величина расхода рабочей жидкости через трубу или канал

Средняя скорость движения рабочей жидкости V_d в гидролинии должна быть не выше следующих значений:

- для напорной гидролинии – 6 м/с;
- для всасывающей гидролинии – 1,5 м/с;
- для сливной гидролинии – 2 м/с;
- для гидролиний управления – 5 м/с.

ГОСТ 8734-75 на выпускаемые промышленностью трубы (шланги), $d \geq d_p$

Потери давления в гидротрассах включают: потери на трение по длине и потери в местных гидравлических сопротивлениях.

Потери в местных сопротивлениях h_m характеризуются безразмерным коэффициентом ζ и определяется по формуле Вейсбаха

$$h_m = \zeta \cdot \frac{V_d^2}{2g}$$

Потери на трение в трубах $h_{тр}$ характеризуются безразмерным коэффициентом Дарси λ и определяются по формуле Дарси

$$h_{тр} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{V_d^2}{2g}$$

где l – длина трубы.

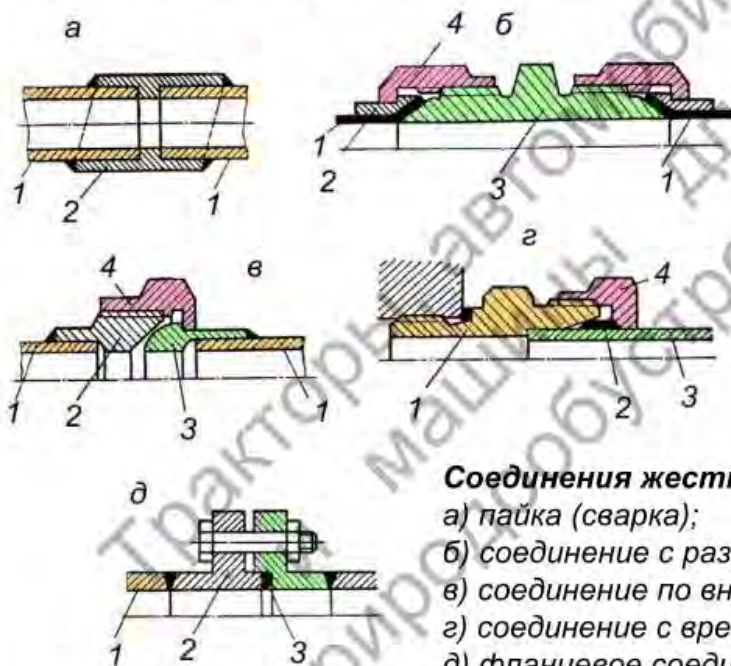
При расчете трубопровода на прочность определяется толщина стенки δ

$$\delta = \frac{pd}{2\sigma_d}$$

где p – максимальное давление рабочей жидкости;

σ_d – допустимое напряжение материала трубы (канала) на разрыв. (для стали 20, 35, 40 – $\sigma_d = 400 \dots 500 \text{ МПа}$; для цветных металлов и сплавов $\sigma_d = 200 \dots 250 \text{ МПа}$).

По конструкции трубопроводы делят на **жесткие** и **гибкие**.



Соединения жестких трубопроводов:

а) пайка (сварка);

б) соединение с развальцовкой;

в) соединение по внутреннему конусу;

г) соединение с врезающимися кольцами;

д) фланцевое соединение.

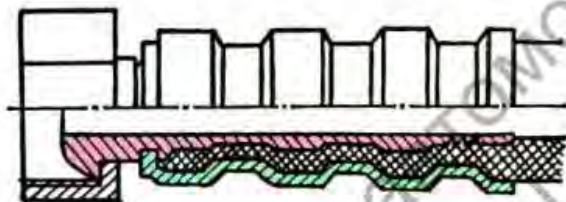
В качестве гибкого трубопровода применяют резинотканевые шланги, называемые *рукавами высокого давления (РВД)*.

В зависимости от количества металлических оплеток рукава высокого давления делятся на три типа:

- I тип – с одной оплеткой, давление до 20 МПа;
- II тип – с двойной оплеткой, давление до 30 МПа;
- III тип – с тройной оплеткой, применяется для высоких давлений при внутреннем диаметре до 40 мм.

Основные размеры РВД регламентированы ГОСТ 6286-73.

а



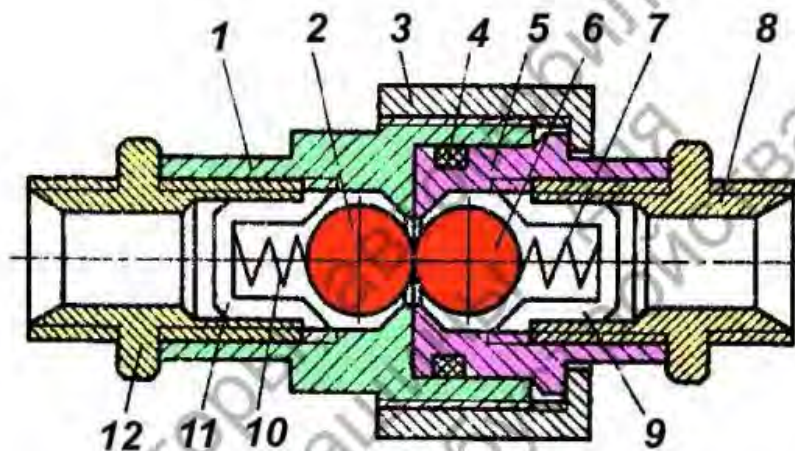
**Заделки гибких
трубопроводов:**

а) заделка рукавов
высокого давления
(до 16 МПа);

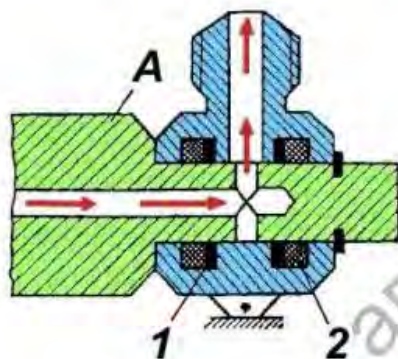
б



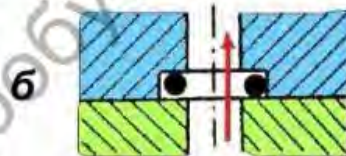
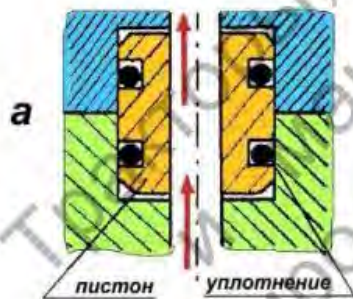
б) при рабочих
давлениях
до 0,5 МПа



Быстроразъемное соединение гибких трубопроводов



Шарнирное
соединение с одной
степенью свободы



Соединение внутренних гидролиний:
а) с использованием пистона; б) с торцевым уплотнением

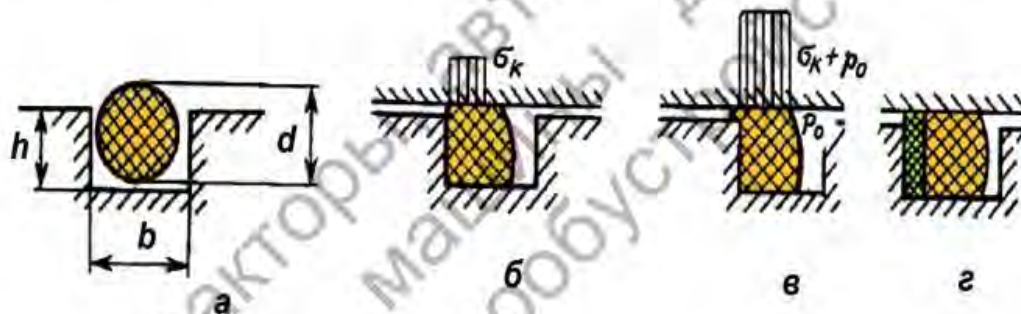
Уплотнительные устройства предназначены для обеспечения герметичности соединений гидравлических устройств с целью предотвращения или уменьшения утечек жидкости через зазоры в соединениях, а также защиты рабочей жидкости от попадания в нее твердых частиц, влаги и воздуха из внешней среды.

Уплотнители разделяют:

- в зависимости от возможности относительного перемещения уплотняемых поверхностей – на уплотнители неподвижных и подвижных соединений;
- по направлению действия упругой деформации – на аксиальные (торцовые) и радиальные;
- по конструкции – на уплотнительные кольца, манжеты и прокладки;
- по материалу – на неметаллические (например, резиновые) и металлические.

Уплотнители подвижных соединений классифицируют на уплотнители вращательного, возвратно-поступательного и контактного соединений.

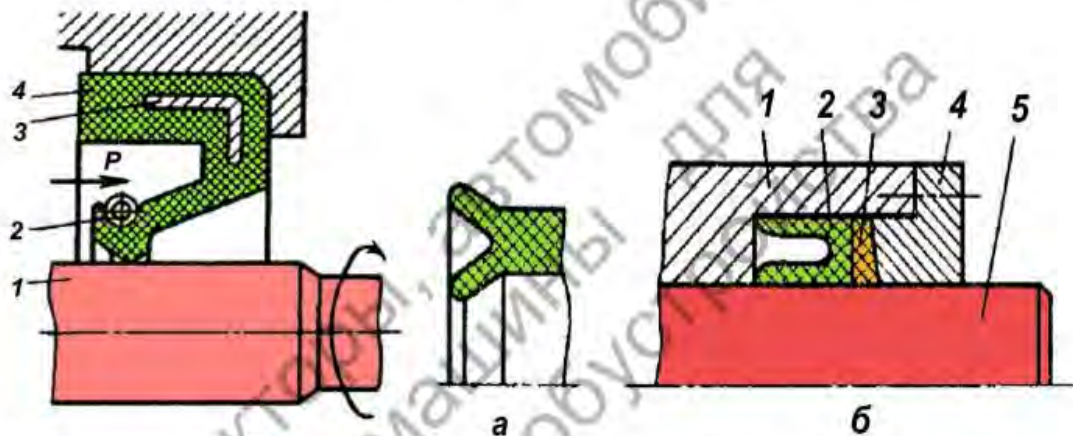
Обеспечение герметичности уплотнительными кольцами



Радиальные уплотнительные кольца круглого сечения:

- а) в свободном состоянии; б) после установки;
в) под давлением; г) с защитным кольцом

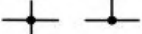
Обеспечение герметичности уплотнительными манжетами

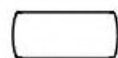


Резиновая армированная уплотнительная манжета для вращающихся валов

Резиновая уплотнительная манжета уменьшенного сечения:
а) конструкция;
б) установка при герметизации штока

Условные обозначения гидролиний и их соединений

	Гидролинии: всасывания, напора; слива и управления		Конец гидролинии с заглушкой
	Гидролиния дренажная (отвод утечек)		Трубопровод гибкий
	Подвод жидкости под давлением (без указания источника питания)		Шарнирное однолинейное соединение гидролинии
	Слив жидкости из системы		Шарнирное трехлинейное соединение гидролинии
	Соединение гидролиний		Муфта быстроразъемная без обратных клапанов
	Пересечение гидролиний (без соединения)		Муфта быстроразъемная с обратными клапанами
	Гидролиния с указанием места удаления воздуха		Бак с внутренним атмосферным давлением



Бак с внутренним давлением выше атмосферного



Фильтр



Охладитель



Нагреватель



Запорный вентиль



Заглушка



Заливная горловина, заправочный штуцер



Манометр



Термометр



Расходомер

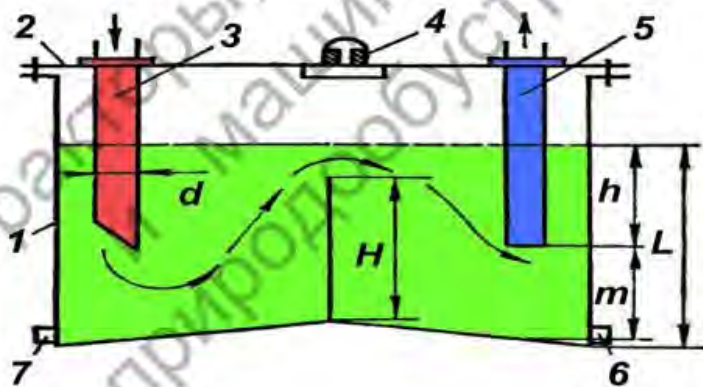
Гидробак служит для хранения, очистки и охлаждения рабочей жидкости, циркулирующей в гидроприводе.

Гидробаки бывают *открытые* (с атмосферным давлением над жидкостью) и *закрытые* (с давлением над жидкостью, выше атмосферного, до 0,2 МПа).

Объем бака – $V = (2...3)Q$ (Q – подача насоса в минуту);

глубина погружения сливной и всасывающей труб –

$h \geq (2...3)d$ (d – диаметр проходного сечения трубы).



Кондиционерами рабочей жидкости называются устройства, предназначенные для получения необходимых качественных показателей и состояния рабочей жидкости.

Применяются два вида кондиционеров:
отделители твердых частиц и теплообменники.

Отделитель твердых частиц – это устройство для отделения от рабочей жидкости твердых загрязняющих примесей.

По качеству фильтрации отделители твердых частиц бывают:

- грубой очистки, задерживающие частицы с условным диаметром до 100 мкм;
- нормальной очистки – до 10 мкм;
- тонкой очистки – до 5 мкм;
- особо тонкой очистки – до 1 мкм.

По принципу действия отделители твердых частиц делятся на *фильтры и сепараторы.*

Фильтр – это отделитель твердых частиц, в котором очистка рабочей жидкости происходит при ее прохождении через фильтрующий элемент.

В зависимости от конструкции фильтрующего элемента фильтры бывают:

- **щелевые** – очистка происходит при прохождении рабочей жидкости через щели фильтрующего элемента.

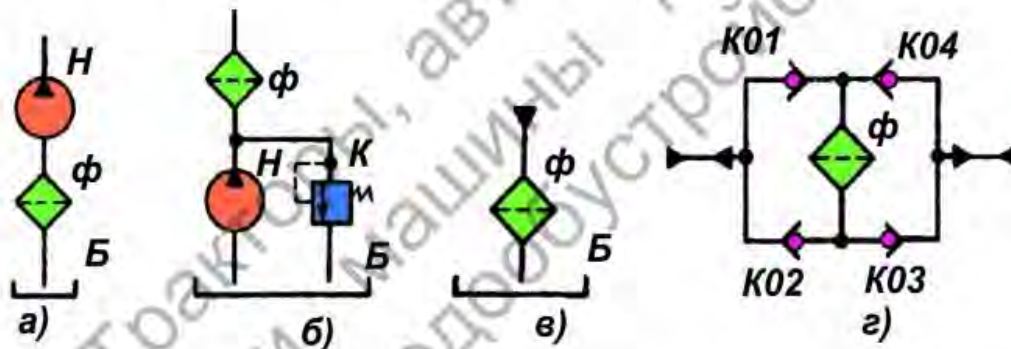
К ним относятся фильтры грубой очистки: *пластинчатые* с тонкостью фильтрации от 80 до 120 мкм и *проволочные* – 40...100 мкм;

- **сетчатые** – очистка происходит при прохождении рабочей жидкости через ячейки сетки (используются как фильтры нормальной очистки;

- **пористые** – очистка происходит при прохождении рабочей жидкости через поры фильтрующего элемента (обеспечивают тонкую и особо тонкую степень фильтрации). К ним относятся бумажные, керамические и металлокерамические фильтры.

Включение фильтров в гидросистему производится:

- параллельно – через фильтр проходит рабочая жидкость, направляемая к наиболее ответственным агрегатам.
- последовательно – через фильтр проходит весь поток рабочей жидкости (рис.);



а) во всасывающую гидрولينию;
б) в напорную гидрولينию;

в) в сливную гидрولينию;
г) в гидрولينию, где возможен
реверс потока

При расчете фильтра определяется потребная площадь фильтрующей поверхности

$$S = \frac{Q}{q\Delta p} \mu$$

где Q – расход рабочей жидкости через фильтр, $м^3/с$;

Δp – перепад давления на фильтроэлементе, $Па$;

μ – динамическая вязкость жидкости, $Па \cdot с$;

q – удельная пропускная способность фильтрующего материала $м$, представляющая собой пропускную способность единицы площади материала фильтра при перепаде давлений $1 Па$ и вязкости $1 Па \cdot с$.

Сепараторы – это отделители твердых частиц, в которых очистка рабочей жидкости происходит под действием каких-либо сил.

В зависимости от физической природы силы сепараторы делятся на магнитные, центробежные, электростатические.

Теплообменники – это устройства, предназначенные для обеспечения заданной температуры рабочей жидкости.

Теплообменники по назначению делятся на **нагреватели жидкости** и **охладители жидкости**.

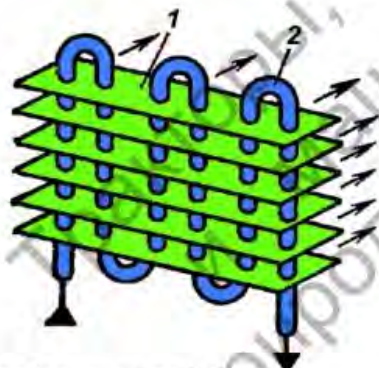
Для гидросистем с давлением до 10 МПа температура рабочей жидкости (минеральных масел) не должна превышать 70...80 °С, а для гидросистем с давлением более 20 МПа – 50 °С.

Тепловой расчет гидропривода ведется на основе баланса выделяемого и отводимого количества тепла.

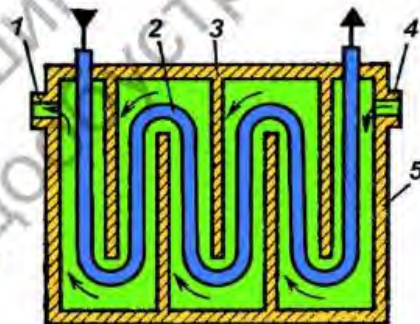
В гидросистемах мощностью свыше 10...15 *кВт* охладители обычно устанавливают в сливной гидролинии непосредственно перед гидробаком.

По конструкции охладитель представляет собой радиатор, обтекаемый хладагентом. Используют следующие охладители:

- *воздушный* – охлаждается потоком воздуха;
- *водяной* – охлаждается потоком холодной воды.



Воздушный радиатор



Жидкостный радиатор

2. ОБЪЕМНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ



1. Основные сведения об объемных гидромашинах

Рабочий объем W_o – это идеальное (теоретическое) количество жидкости, которое гидромашина может подать (принять) за один оборот приводного вала при разности объемов рабочих камер между наибольшим и наименьшим значениями.

$$W_o = W_k \cdot z \cdot k$$

где W_k – объем рабочей камеры;

z – число рабочих камер;

k – кратность работы

По **способу регулируемости** гидромашины делятся на:

- с регулируемым рабочим объемом (регулируемые);
- с постоянным рабочим объемом (нерегулируемые)

Рабочая камера – это замкнутый объем, попеременно сообщаемый с входом и выходом гидромашины

Кратность работы насоса K – это число подач рабочей жидкости за один оборот приводного вала

Отличительные свойства объемных гидромашин по отношению к динамическим:

- герметичность;
- самовсасывание;
- жесткость характеристики

Недостаток объемной гидромашины – неравномерность подачи

Классификация объемных гидромашин

(по типу движения вытеснителей)



2. Возвратно-поступательные насосы

В возвратно-поступательных насосах силовое взаимодействие рабочего органа с жидкостью происходит в неподвижных рабочих камерах, которые попеременно сообщаются с полостями всасывания и нагнетания за счет впускного и выпускного клапанов.

По **типу рабочего органа** делятся на:

- **поршневые;**
- **плунжерные;**
- **диафрагменные.**

По **способу привода** вытеснителя делятся на:

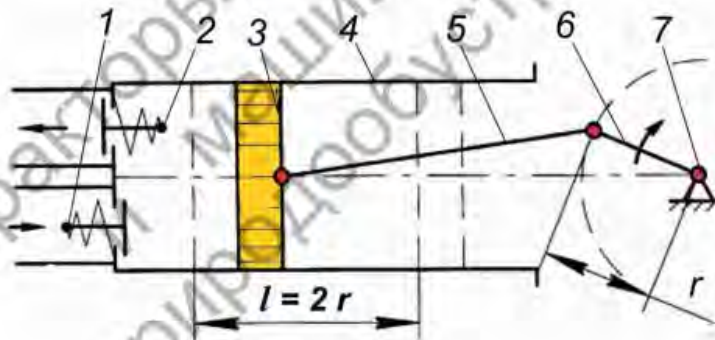
- **прямодействующие** (подкачивающий насос, ТНВД);
- **вальные.**

Рабочий объем

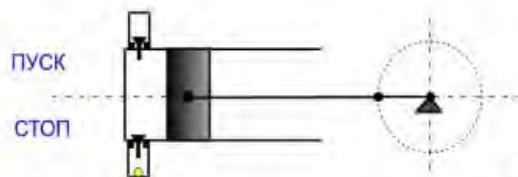
$$W_0 = W_k = S_{\Pi} \cdot 2r$$

Скоростные показатели возвратно-поступательных насосов ограничиваются инерционностью клапанов, до 200... 300 *цикл/мин.*

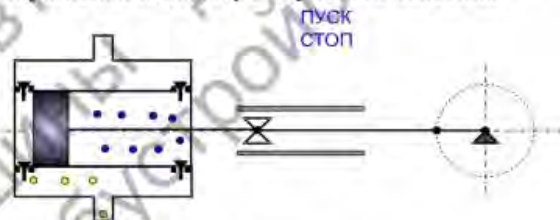
Насосы с поршнем могут создавать давления 1...50 *МПа*



Поршневой насос одностороннего действия



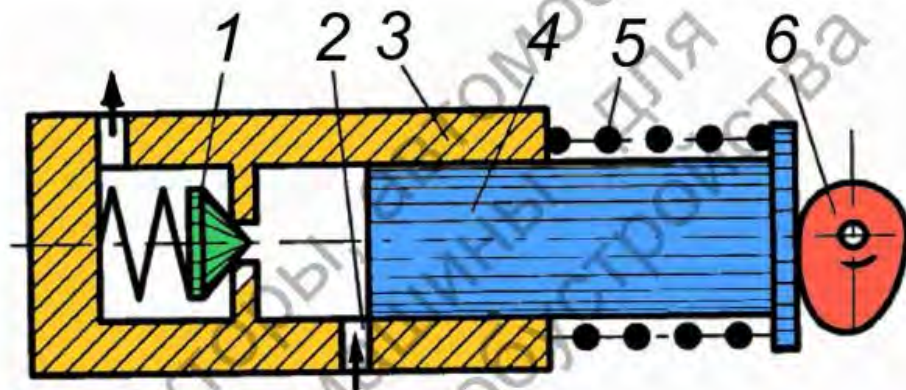
Поршневой насос двухстороннего действия



В поршневых насосах присутствуют все три вида потерь:

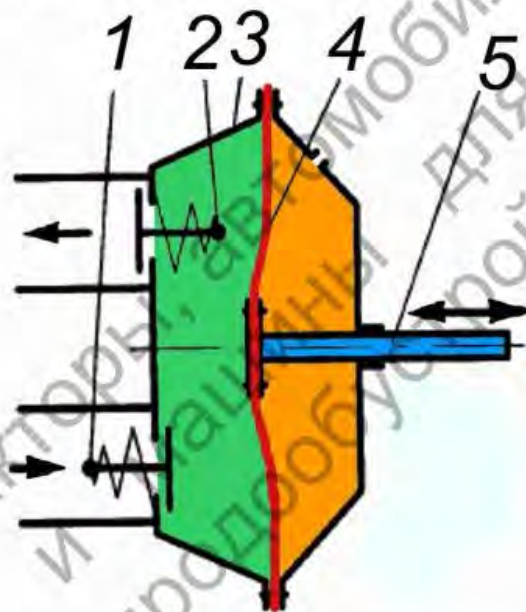
- гидравлический КПД $\eta_{\text{г}} = 0,8 \dots 0,9$;
- объемный КПД $\eta_{\text{о}} = 0,85 \dots 0,98$;
- механический КПД $\eta_{\text{м}} = 0,94 \dots 0,96$;
- полный КПД насоса $\eta_{\text{н}} = 0,85 \dots 0,92$.

Схема плунжерного насоса



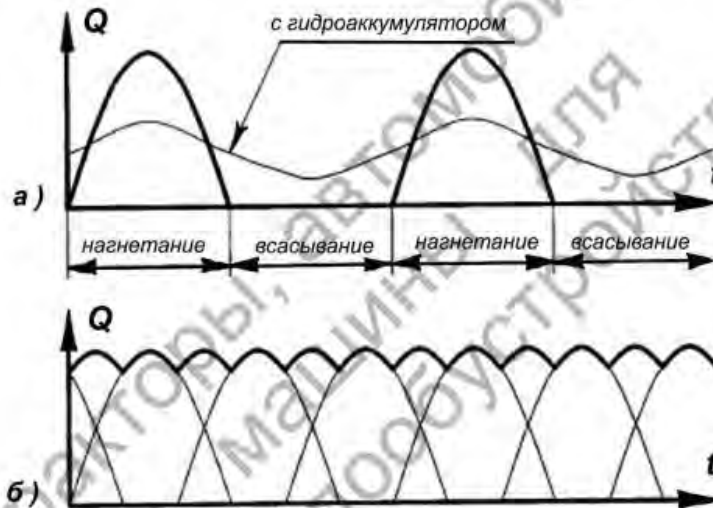
Давление до 250...300 МПа.

Схема диафрагменного насоса



Давление до 0,1...0,4 МПа.

Изменение подачи поршневых насосов



а) однопоршневого; б) трехпоршневого

3. Роторные шестеренные и пластинчатые насосы

Отсутствие клапанов позволяет получить существенные отличия роторных насосов от возвратно-поступательных:

- **быстроходность**, до 2000...3000 цикл / мин ;
- **обратимость**;
- **равномерность подачи**.

Отсутствие клапанов привело к значительному уменьшению гидравлических потерь.

Гидравлический КПД $\eta_{\text{г}} = 1$;

Полный КПД роторного насоса $\eta_{\text{н}} = \eta_{\text{о}} \cdot \eta_{\text{м}}$

Шестеренный насос – это зубчатый насос с рабочими органами в виде шестерен, обеспечивающих геометрическое замыкание рабочих камер и передачу крутящего момента с ведущего вала на ведомый.

Шестеренные насосы могут быть с **внешним** и **внутренним** зацеплением.

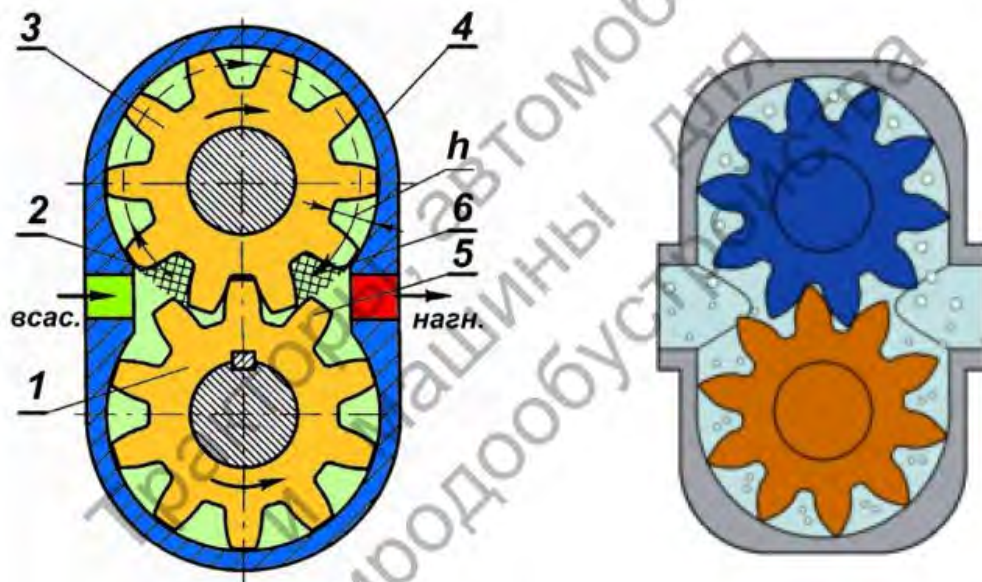
Объемный КПД $\eta_o = 0,85 \dots 0,95$

Полный КПД $\eta_n = 0,75 \dots 0,85$

Насосы без уплотнений с низким давлением (1...10 МПа) используются в гидросистемах поршневых двигателей и КПП.

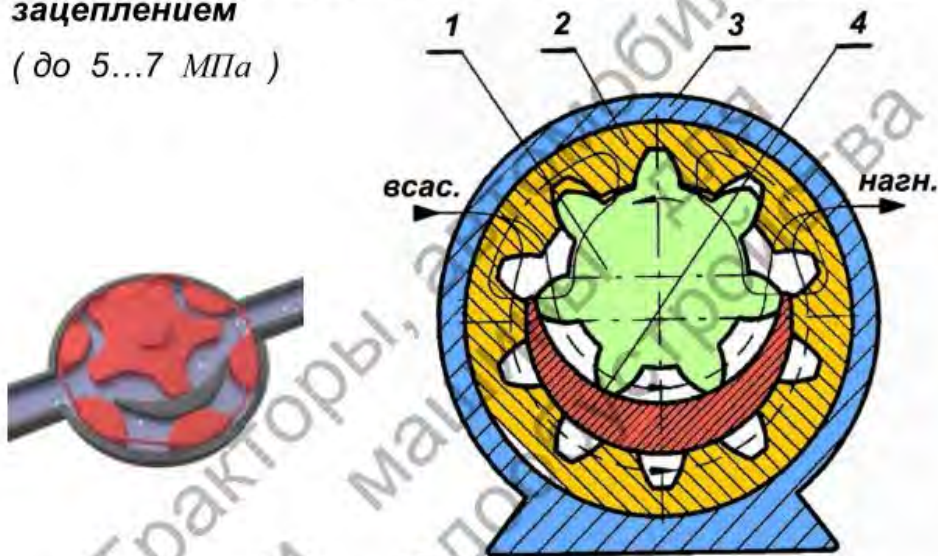
Насосы с уплотнениями и высоким давлением (до 15...25 МПа) используются для гидросистемах тракторов, дорожно-строительных и сельскохозяйственных машин.

Шестеренный насос с внешним зацеплением



**Шестеренный насос с внутренним (эвольвентным)
зацеплением**

(до 5...7 МПа)



Рабочий объем шестеренного насоса W_o

$$W_o = \pi \cdot D \cdot b \cdot h ,$$

где D и b – диаметр начальной окружности и ширина шестерен;
 h – высота зубьев (глубина впадин).

$$h = 2 m$$

$$D = m \cdot z$$

где m – модуль зацепления

Тогда
$$W_o = 2 \pi \cdot z \cdot b \cdot m^2$$

Для эвольвентного зацепления со смещением
исходного контура $D = m \cdot (z + 1)$

$$W_o = 2 \pi \cdot (z + 1) \cdot b \cdot m^2$$

На практике применяют насосы с $z = 8 \dots 18$

Пластинчатый насос — это роторно-поступательный насос с рабочими органами (вытеснителями) в виде плоских пластин.

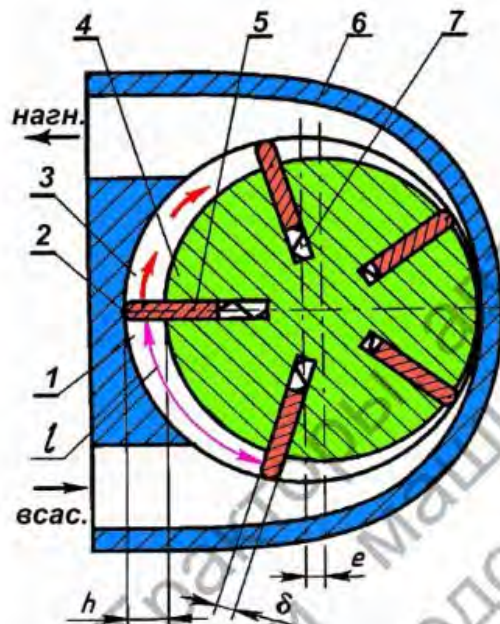
Пластинчатые насосы могут быть однократного, двукратного и многократного действия.

Объемный КПД $\eta_o = 0,7 \dots 0,92$

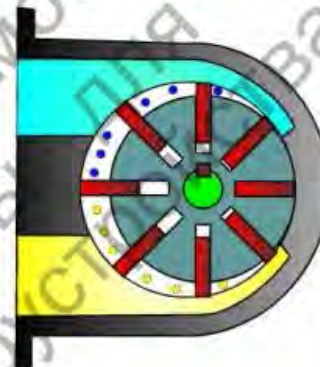
Полный КПД $\eta_n = 0,6 \dots 0,83$

Максимальное давление — $9 \dots 14 \text{ МПа}$

Используются в системах гидроусилителей рулевого управления и других системах управления.



Роторно-пластинчатый насос



1 – рабочая камера всасывания; 2 – точка места контакта пластины и корпуса; 3 – рабочая камера нагнетания; 4 – ротор; 5 – пластины; 6 – статор; 7 – пружины; e – эксцентриситет.

Объем рабочей камеры пластинчатого насоса W_k

$$W_k = l \cdot b \cdot h ,$$

где b и h – ширина пластины и средняя высота рабочей камеры ($h \approx 2e$);

l – длина серединной дуги между двумя пластинами;

$$l = \pi \cdot D / z - \delta$$

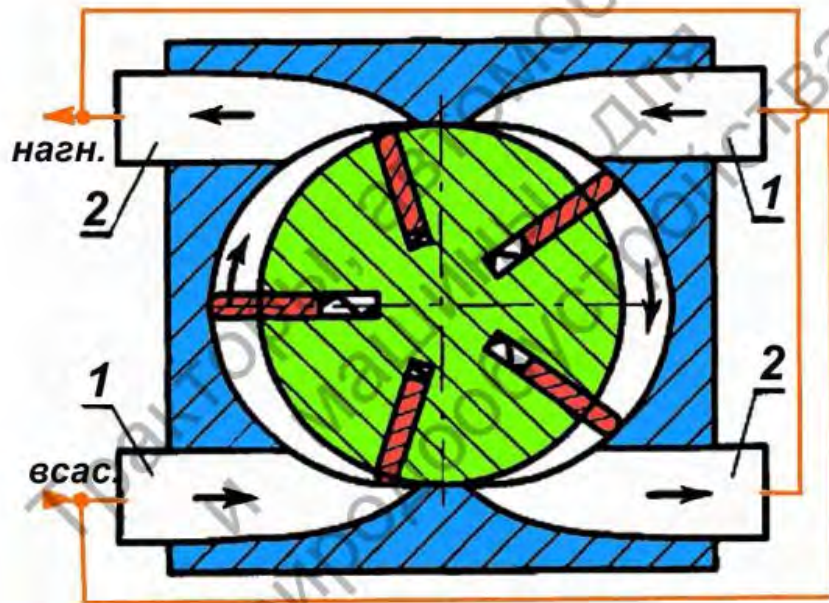
D – диаметр ротора;

δ – толщина пластины.

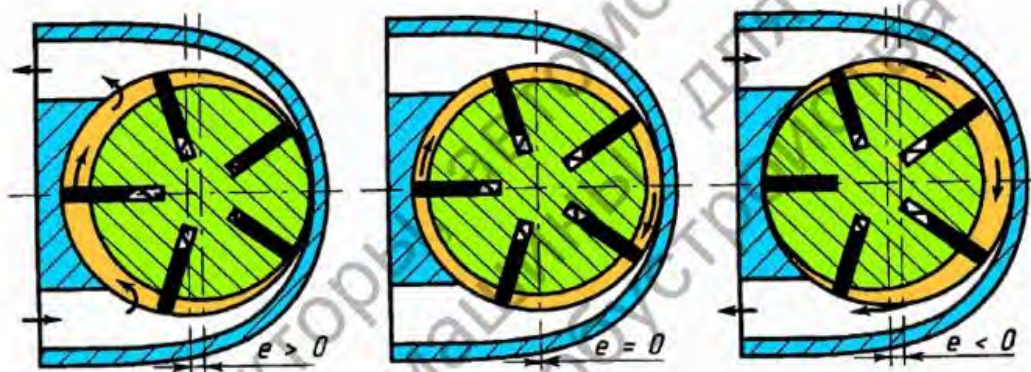
Тогда рабочий объем пластинчатого насоса W_o

$$W_o = W_k \cdot z \cdot k = 2e \cdot (\pi \cdot D - \delta \cdot z) \cdot b \cdot k$$

Пластинчатый насос двукратного действия



Регулирование подачи пластинчатого насоса



прямая
подача

нулевая
подача

обратная
подача

4. Планетарные (героторные) насосы

Получили распространение две кинематические схемы планетарных насосов:

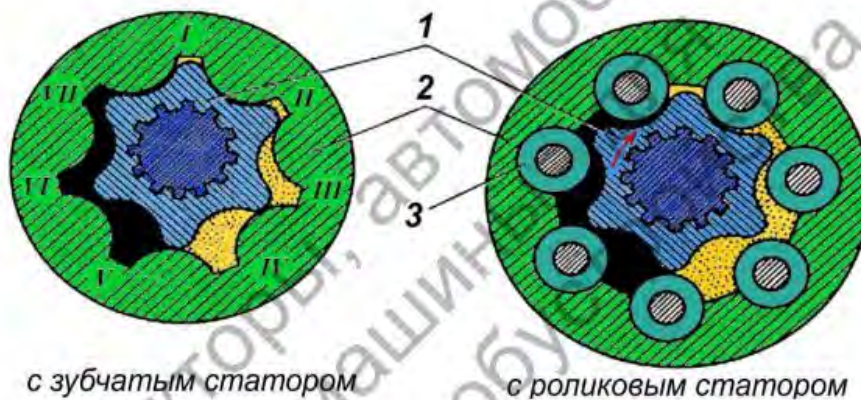
- *с подвижным центром ротора;*
- *с постоянным центром ротора*

Рабочее давление до 20 МПа

Общий КПД до $0,86$

Частота вращения приводного вала – $10 \dots 800 \text{ об/мин}$

Планетарные насосы с подвижным центром ротора



1 – ротор; 2 – статор; 3 – ролик. Цикл переключения каналов I-IV-VII-VI-II-V-I

Используются в качестве насосов-дозаторов гидрообъемных приводов рулевых управлений мобильных машин

Для планетарного насоса $Z_2 - Z_1 = 1$

Z_1 и Z_2 – соответственно число зубьев ротора и статора

При $Z_1 = 6$ полный цикл (всасывания и нагнетания) в одной рабочей камере происходит за $1/7$ оборота ротора.

За 1 оборот ротора вытесняется объем равный 42 объемам рабочих камер.

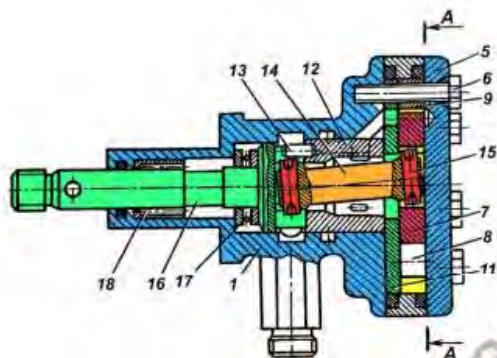
Рабочий объем планетарного насоса W_0

$$W_0 = 2e \cdot \pi \cdot D_d \cdot b \cdot Z_2 / Z_1,$$

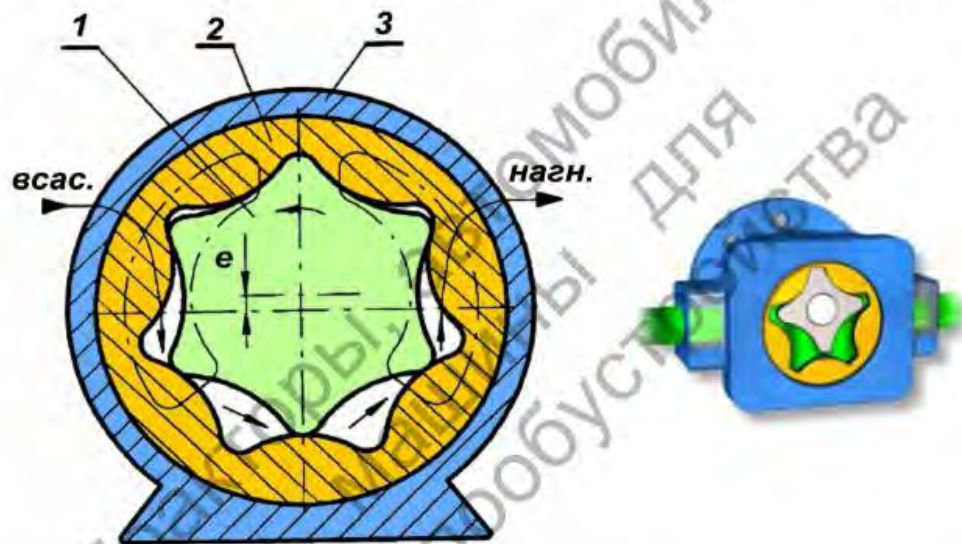
где e – эксцентриситет;

D_d – диаметр делительной окружности зубьев статора;

b – ширина ротора



Планетарный насос с неподвижным центром ротора



1 – ведущая шестерня; 2 – зубчатое колесо; 3 – неподвижный корпус

Трактор Беларус-320 Двигатель - Lombardini LDW 1503 CHD

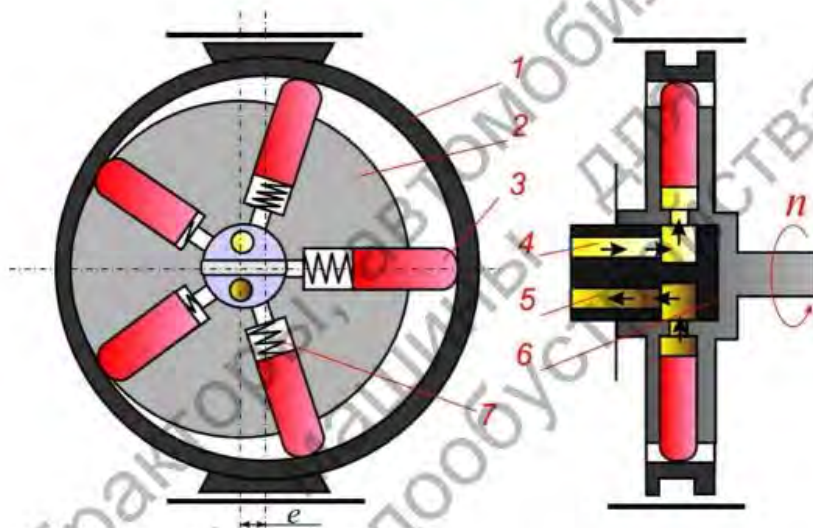
5. Роторно-поршневые насосы

Роторно-поршневой насос — это роторный насос с рабочими органами (вытеснителями) в виде поршней или плунжеров.

Роторно-поршневые насосы подразделяются на:

- **радиально-поршневые** (возвратно-поступательное движение поршней происходит в радиальном направлении);
- **аксиально-поршневые** (возвратно-поступательное движение поршней параллельно оси вращения вала насоса).

Радиально-поршневой насос



- 1 – статор; 2 – ротор; 3 – поршень (плунжер); 4 – всасывающий канал;
5 – нагнетательный канал; 6 – распределительная цапфа; 7 – пружины;
 e – эксцентриситет.

Радиально-поршневой насос



Рабочий объем радиально-поршневого насоса W_o

$$W_o = 2S_{\pi} \cdot e \cdot k ,$$

где S_{π} – площадь поршня.

Аксиально-поршневые насосы выполняются с наклонным диском (шайбой) и с наклонным блоком относительно оси вращения насоса

Объемный КПД $\eta_o = 0,95 \dots 0,98$

Полный КПД $\eta_n = 0,9 \dots 0,92$

Максимальное давление – $35 \dots 50 \text{ МПа}$

Рабочий объем насоса с наклонным диском (шайбой) W_{0d}

$$W_{0d} = S_n \cdot D \cdot \operatorname{tg} \gamma$$

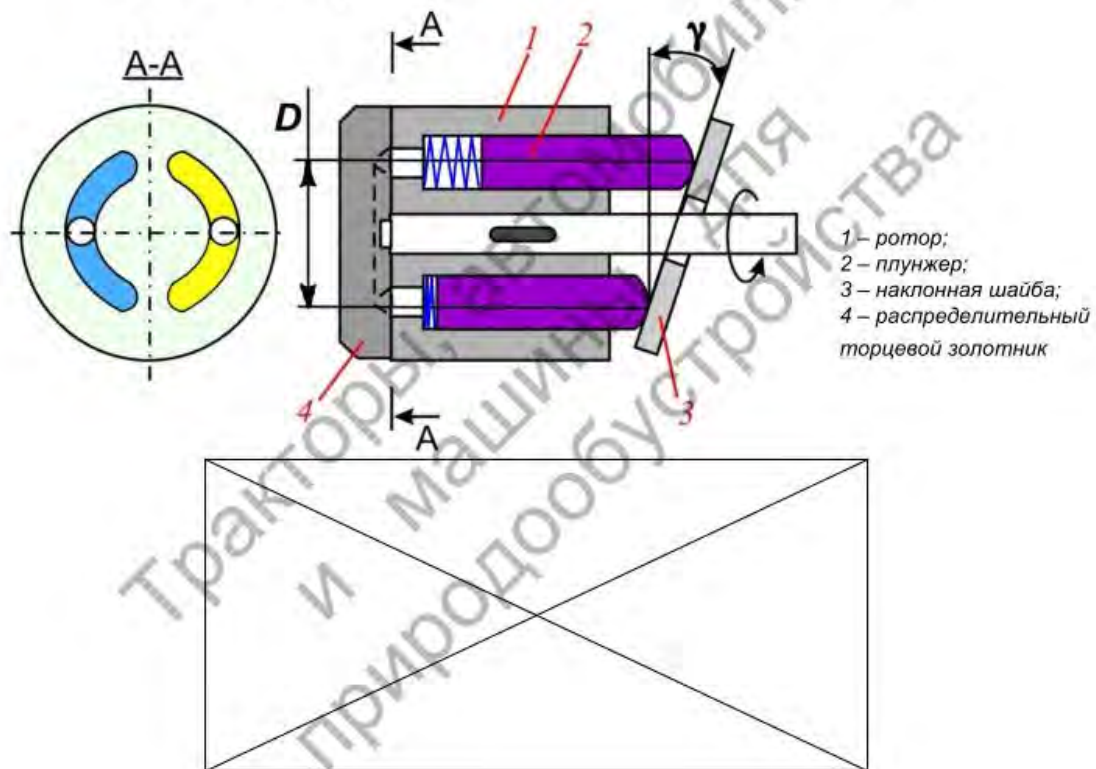
Рабочий объем насоса с наклонным блоком $W_{0б}$

$$W_{0б} = S_n \cdot D \cdot \sin \gamma$$

где γ – угол наклона диска или блока;

D – диаметр.

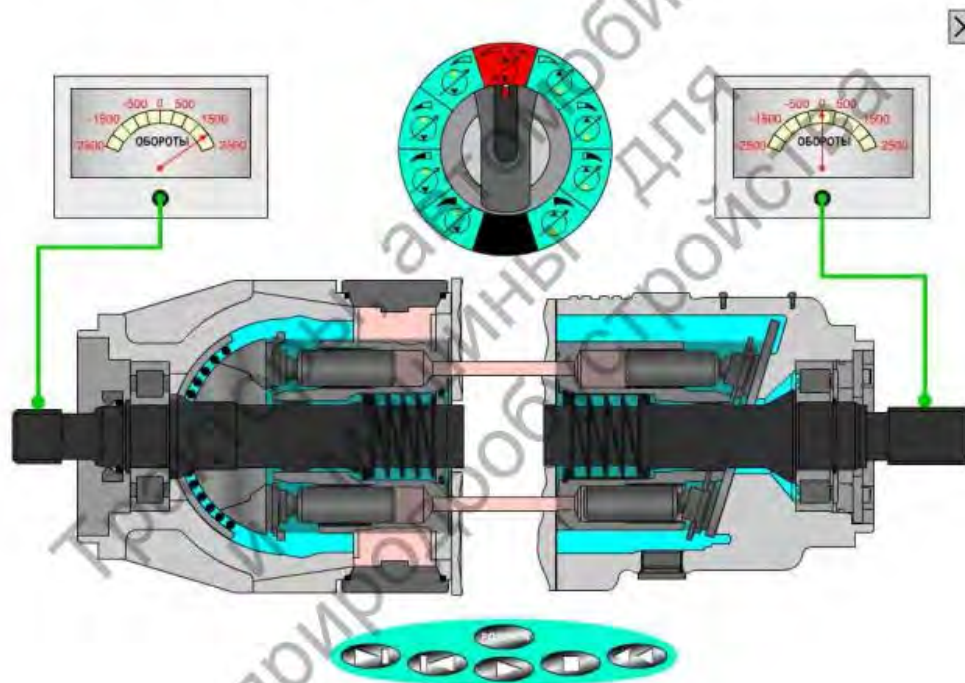
Аксиально-поршневой насос с наклонной шайбой



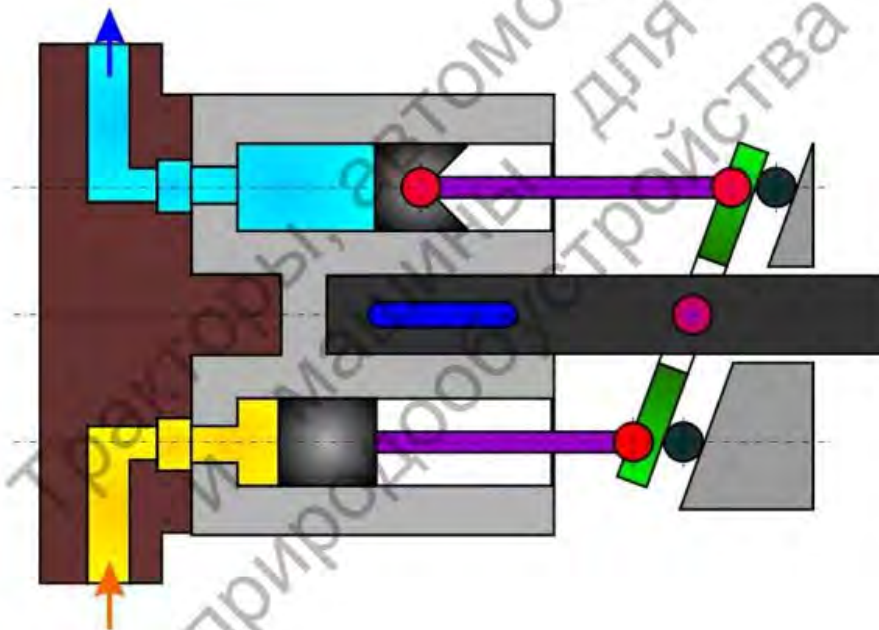
Элементы конструкции аксиально-поршневого насоса с наклонной шайбой



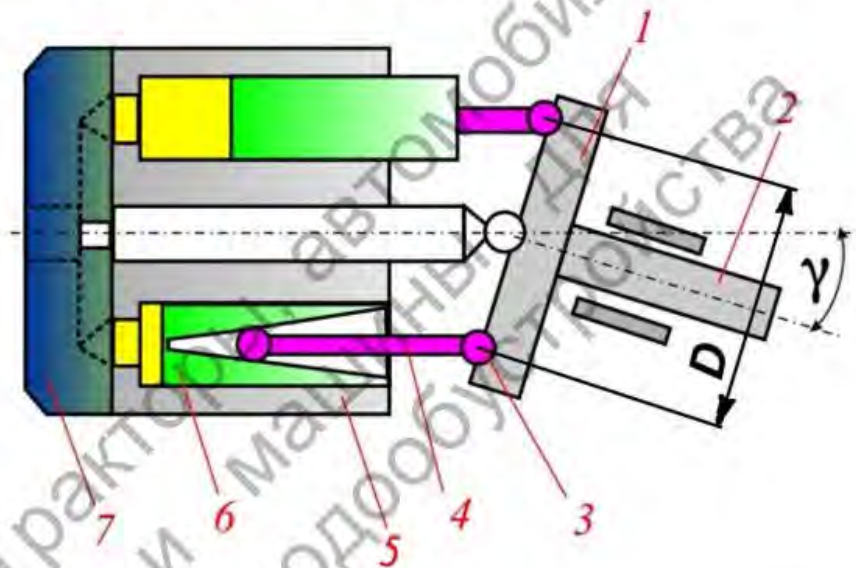
Аксиально-поршневой насос с наклонным диском и поршнями шарнирно связанными с диском



Модифицированный аксиально-поршневой насос с наклонным диском и поршнями шарнирно связанными с диском

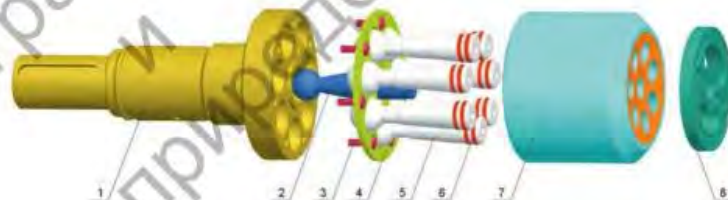


Аксиально-поршневой насос с наклонным блоком

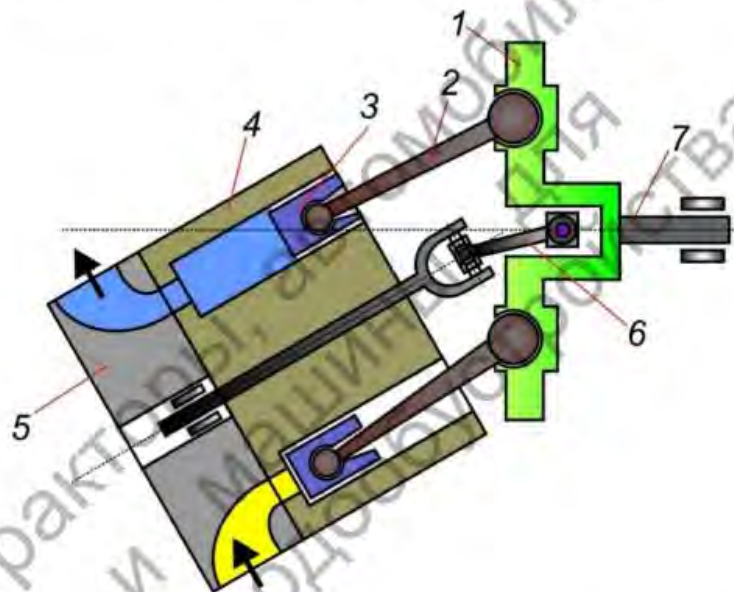


1 – упорный диск; 2 – входной вал; 3 – сферическая головка шатуна;
4 – шатун; 5 – блок цилиндров (ротор); 6 – поршень; 7 – неподвижный
торцевой распределитель.

Элементы конструкции аксиально-поршневого насоса
с наклонным блоком



Аксиально-поршневой насос с наклонным блоком карданного типа



- 1 – упорный диск; 2 – шатун; 3 – поршень; 4 – блок цилиндров (ротор);
5 – неподвижный распределитель; 6 – двойной кардан; 7 – входной вал.

Элементы конструкции аксиально-поршневого насоса
с наклонным блоком карданного типа



6. Характеристики роторных насосов и насосных установок

Характеристика роторного насоса – это графическая зависимость его давления от подачи.

Для построения характеристики насоса необходимо определить его теоретическую подачу Q_T .

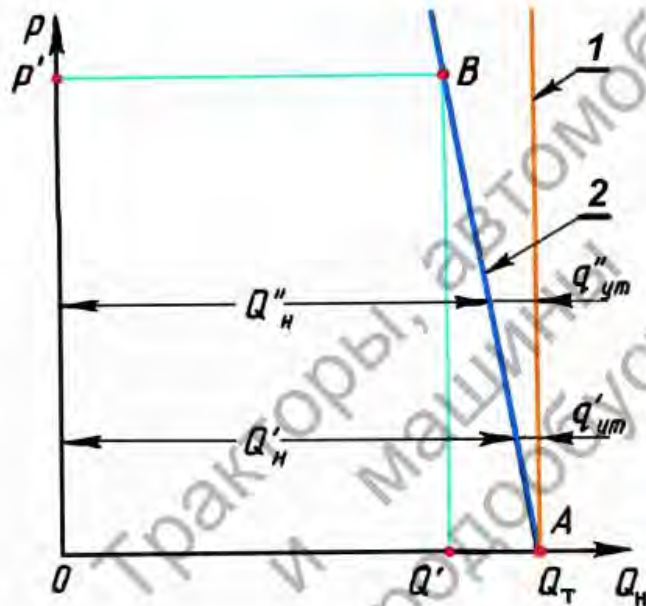
$$Q_T = W_0 \cdot n$$

Теоретическая подача насоса существует при нулевом давлении на выходе насоса (точка А), т.е. не зависит от давления

Действительная подача $Q_H = Q_T - q_{ym}$

Величина утечек (объемных потерь) q_{ym} пропорциональна давлению p и оценивается объемным КПД η_o

Характеристика насоса



$$q''_{ум} > q'_{ум}$$

$$Q''_H < Q'_H$$

Если известен η_o при p' , тогда находим Q' ($Q' = Q_T \cdot \eta_o$) и наносим точку B

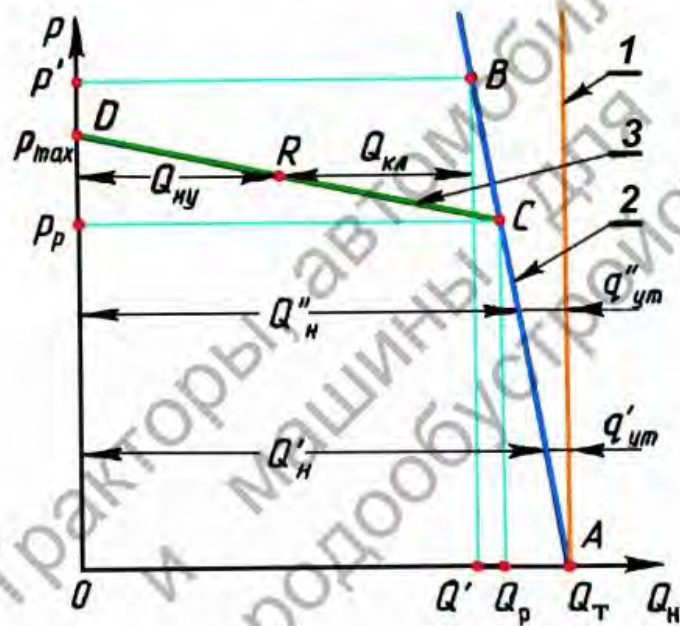
(p' , Q_T , η_o – в паспорте на насос)

1 – теоретическая характеристика; 2 – действительная характеристика;

Часто на практике необходимо изменять подачу в широком диапазоне без значительного повышения давления, т.е. **регулировать** подачу

Для этого необходимо “сломать” линию **AB** в какой-то точке **C**, получив линию регулирования **3** с меньшим углом наклона

Характеристика насосной установки



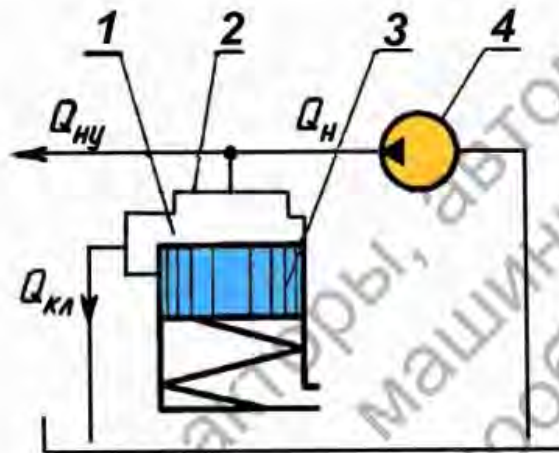
1 – теоретическая характеристика; 2 – действительная характеристика;
3 – регуляторная ветвь характеристики насосной установки.

Характеристика **ACD** может быть получена только с помощью дополнительных устройств и поэтому является характеристикой не насоса, а насосной установки.

Регуляторную ветвь получают двумя способами:

- с помощью переливных клапанов;
- с помощью регуляторов подачи.

Способ регулирования подачи с помощью переливного клапана



Клапан закрыт – линия **AC**.

При **расчетном** давлении p_r клапан начнет открываться (точка **C**)

Линия **CD** – зона регулирования

Q_{nu} – подача насосной установки

Q_{kl} – на слив в бак

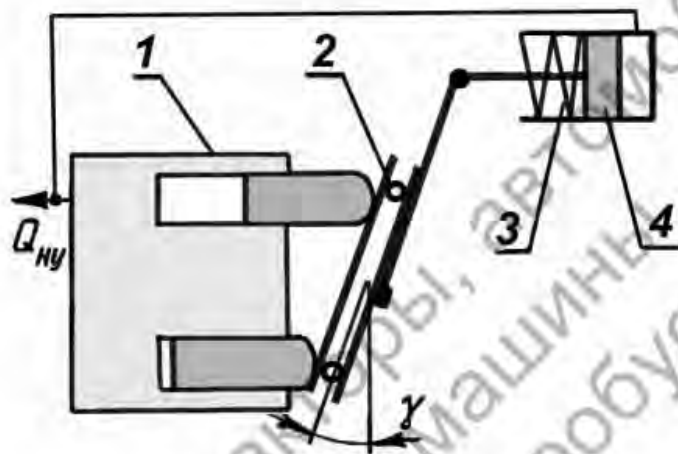
$Q_{nu} = Q_n - Q_{kl}$ (точка **R**)

При $p = p_{max}$ подача $Q_{nu} = 0$ (точка **D**)

$$\text{Мощность } N = p \cdot Q$$

1 – регулирующий зазор; 2 – переливной клапан; 3 – подпружиненный поршень; 4 – насос.

Способы регулирования подачи с помощью регулятора подачи



Мощность $N = p \cdot Q$

1 – аксиально-поршневой насос; 2 – наклонный диск; 3 – регулятор подачи;
4 – подпружиненный поршень.

γ_{max} – линия AC.

При **расчетном** давлении p_p поршень начнет перемещаться (точка C)

Линия CD – зона регулирования

$$0 < \gamma < \gamma_{max}$$

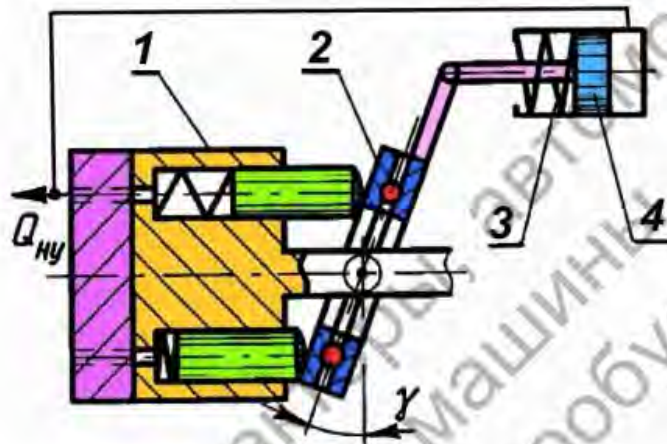
$$0 < Q < Q_{max}$$

(точка R)

При $p = p_{max}$

подача $Q_{ny} = 0$ и $\gamma = 0$
(точка D)

Способы регулирования подачи с помощью регулятора подачи



Мощность $N = p \cdot Q$

1 – аксиально-поршневой насос; 2 – наклонный диск; 3 – регулятор подачи;
4 – подпружиненный поршень.

γ_{max} – линия AC.

При **расчетном** давлении p_p поршень начнет перемещаться (точка C)

Линия CD – зона регулирования

$$0 < \gamma < \gamma_{max}$$

$$0 < Q < Q_{max}$$

(точка R)

При $p = p_{max}$

подача $Q_{ny} = 0$ и $\gamma = 0$
(точка D)

Аналитическая зависимость регуляторной ветви (линия 3)

$$Q_{ny} = Q_p - K_p \cdot (p - p_p)$$

где K_p – коэффициент, учитывающий наклон линии **AD** на графике. (зависит от жесткости пружины регулятора или переливного клапана и может быть вычислен при известных параметрах (p_{max} , Q_p и p_p)).

Крутящий момент на валу насоса M

$$M = \frac{1}{2\pi} \cdot W_o \cdot p \cdot \frac{1}{\eta_m}$$

Параметр регулирования e используется при анализе изменения рабочего объема насоса

$$e = W / W_o$$

где W – текущий рабочий объем насоса,

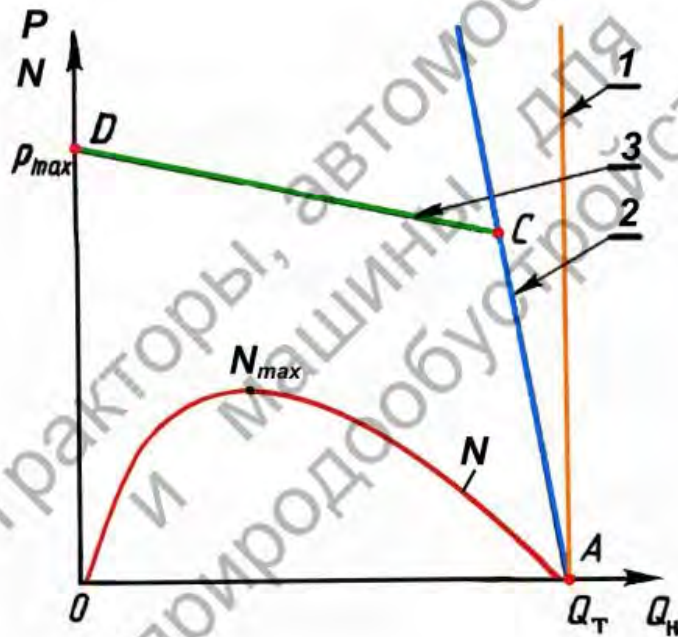
W_o – максимальный рабочий объем насоса.

Тогда

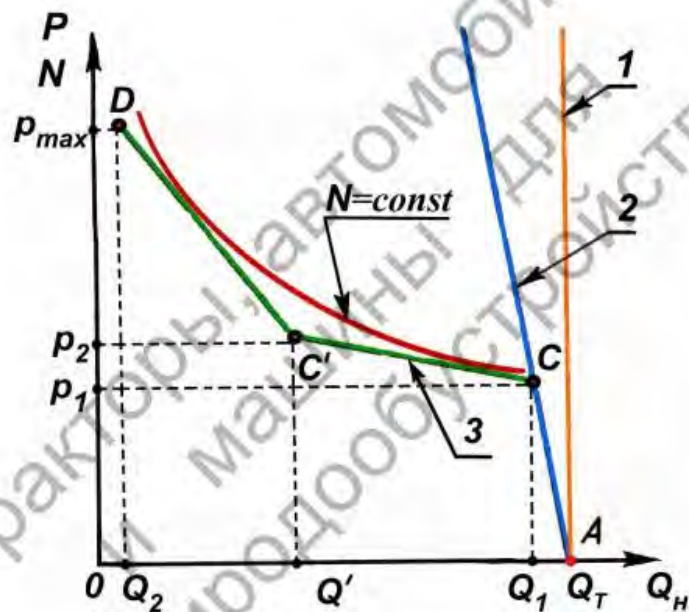
$$Q = Q_T \cdot \eta_o = W_o \cdot e \cdot n \cdot \eta_o,$$

$$M = \frac{1}{2\pi} \cdot W_o \cdot e \cdot p \cdot \frac{1}{\eta_m}.$$

Мощность насосной установки $N = p \cdot Q$



Характеристика насосной установки с регулятором мощности



Регулируемый аксиально-поршневой насос



7. Объемные гидравлические двигатели и гидроаккумуляторы

По характеру движения выходного звена объемные гидродвигатели делят две группы:

- **гидравлические цилиндры** (гидроцилиндры);
- **гидравлические моторы** (гидромоторы).

Гидравлическим цилиндром называется объемный гидродвигатель с возвратно-поступательным движением выходного звена.

Механический КПД $\eta_M = 0,85 \dots 0,95$

Гидравлический КПД $\eta_H = 1$

Объемный КПД $\eta_O = 1$

Полный КПД $\eta_N = 0,98 \dots 1$

По конструкции и принципу действия гидроцилиндры классифицируются в соответствии с ГОСТ 17752-81.

По **направлению действия** рабочей жидкости гидроцилиндры делят на:

- одностороннего действия;
- двухстороннего действия.

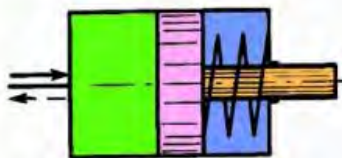
По **конструкции** рабочего органа:

- с рабочим органом в виде поршня;
- с рабочим органом в виде плунжера (только односторонние).

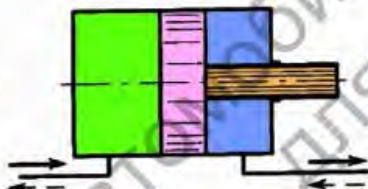
По **характеру хода** выходного звена:

- одноступенчатые;
- телескопические (многоступенчатые).

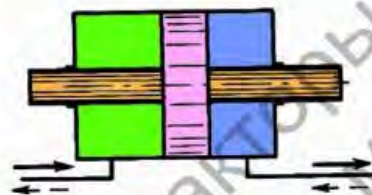
Разновидности гидроцилиндров



поршневой одностороннего действия



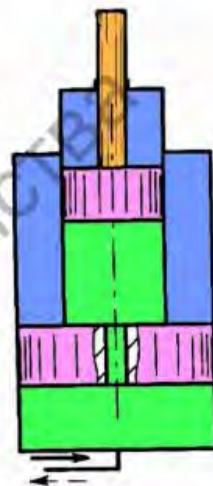
поршневой двухстороннего действия



поршневой двухстороннего действия с двухсторонним штоком

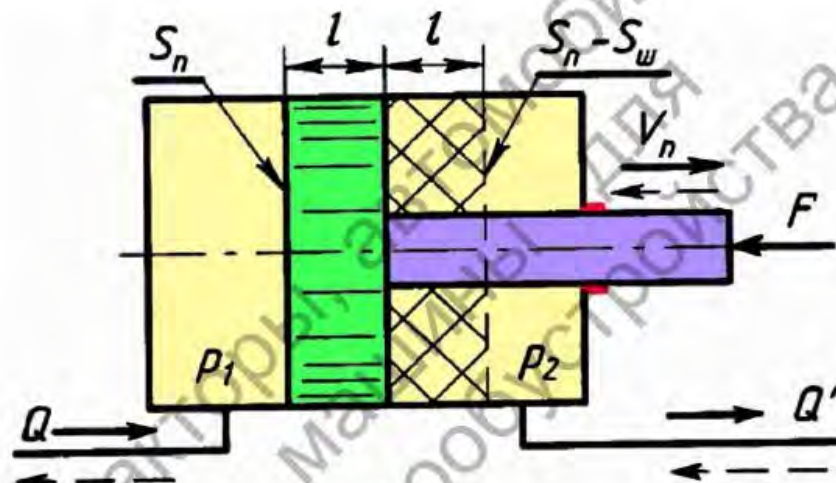


плунжерный



телескопический одностороннего действия

Расчетная схема гидроцилиндра



Перепад давлений

$$p = p_1 - p_2$$

Сила на штоке $F = p \cdot S \cdot \eta_M$,

где S – активная площадь ($S = S_{\pi}$ или $S = S_{\pi} - S_{ш}$)

Взаимосвязь расхода и скорости поршня

$$Q = V_{\pi} \cdot S_{\pi} \cdot \eta_o \quad \text{или} \quad Q = V_{\pi} \cdot (S_{\pi} - S_{ш}) \cdot \eta_o$$

При проведении расчетов следует учитывать расходы в штоковой и бесштоковой полости гидроцилиндра

$$Q / Q' = S_{\pi} / (S_{\pi} - S_{ш})$$

Гидромотором называется объемный гидравлический двигатель с вращательным движением выходного звена.

Широко используются роторно-поршневые гидромоторы.

Аксиально-поршневые применяются для получения на выходе высоких скоростей вращения,

радиально-поршневые – для получения низких скоростей вращения (самоходные с.-х. машины).

Гидравлический КПД $\eta_{\Gamma} = 1$

Полный КПД $\eta_{\text{н}} = \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{о}}$

Значения $\eta_{\text{н}}, \eta_{\text{м}}, \eta_{\text{о}}$ такие же как и для насосов

Момент на валу гидромотора

$$M = \frac{1}{2\pi} \cdot W_o \cdot p \cdot \eta_m \cdot$$

Перепад давлений в напорном и сливном трубопроводах

$$p = p_1 - p_2$$

Расход

$$Q = W_o \cdot n \cdot \frac{1}{\eta_o}$$

Гидроаккумулятор – это устройство, предназначенное для аккумулирования энергии рабочей жидкости, находящейся под давлением, с целью последующего возврата ее в гидросистему.

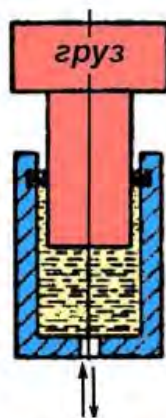
В зависимости от типа реализуемой механической энергии гидроаккумуляторы различают:

- грузовые гидроаккумуляторы;
- гидроаккумуляторы с упругим корпусом;
- пружинные гидроаккумуляторы;
- пневмогидроаккумуляторы.

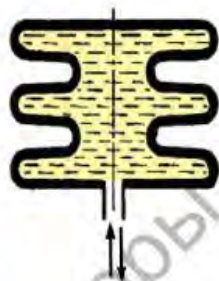
Пневмогидроаккумуляторы бывают:

- без разделителя сред;
- с разделителем сред.

Гидравлические аккумуляторы



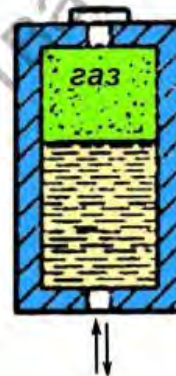
грузовой



с упругим
корпусом



пружинный



пневмогидро-
аккумулятор
без разделителя
сред

Пневмогидроаккумуляторы с разделителем сред:

- поршневые;
- мембранные;
- балонные.

Расчет пневмогидроаккумулятора включает определение его общего (конструктивного) объема W_k , давления зарядки газом $p_{зар}$ и расчет на прочность корпуса.

Под **давлением зарядки** газом $p_{зар}$ понимается давление газа внутри пневмогидроаккумулятора, когда в нем отсутствует жидкость (всю полость W_k занимает сжатый газ).

Конструктивный объем W_K пневмогидроаккумулятора – это объем его внутренней полости.

Для полностью заряженного аккумулятора:

$$W_K = W_{z\ min} + W_{пол} + W_{зап} ,$$

где $W_{z\ min}$ – минимальный объем, занимаемый газом, при максимальном давлении P_{max} внутри аккумулятора;

$W_{пол}$ – полезный объем пневмогидроаккумулятора – это объем жидкости, который поступает в гидросистему из аккумулятора в процессе разрядки (при изменении давления от максимального рабочего P_{max} до P_{min});

$W_{зап}$ – объем запаса (3...5 % от $V_{пол}$).

3. ЭЛЕМЕНТЫ УПРАВЛЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ



1. Основные термины, определения и параметры

По характеру выполнения функций гидроаппараты делятся на регулирующие и направляющие.

Регулирующий гидроаппарат — в котором изменение соответствующего параметра потока рабочей жидкости происходит за счет частичного открытия или перекрытия проходного сечения в нем.

Направляющий гидроаппарат — который изменяет направление потока рабочей жидкости путем полного открытия или полного перекрытия проходного сечения в нем.

Площадь проходного сечения гидроаппарата — это минимальное значение площади живого сечения потока в нем.

Запорно-регулирующий элемент (основной элемент гидроаппарата) – деталь или группа деталей, при перемещении которых частично или полностью перекрывается проходное сечение.

По конструкции запорно-регулирующего элемента гидроаппараты делятся на:

- **золотниковые** (запорно-регулирующим элементом является цилиндрический или плоский золотник);
- **крановые** (запорно-регулирующим элементом является плоский, цилиндрический, конический или сферический кран);
- **клапанные** (запорно-регулирующим элементом является шариковый, конусный, игольчатый или плоский (тарельчатый) клапан);

Запорно-регулирующие элементы гидроаппаратов

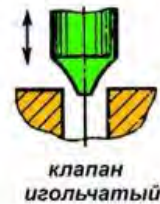
Золотниковые



Крановые



Клапанные



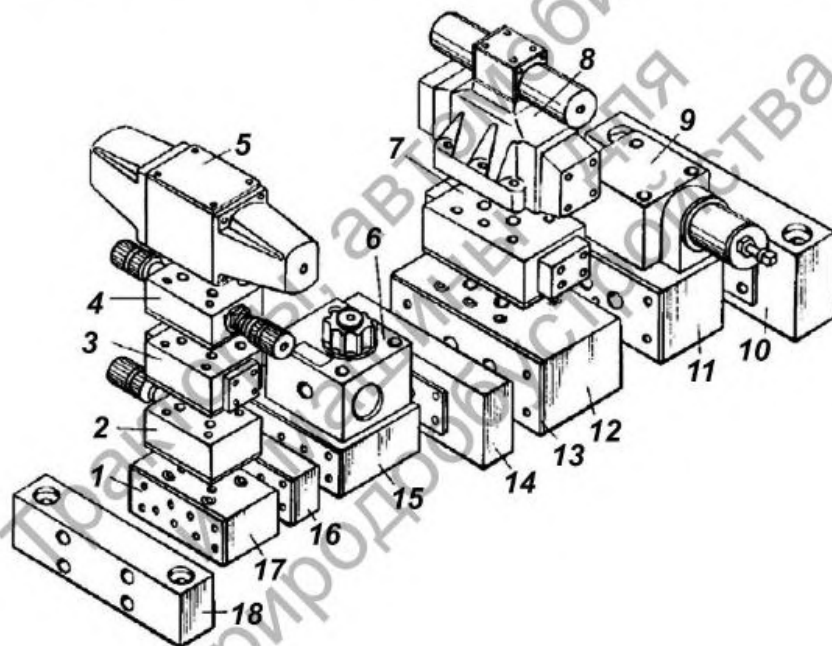
По способу перенастройки гидроаппараты делятся:

- **регулируемые** – в котором величина открытия проходного сечения или силовое воздействие на запорно-регулирующий элемент могут быть изменены по сигналу извне во время работы гидросистемы;
- **настраиваемые** – характеристики которого могут быть изменены только в условиях выключенной гидросистемы (часто при этом бывает необходима разборка гидроаппарата или гидросистемы).

По способу подключения гидроаппараты делятся:

- **трубного** присоединения – соединяются с другими устройствами при помощи трубопроводов и рукавов;
- **стыкового** присоединения – соединяются с другими устройствами при помощи каналов, выведенных на наружную плоскость;
- **модульного** исполнения – соединяются с другими устройствами при помощи вертикальных каналов, выведенных на две параллельные наружные плоскости с одинаковыми координатами присоединительных отверстий;
- **встраиваемые** – монтируют в специальных монтажных гнездах гидравлических блоков (не имеют корпусов).

Блок гидроаппаратов модульного исполнения



К основным параметрам гидроаппаратов относятся:

- **условный проход** D_y – диаметр условного отверстия, площадь которого равна максимальному значению проходного сечения;
- **номинальное давление** $P_{ном}$ – наибольшее избыточное давление рабочей жидкости, поступающей на вход;
(при этом давлении гидроаппарат должен работать в течение установленного ресурса с сохранением параметров в пределах установленных норм)
- **номинальный расход жидкости** $Q_{ном}$ – расход жидкости с определенной вязкостью, проходящий через гидроаппарат.
(при этом расходе гидроаппарат выполняет свое назначение с сохранением параметров в пределах установленных норм)

Последовательность значений условного прохода D_p регламентирует ГОСТ 16516-80. Типоразмерные ряды всех гидроаппаратов строятся по их условным проходам.

Ряды номинальных расходов жидкости $Q_{ном}$ для гидроаппаратов устанавливает ГОСТ 13825-80.

Все гидроаппараты, которые используются в объемных гидроприводах, делят на три основных класса:

- **гидродроссели;**
- **гидроклапаны;**
- **гидрораспределители.**

2. Гидродроссели

Гидродроссель — это регулирующий гидроаппарат, предназначенный для получения заданной величины расхода при данной величине перепада давления в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости.

Характеристика гидродросселя — это зависимость потерь давления $\Delta p_{др}$ (перепад давления на гидродросселе) от расхода Q рабочей жидкости.

Различают следующие характеристики гидродросселя:

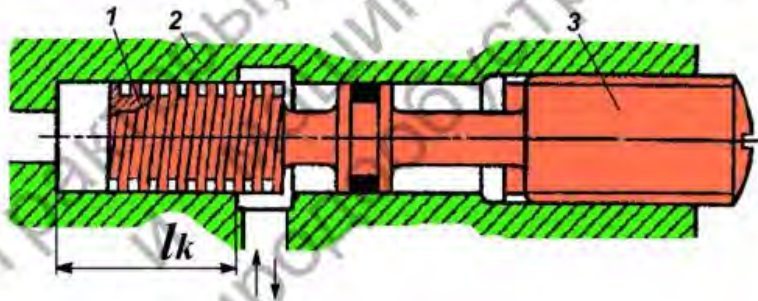
- *линейные* – имеют линейную характеристику

$$\Delta p_{др} = K \cdot Q ;$$

- *квадратичные* – имеют квадратичную характеристику

$$\Delta p_{др} = K \cdot Q^2$$

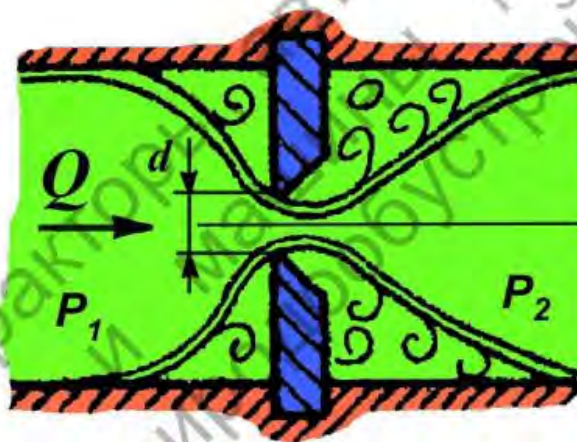
Линейный регулируемый винтовой гидродроссель



Недостаток линейных гидродросселей – нестабильность их характеристики (зависимость крутизны их характеристики от температуры рабочей жидкости (от ее вязкости)).

Жиклер – простейший квадратичный нерегулируемый (настраиваемый) гидродроссель.

Представляет собой отверстие в тонкой стенке, из которого происходит истечение жидкости под уровень.



$$Q = \mu S_0 \sqrt{\frac{2\Delta p_{\text{др}}}{\rho}}$$

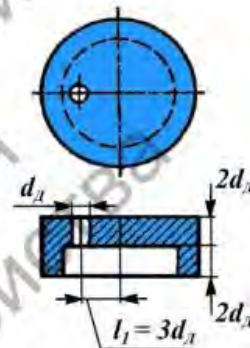
Отсюда **характеристика** квадратичного нерегулируемого (настраиваемого) гидродросселя

$$\Delta p_{\text{др}} = \frac{\rho}{2\mu^2 S_0^2} Q^2$$

где μ – коэффициент расхода, для минеральных масел в области квадратичного сопротивления его можно принимать равным $\mu = 0,65$;

S_0 – площадь проходного сечения отверстия в гидродросселе.

Пакетный (пластинчатый) гидродроссель



$$Q = k\mu \frac{\pi d_d^2}{4} \sqrt{\frac{2\Delta p_{др}}{\rho n}},$$

где n – число шайб в пакете;

μ – коэффициент расхода дросселирующей шайбы со смещенным отверстием, $\mu = 0,78$;

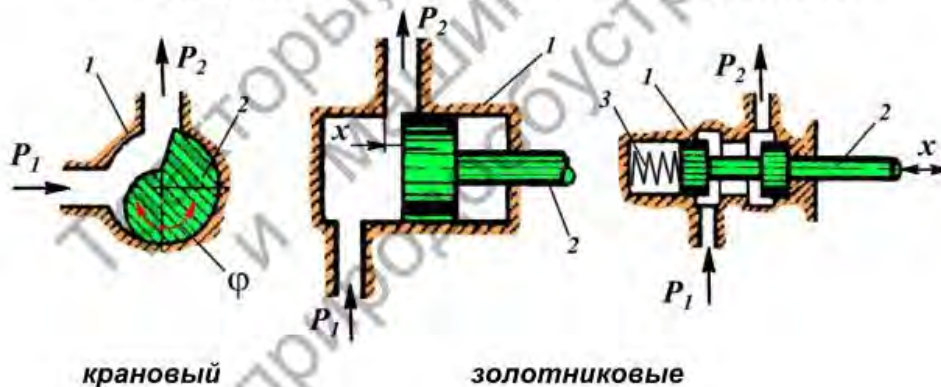
k – коэффициент взаимовлияния дросселирующих отверстий в соседних шайбах, $k = 1,25$;

d_d – диаметр отверстия в шайбе, $0,5 \text{ мм} < d_d < 1,5 \text{ мм}$.

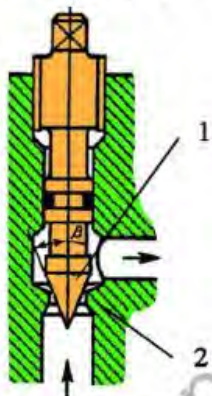
Регулируемым называется гидродроссель, в котором площадь его проходного сечения можно изменять путем воздействия на его запорно-регулирующий элемент из вне.

К регулируемым относятся крановые, золотниковые, клапанные (игольчатые) гидродроссели, гидродроссель типа «сопло-заслонка» и др.

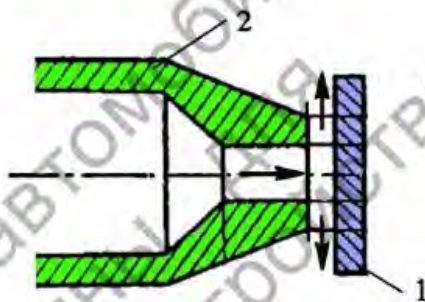
Регулируемые квадратичные гидродроссели



Регулируемые квадратичные гидродроссели



клапанный (игольчатый)



типа «сопло-заслонка»

Условные обозначения аппаратов регулирования потока

Нерегулируемый дроссель		
Регулируемый дроссель		

3. Гидроклапаны

Гидроклапан – это гидроаппарат, в котором величина открытия рабочего проходного сечения (положение запорно-регулирующего элемента) изменяется под воздействием потока рабочей жидкости.

Существуют **регулирующие** и **направляющие** гидроклапаны.

Классификация гидроклапанов



Регулирующие гидроклапаны

Гидроклапан давления – это регулирующий гидроклапан, предназначенный для регулирования давления в потоке рабочей жидкости.

По характеру воздействия потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент гидроклапаны давления бывают **прямого** и **непрямого** действия.

Напорным гидроклапаном называется гидроклапан давления, предназначенный для ограничения давления в подводимом потоке рабочей жидкости:

- предохранительный;
- переливной.

Предохранительным гидроклапаном называется напорный гидроклапан, предназначенный для предохранения элементов гидросистемы от давления, превышающего допустимое.

Давление срабатывания предохранительного гидроклапана P_k

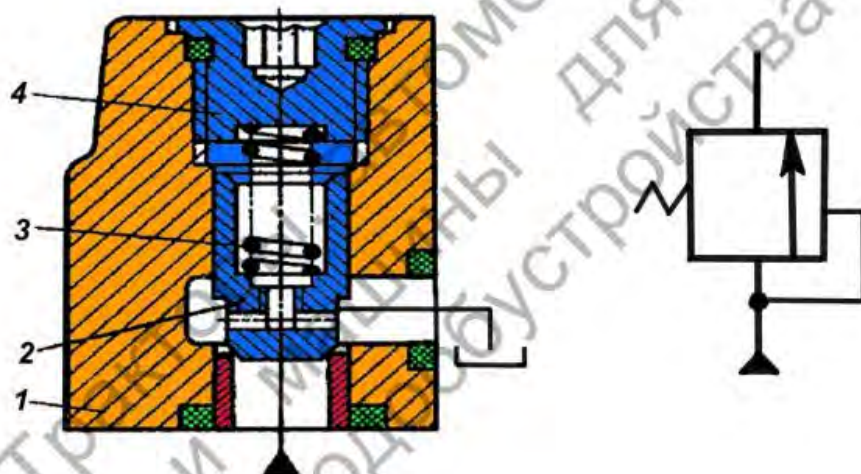
$$P_k = \frac{4F_{\text{пр}}}{\pi D_y^2} + P_{\text{сл}}$$

где $F_{\text{пр}}$ – сила предварительного поджатия пружины;

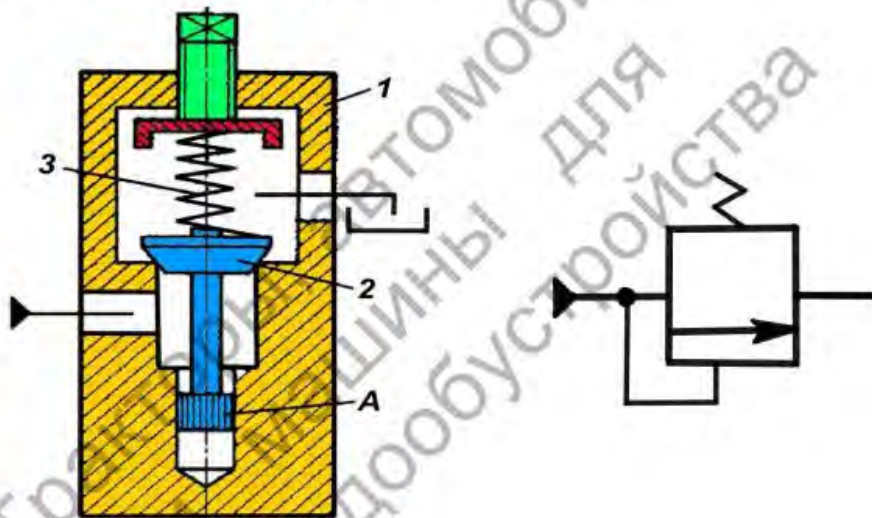
D_y – условный проход, равен диаметру отверстия седла клапана;

$P_{\text{сл}}$ – давление в сливной гидролинии.

Предохранительный клапан прямого действия



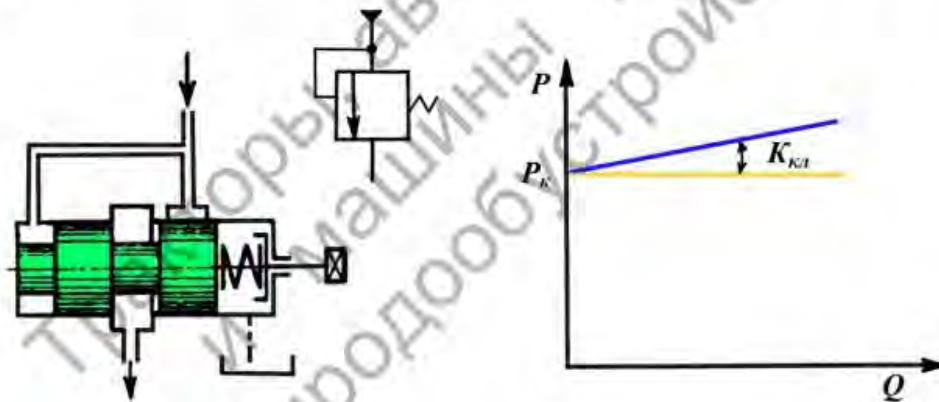
**Предохранительный клапан прямого действия
с демпфирующим устройством**



A – цилиндрический демпфирующий пояс

Переливной – это напорный гидроклапан, предназначенный для поддержания заданного уровня давления на входе в клапан с заданной точностью путем непрерывного слива части потока рабочей жидкости.

В переливном клапане используются золотниковые запорно-регулирующие элементы.



Характеристика переливного клапана прямого действия

Аналитическое выражение характеристики
переливного клапана

$$p = p_k + K_{кл} \cdot Q$$

где p – контролируемое давление;

p_k – давление настройки переливного клапана;

Q – расход рабочей жидкости, сливающийся через клапан
в бак;

$K_{кл}$ – коэффициент, определяющий угол наклона
характеристики переливного клапана, величина
которого характеризует степень неустойчивости
регулируемого давления в функции расхода жидкости
через клапан.

$$K_{\text{кл}} = \frac{4C_{\text{пр}}\sqrt{\rho}}{\mu\pi^2 d_{\text{к}}^3 \sqrt{2p_{\text{к}}}}$$

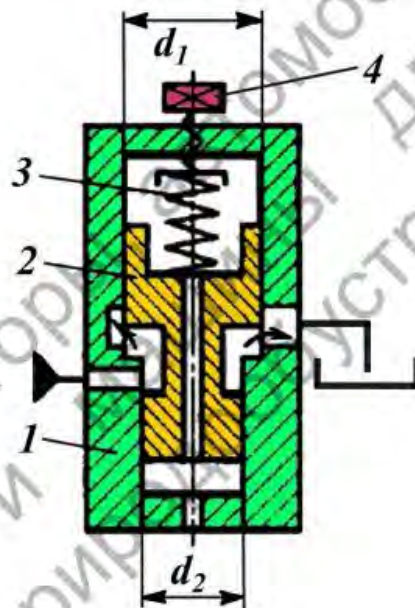
где $d_{\text{к}}$ – диаметр золотника;

$C_{\text{пр}}$ – жесткость пружины;

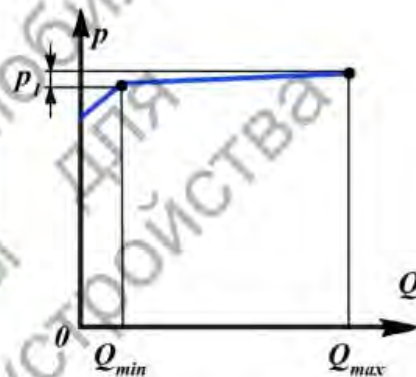
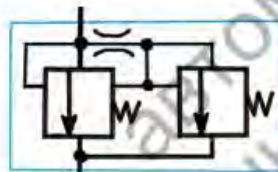
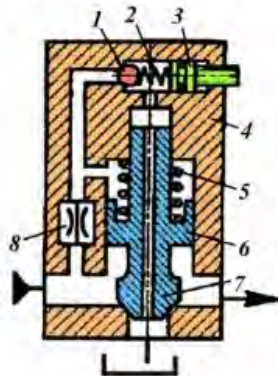
μ – коэффициент расхода проходного сечения клапана;

ρ – плотность рабочей жидкости.

**Переливной клапан прямого действия
с дифференциальным запорно-регулирующим элементом**



Переливной клапан непрямого действия



1 – шарик; 2 – пружина;
3 – регулировочный винт;
4 – корпус; 5 – пружина;
6 – поршень; 7 – запорно-
регулирующий элемент.

**Характеристика переливного
клапана непрямого действия**

**Используется в золотниковых
распределителях с.-х. техники**

Редукционным называется регулирующий гидроклапан, предназначенный для поддержания в отводимом потоке постоянного давления P_2 меньшего, чем давление P_1 в подводимом потоке.

Применяется в гидросистемах, где от одного насоса работают несколько потребителей, требующие разные уровни давлений питания.

Аналитическое выражение характеристики
редукционного клапана

$$P = P_K - K_{кл} \cdot Q$$

Расход через проходное сечение клапана

$$Q = \mu \pi d_{к1} z \sin \beta \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)}$$

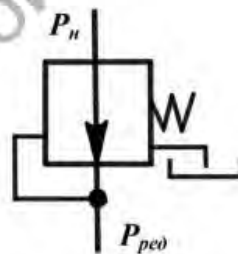
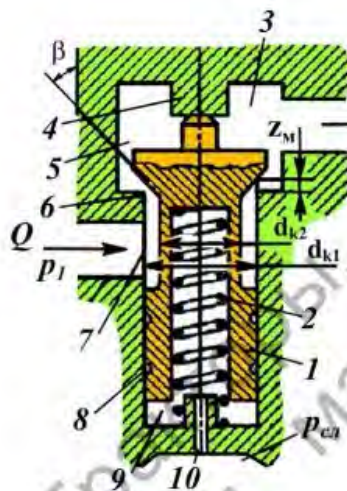
где Z – смещение запорно-регулирующего элемента клапана

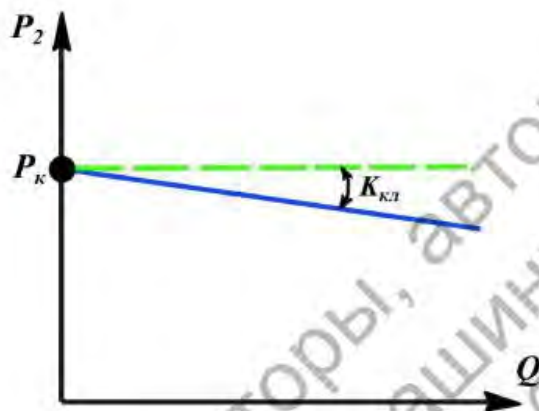
Давление настройки редуционного клапана

$$p_k = \frac{4F_{пр0}}{\pi d_{к1}^2} = \frac{4C_{пр} z_0}{\pi d_{к1}^2}$$

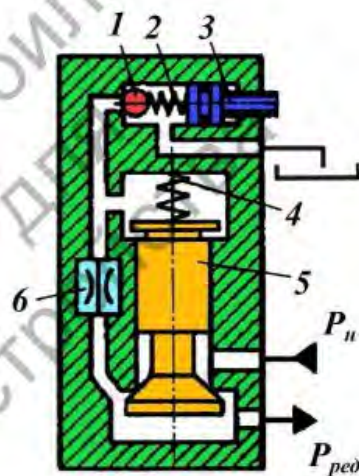
где Z_0 – величина предварительного поджатия пружины

Редукционный клапан прямого действия



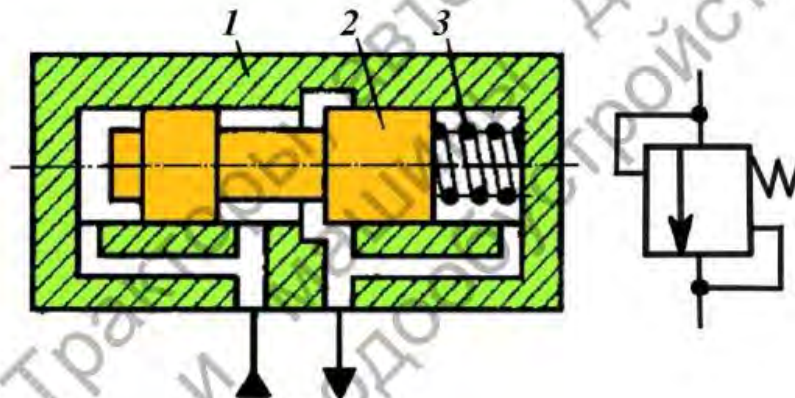


Характеристика редуционного
клапана прямого действия

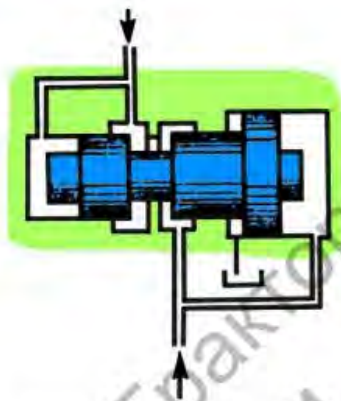


Редуционный клапан
непрямого действия

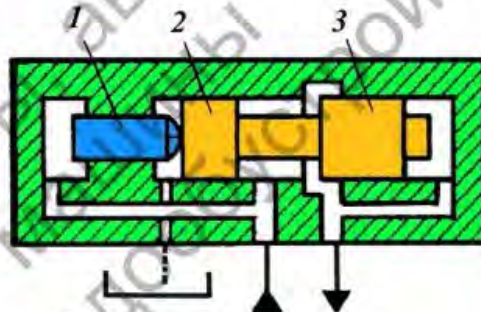
Гидроклапан разности (перепада) давлений предназначен для поддержания заданной разности давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости или в одном из этих потоков и постороннем потоке.



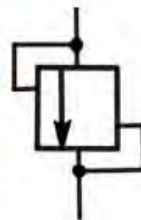
Гидроклапан соотношения давлений предназначен для поддержания заданного соотношения давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости или в одном из этих потоков и постороннем потоке



Гидроклапан соотношения давлений со ступенчатым золотником



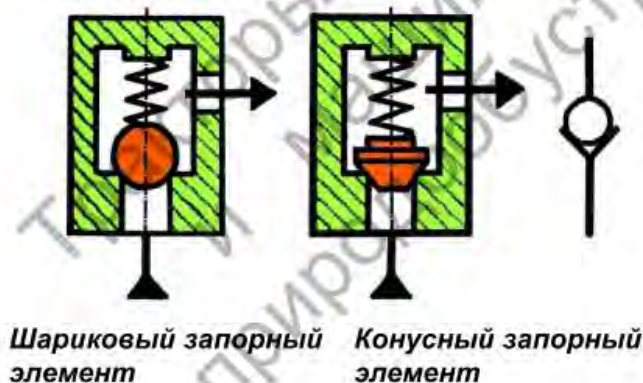
Гидроклапан соотношения давлений с толкателем



Направляющие гидроклапаны

К направляющим гидроклапанам относятся обратные гидроклапаны, гидрозамки, гидроклапаны последовательности, реле давления и гидроклапаны выдержки времени.

Обратный — это направляющий гидроклапан, предназначенный для пропускания рабочей жидкости только в одном направлении.



Перепад давления
0,01 – 0,03 МПа

Гидрозамок – это направляющий гидроклапан, предназначенный для пропускания потока жидкости в одном направлении при отсутствии управляющего воздействия и в обоих направлениях при наличии управляющего воздействия

Односторонний гидрозамок

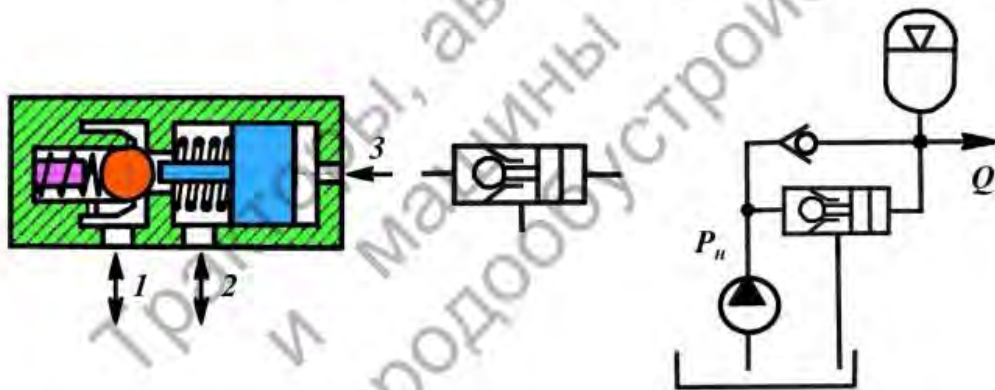
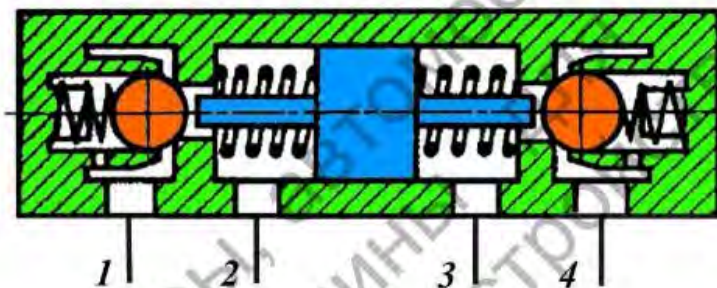
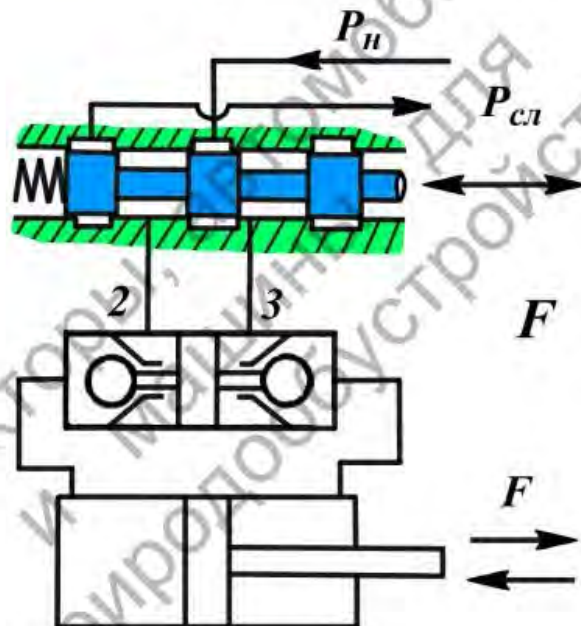


Схема автомата
разгрузки насоса

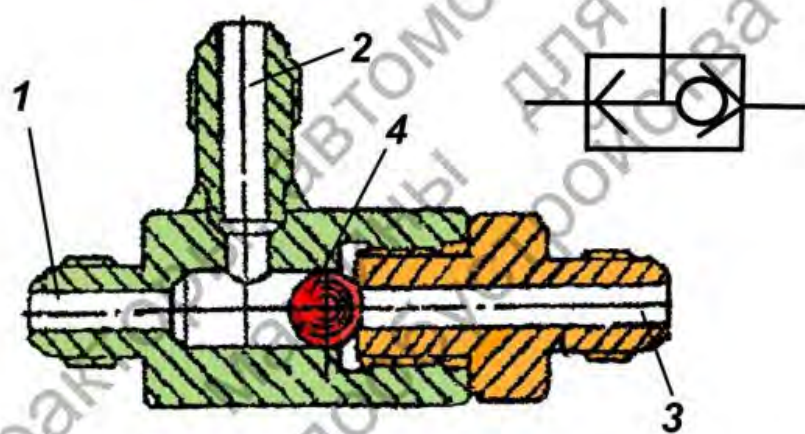
Двухсторонний гидрозамок



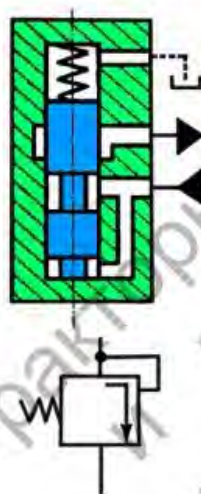
Двухсторонний гидрозамок запираания полостей гидроцилиндра



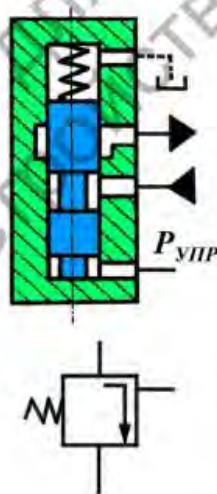
Обратный клапан с логической функцией «или»



Гидроклапан последовательности предназначен для пропускания или остановки потока рабочей жидкости при достижении заданной величины давления в этом потоке или в некотором постороннем потоке.



С управлением от давления
в подводимом потоке

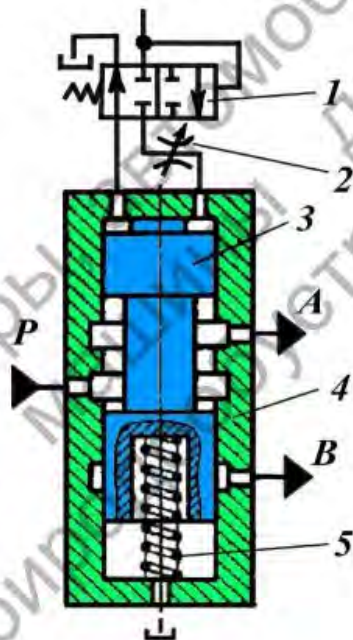


С управлением от давления
в постороннем потоке

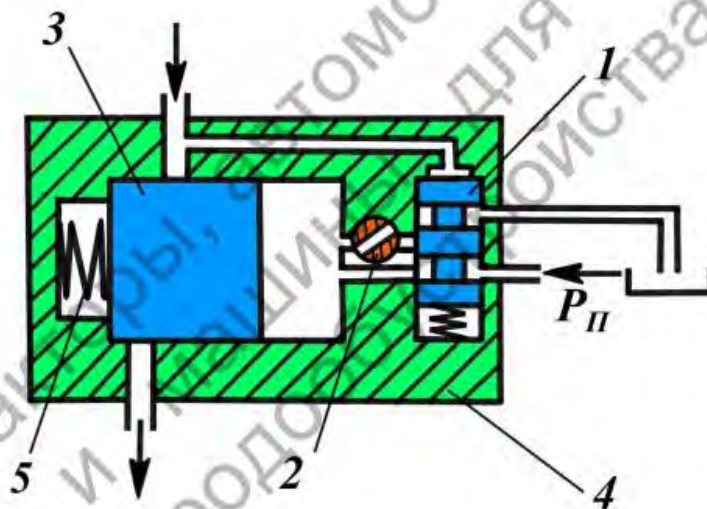
Гидроклапан выдержки времени предназначен для пропускания или остановки потока рабочей жидкости в отводимой гидролинии через определенный промежуток времени после подачи управляющего сигнала.

Применяется когда необходимо осуществить выдержку по времени между двумя следующими одно за другим движениями выходных звеньев исполнительных гидродвигателей.

Гидроклапан выдержки времени с управлением от давления в постороннем потоке



**Гидроклапан выдержки времени
с управлением от давления в подводимом потоке**



4. Направляющие гидрораспределители

Гидрораспределителем называется гидроаппарат, предназначенный для изменения направления потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях в зависимости от внешнего управляющего воздействия.

Гидрораспределители бывают **направляющими** и **дросселирующими**.

Направляющий гидрораспределитель предназначен для пуска, остановки или изменения направления потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях в зависимости от наличия внешнего управляющего воздействия.

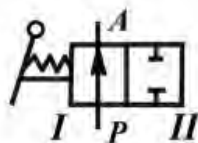
Гидрораспределители классифицируются:

- по конструкции запорно-регулирующего элемента на золотниковые (с цилиндрическим или плоским золотником), крановые и клапанные;
- по числу внешних гидролиний на двухлинейные, трехлинейные, четырехлинейные и т. д.;
- по числу фиксированных позиций запорно-регулирующего элемента на двухпозиционные, трехпозиционные и т. д.;
- по виду управления на распределители с ручным, механическим, электрическим, гидравлическим и другими видами управления;
- по числу запорно-регулирующих элементов на одноступенчатые, двухступенчатые и т.д.

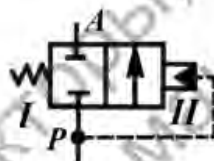
В условном обозначении гидрораспределителя указывают:

- позиции запорно-регулирующего элемента;
- внешние линии связи, подводимые к распределителю;
- проходы (каналы);
- элементы управления.

Условные обозначения направляющих гидрораспределителей



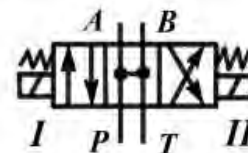
двухлинейный
двухпозиционный
(2/2)
с ручным
управлением



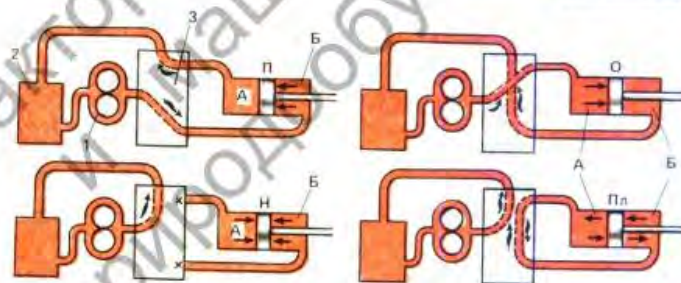
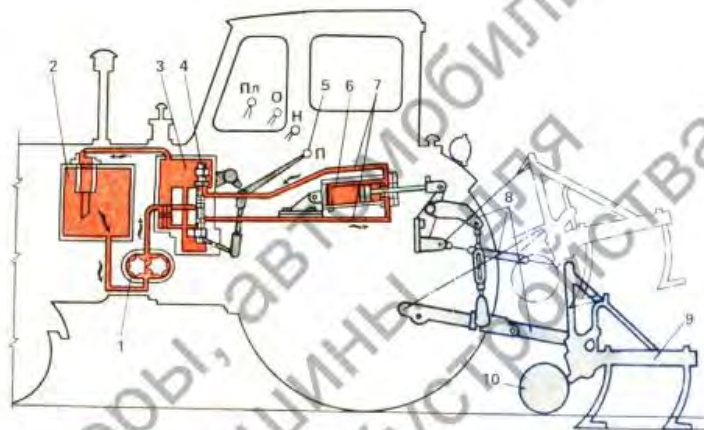
двухлинейный
двухпозиционный
(2/2)
с гидравлическим
управлением



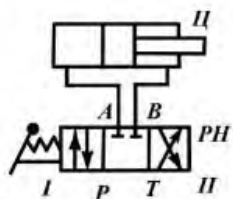
трехлинейный
двухпозиционный
(3/2)
с управлением
от кулачка



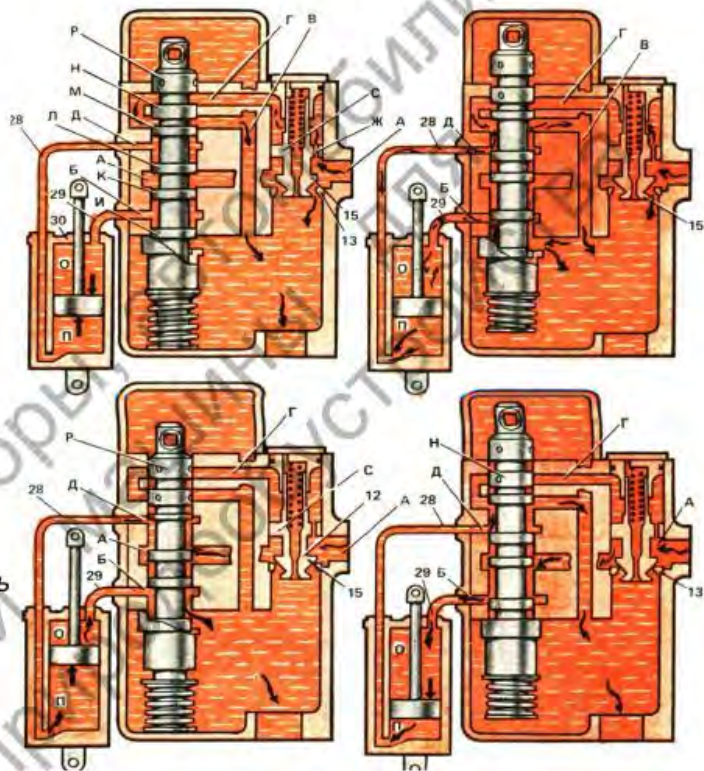
четырехлинейный
трехпозиционный
(4/3)
с управлением от
электромагнитов
(соленоидов)

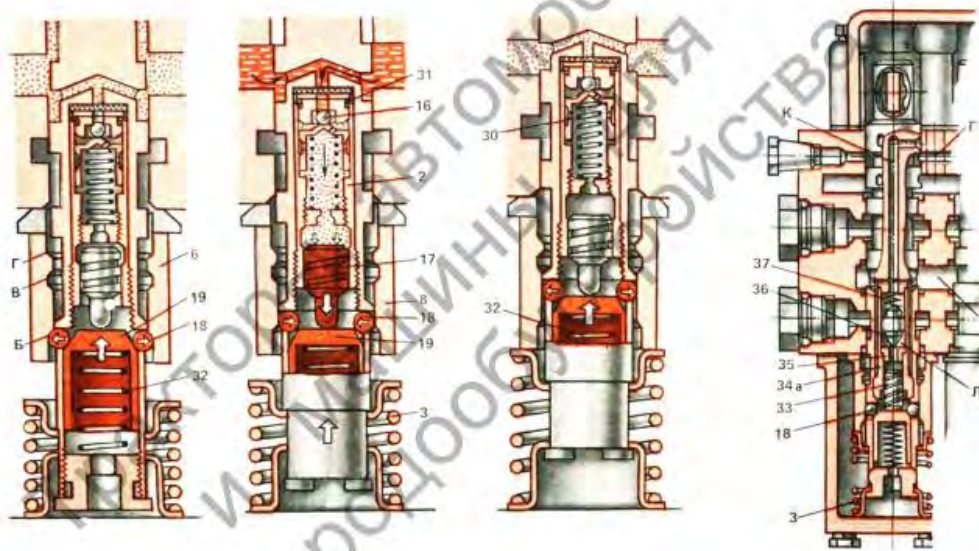


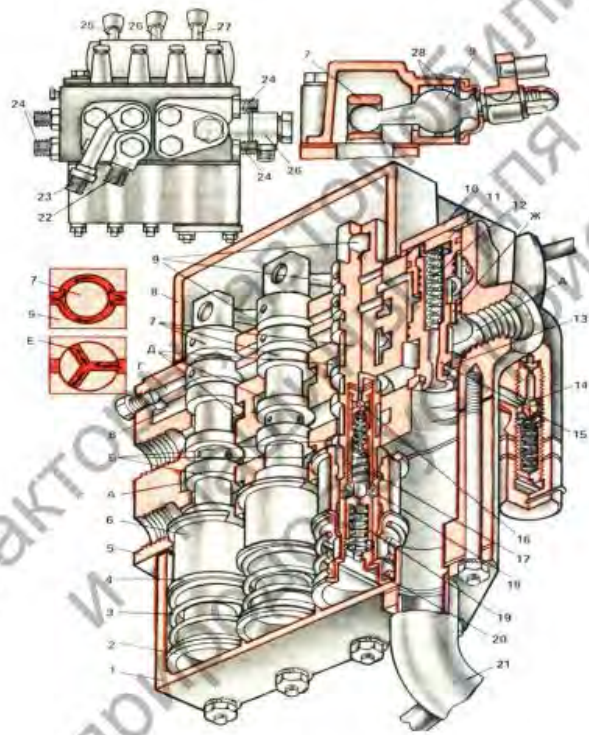
**Схема работы
направляющего
золотникового
гидрораспределителя**



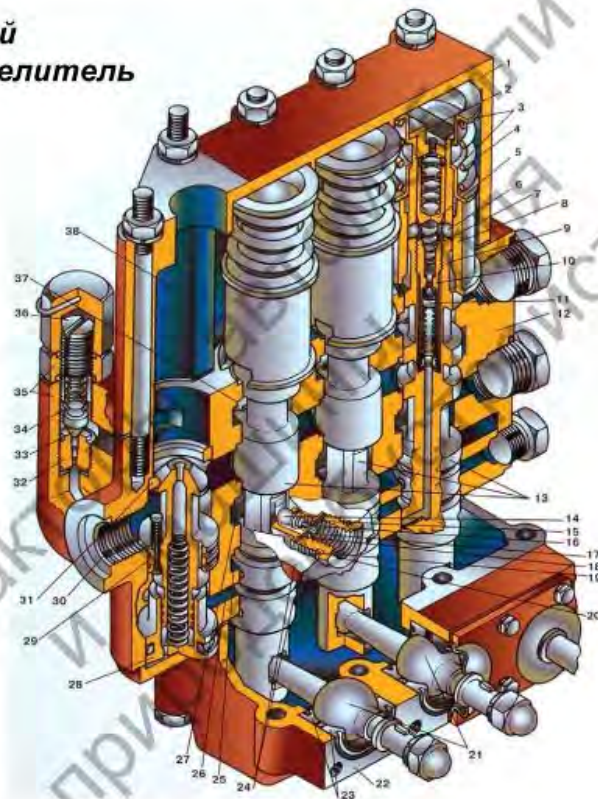
**Гидрораспределитель
с подключенным
гидроцилиндром**



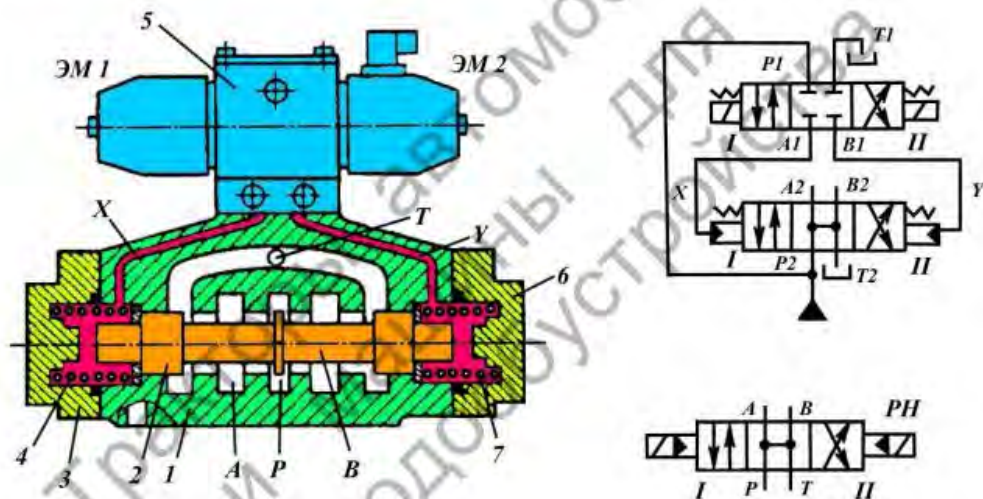




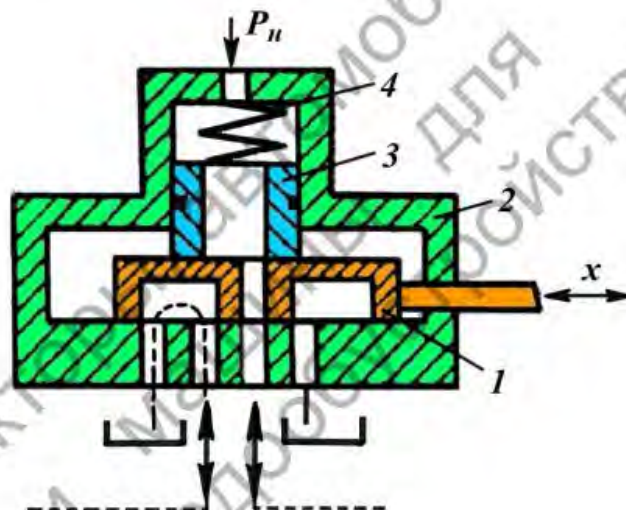
**Золотниковый
гидрораспределитель
Р-80**



Двухступенчатый направляющий золотниковый гидрораспределитель с электрогидравлическим управлением

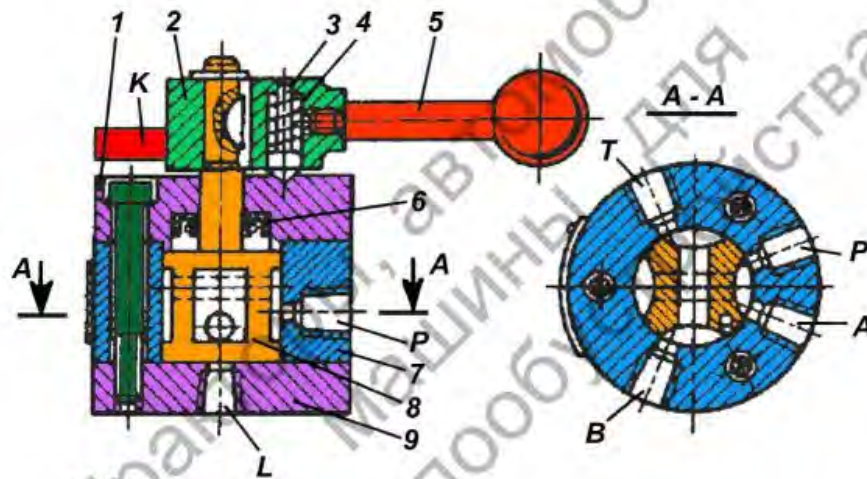


Золотниковый гидрораспределитель с плоским золотником

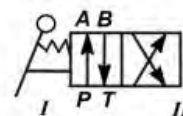


Крановые гидрораспределители

применяются при небольших давлениях и расходах



Условное обозначение —



Клапанные гидрораспределители

По конструкции запорно-регулирующего элемента делятся:

- шариковые;
- конические.

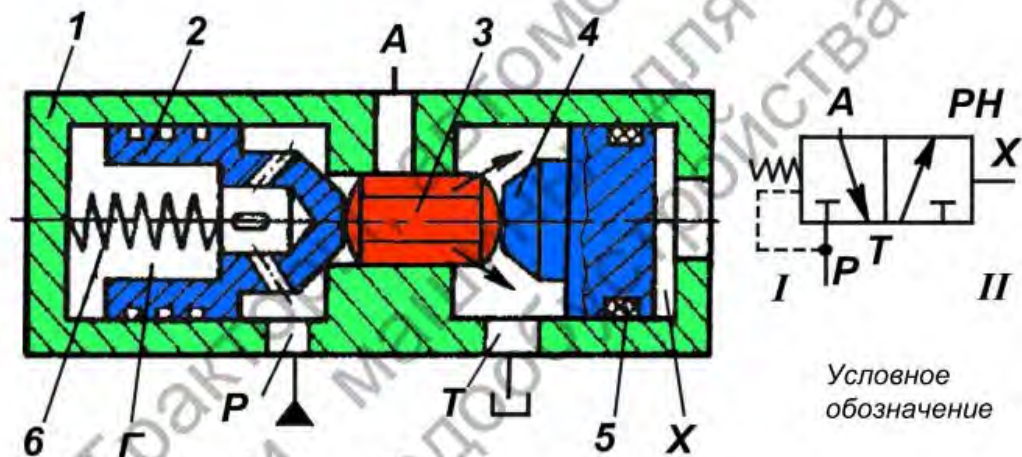
По способу переключения:

- распределители с ручным управлением;
- распределители с электромагнитным управлением;
- распределители с гидравлическим управлением.

Преимущество по сравнению с золотниковыми – высокая герметичность (использование в гидросистемах с высоким рабочим давлением).

Недостаток – зависимость усилия, необходимого для переключения от рабочего давления.

Клапанный гидрораспределитель с гидравлическим управлением



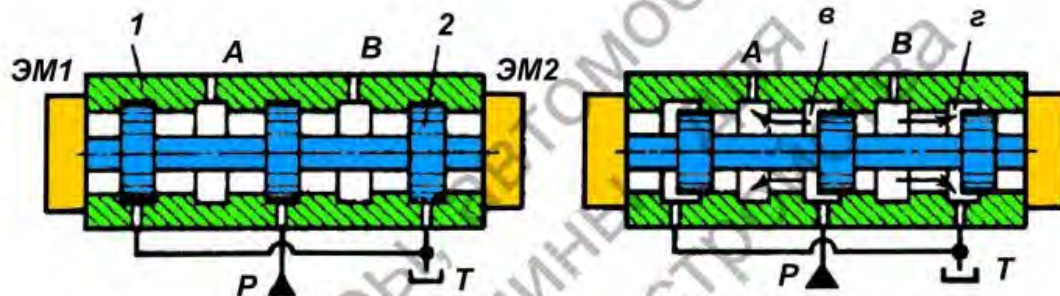
5. Дросселирующие гидрораспределители

Дросселирующим гидрораспределителем называется регулирующий гидроаппарат, предназначенный для изменения величины расхода и направления движения потока рабочей жидкости в нескольких гидролиниях одновременно в соответствии с изменением величины внешнего управляющего воздействия.

Дросселирующие гидрораспределители бывают:

- золотниковые (чаще всего используются);
- струйные;
- гидрораспределители типа «сопло-заслонка».

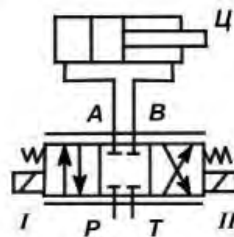
Золотниковые дросселирующие гидрораспределители



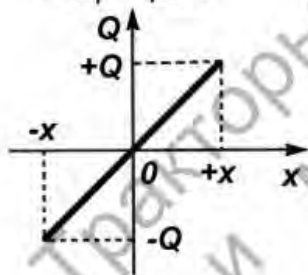
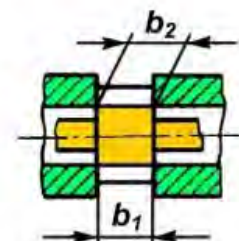
В исходной (нейтральной) позиции

В позиции I

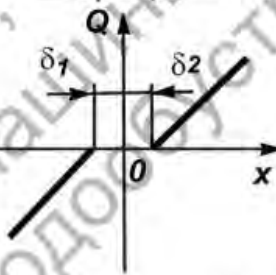
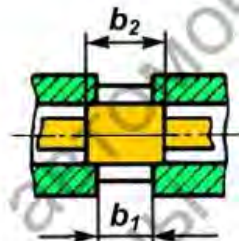
Условное обозначение —



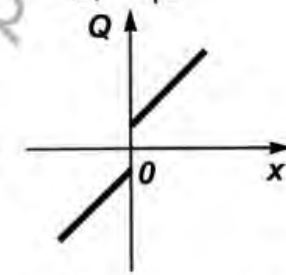
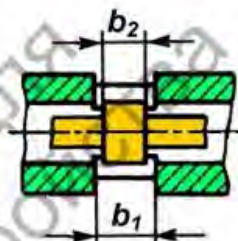
Схемы дросселирующих гидрораспределителей и соответствующие им статические характеристики



С нулевым
перекрытием
($b_1 = b_2$)



С положительным
перекрытием
($b_1 > b_2$)



С отрицательным
перекрытием
($b_1 < b_2$)

Расход рабочей жидкости через дросселирующую щель золотникового гидрораспределителя с кольцевой расточкой корпуса

$$Q = \mu \pi d (x - \delta) \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}},$$

где μ – коэффициент расхода, для цилиндрических золотников,

$$\mu = 0,7;$$

d – диаметр золотника;

x – смещение золотника из нейтрального положения;

δ – величина перекрытия рабочего окна гидрораспределителя;

Δp – перепад давления на дросселирующей щели гидрораспределителя;

ρ – плотность рабочей жидкости.

Величина гидродинамической силы (Н), возникающей на одной дросселирующей щели гидрораспределителя

$$F_{zd} = 0,324Q\sqrt{\Delta p},$$

где Q – в л/мин;

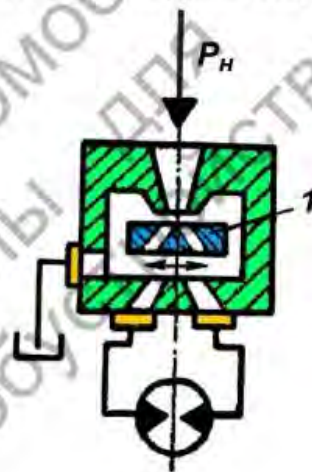
Δp – в МПа.

Струйные гидрораспределители

Струйный гидрораспределитель типа «струйная трубка»



1 – струйная трубка; 2 и 3 – гидролинии;
4 – плата с приемными окнами

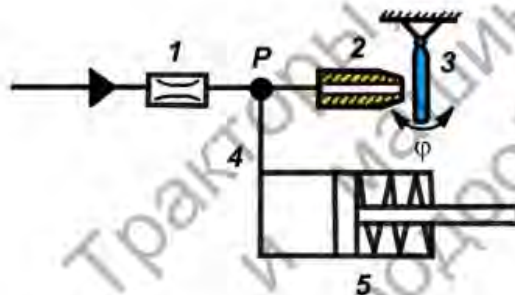


1 – подвижный клин

Гидрораспределитель типа «сопло-заслонка»

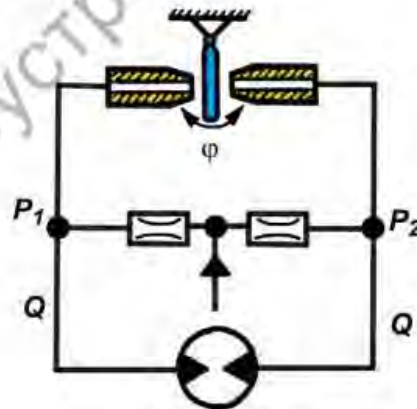
Распределение жидкости основано на принципах построения гидравлических делителей давления, в которых используются регулируемые и настраиваемые гидродроссели

Однодроссельный
гидрораспределитель
«сопло-заслонка»



1 – постоянный гидродроссель;
2 – сопло; 3 – заслонка

Двухдроссельный
гидрораспределитель
типа «сопло-заслонка»



Электрогидравлический усилитель мощности управляющего сигнала

Используются для обеспечения перемещения золотника дросселирующего гидрораспределителя при не достаточной мощности электрического сигнала

Блок-схема электрогидравлического усилителя



Коэффициент усиления $k_{у\epsilon} = N_{р.ж} / N_{э.с}$

где $N_{р.ж}$ – мощность потока рабочей жидкости;

$N_{э.с}$ – мощность электрического сигнала управления.

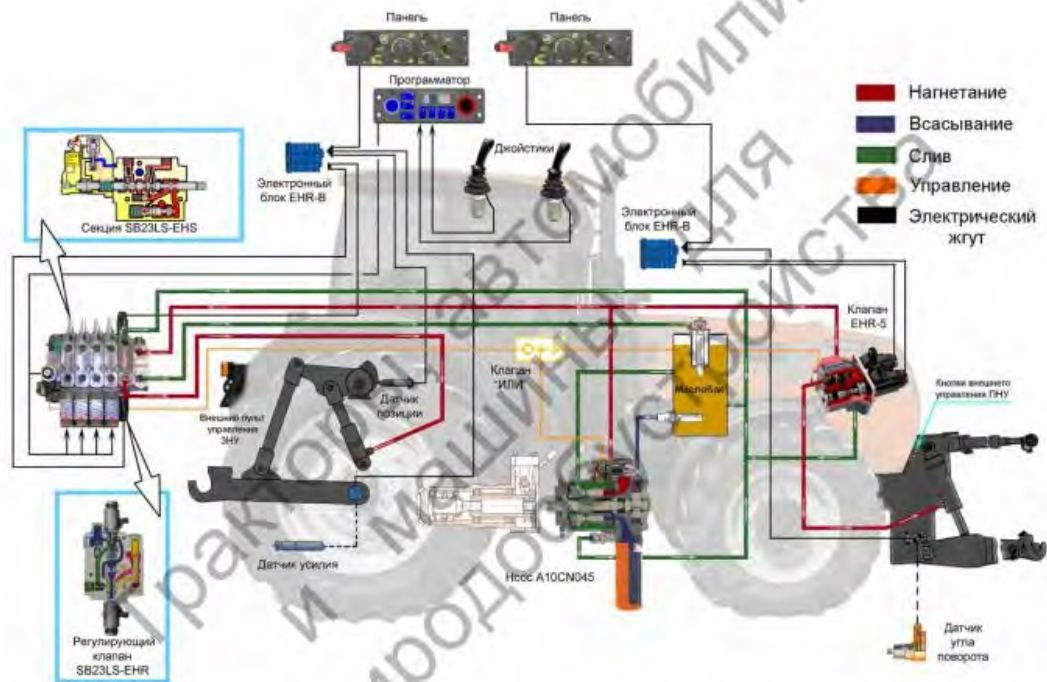
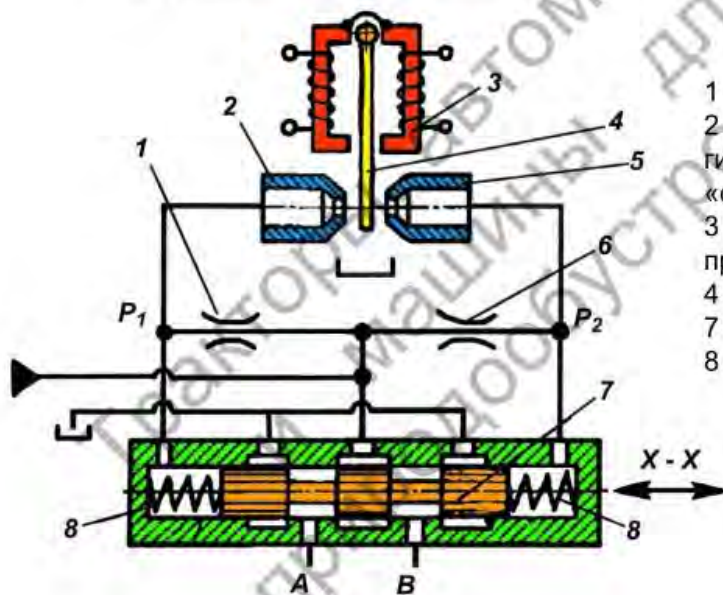






Схема двухкаскадного электрогидравлического усилителя мощности

(в первом каскаде гидравлического усиления используется гидроусилитель «сопло-заслонка»)



- 1 и 6 – гидродроссели;
- 2 и 5 – регулируемые гидродроссели «сопло-заслонка»;
- 3 – электромеханический преобразователь;
- 4 – заслонка;
- 7 – золотник;
- 8 – пружины.

4. НЕРЕГУЛИРУЕМЫЕ И РЕГУЛИРУЕМЫЕ ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОПЕРЕДАЧИ



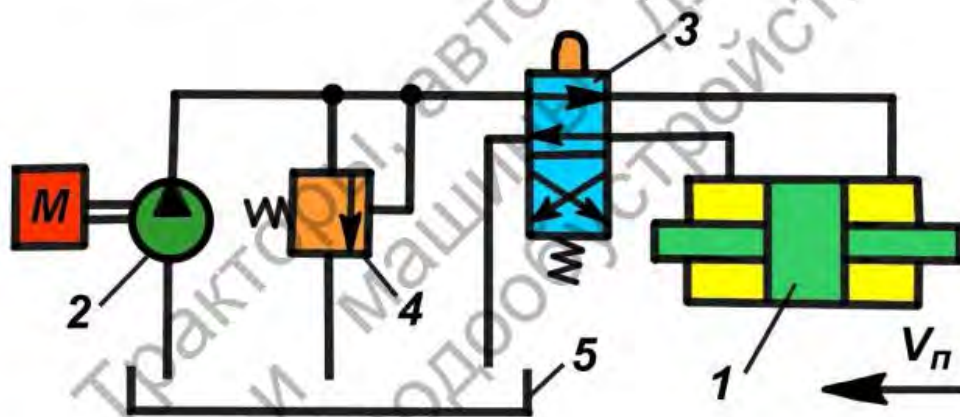
1. Нерегулируемый объемный гидропривод.

Способы регулирования объемных гидроприводов

Нерегулируемым гидроприводом называется гидропривод у которого возможно изменение только направления движения выходного звена при постоянной величине скорости.

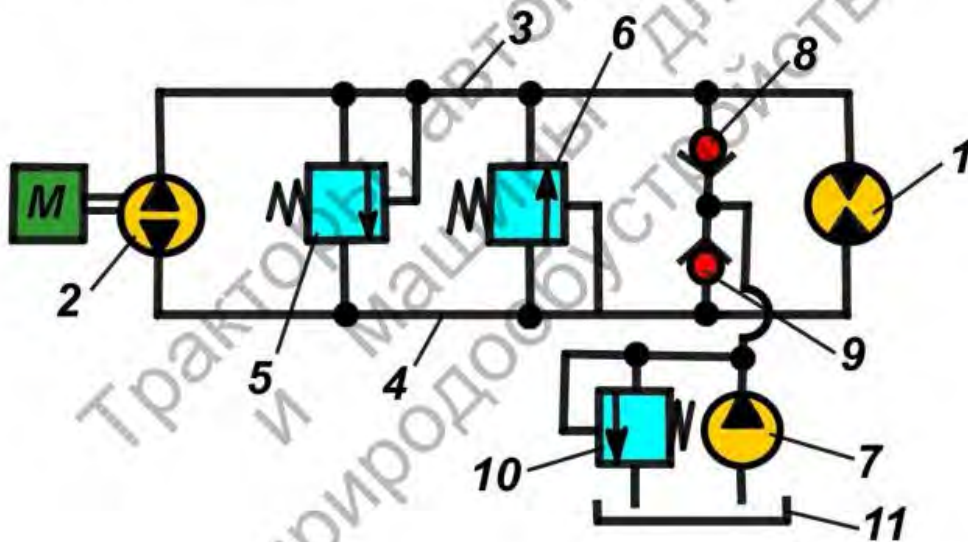
Нерегулируемый гидропривод поступательного движения

$$V_{\pi} = Q_{\pi} / S_{\pi} = \text{const}$$



Нерегулируемый гидропривод вращательного движения

$$n_r = Q_n / W_r = \text{const}$$



К регулируемым объемным гидроприводам относятся:

- гидроприводы, в которых имеется возможность регулирования скорости выходного звена (скорости движения поршня гидроцилиндра или частоты вращения вала гидромотора), в том числе:
- гидроприводы со стабилизацией скорости выходного звена;
- гидроприводы, в которых обеспечивается синхронизация движения выходных звеньев нескольких гидродвигателей;
- следящие гидроприводы.

Все способы регулирования скорости движения выходных звеньев объемных гидроприводов могут быть выполнены (без учета объемных потерь) на основании следующих формул:

$$V_{\text{п}} = \frac{Q}{S_{\text{п}}}, \quad n_{\text{г}} = \frac{Q}{W_{\text{г}}}.$$

Поступательного
движения

Вращательного
движения

где $V_{\text{п}}$ или $n_{\text{г}}$ – скорости выходного звена;

Q – расход;

$W_{\text{г}}$ – рабочий объем;

$S_{\text{п}}$ – площадь поршня.

Способы регулирования скорости движения выходных звеньев объемных гидроприводов:

- дроссельный;
- объемный (машинный);
- объемно-дроссельный.

2. Гидропривод с дроссельным регулированием скорости

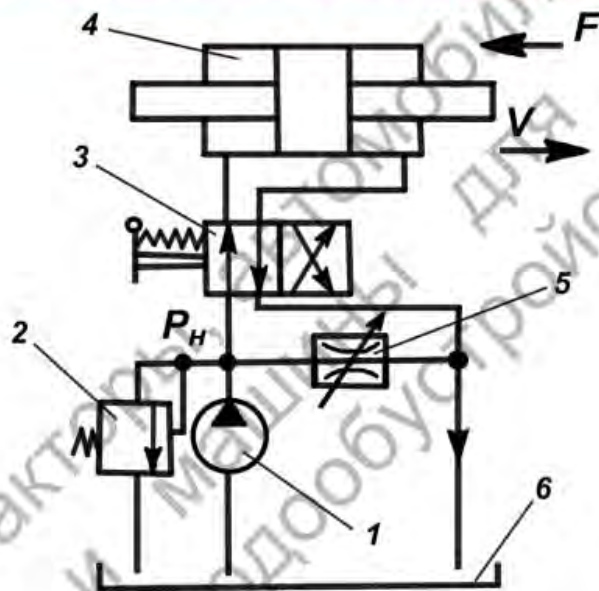
Дроссельный способ регулирования скорости

используется, когда гидропривод содержит нерегулируемые гидромашины (за счет изменения величины расхода Q).

В зависимости от места установки регулируемого гидродросселя гидроприводы различают;

- с параллельным включением гидродросселя;
- с последовательным включением гидродросселя.

С параллельным включением гидродросселя



Гидропривод с дроссельным регулированием скорости при параллельном включении дросселя

Расход Q_{Γ} , поступающий в гидроцилиндр

$$Q_{\Gamma} = Q_{\text{н}} - Q_{\text{др}},$$

где $Q_{\text{н}}$ – подача нерегулируемого насоса;

$Q_{\text{др}}$ – расход, сливающийся через регулируемый гидродроссель в бак.

$$Q_{\text{др}} = \mu S_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{\text{др}}},$$

где μ – коэффициент расхода гидродросселя;

$S_{\text{др}}$ – площадь проходного сечения гидродросселя;

ρ – плотность рабочей жидкости;

$\Delta p_{\text{др}}$ – перепад давления на гидродросселе.

$$\Delta p_{\text{др}} = \frac{F}{S_{\text{п}}},$$

где F – внешняя преодолеваемая нагрузка на штоке гидроцилиндра,
 $S_{\text{п}}$ – эффективная площадь поршня гидроцилиндра.

Скорость движения поршня гидроцилиндра

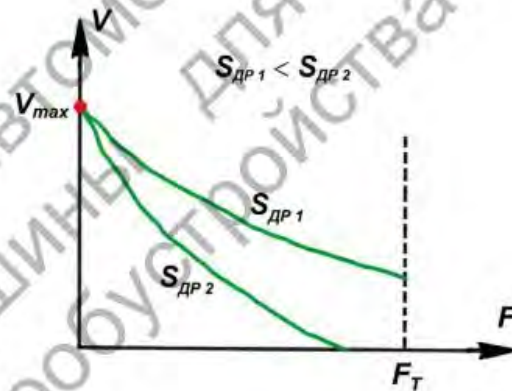
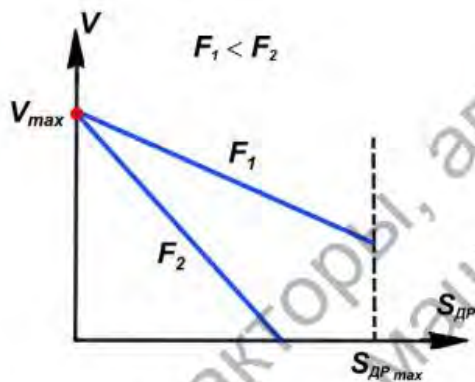
$$V = \frac{Q_{\text{г}}}{S_{\text{п}}} = \frac{1}{S_{\text{п}}} \left(Q_{\text{н}} - \mu S_{\text{др}} \sqrt{\frac{2 F}{\rho S_{\text{п}}}} \right)$$

Графические характеристиками регулируемых гидроприводов

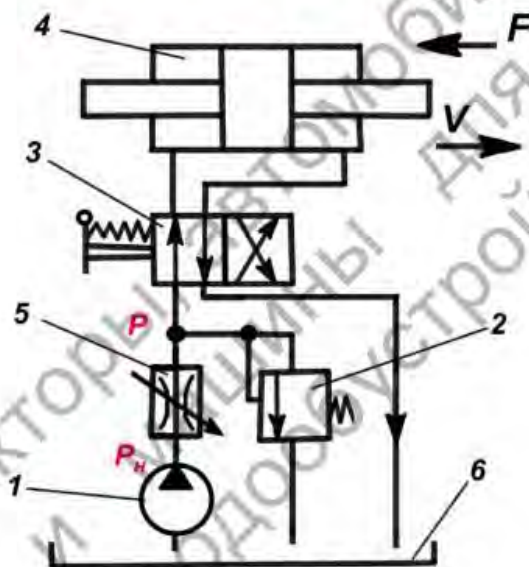
1. Регулировочная характеристика – это графическая зависимость регулируемой величины от параметра регулирования (в данном случае $V = f(S_{др})$) при постоянном значении внешней нагрузки.

2. Нагрузочная (механическая) характеристика – это графическая зависимость регулируемой величины (скорости) от величины внешней преодолеваемой нагрузки ($V = f(F)$) при постоянном значении параметра регулирования.

Характеристики гидропривода с дроссельным регулированием скорости при параллельном включении дросселя



При последовательном включении дросселя



2 – переливной
клапан

Гидропривод с дроссельным регулированием скорости при последовательном включении дросселя на входе в гидродвигатель

Расход Q_{Γ} , поступающий в гидроцилиндр

$$Q_{\Gamma} = Q_{\text{др}} = \mu S_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{\text{др}}}$$

где $\Delta p_{\text{др}}$ – перепад давления на гидродросселе

$$\Delta p_{\text{др}} = p_{\text{н}} - p = p_{\text{н}} - \frac{F}{S_{\text{п}}}$$

$p_{\text{н}}$ – давление на выходе насоса; поддерживается постоянным при помощи переливного клапана 2;

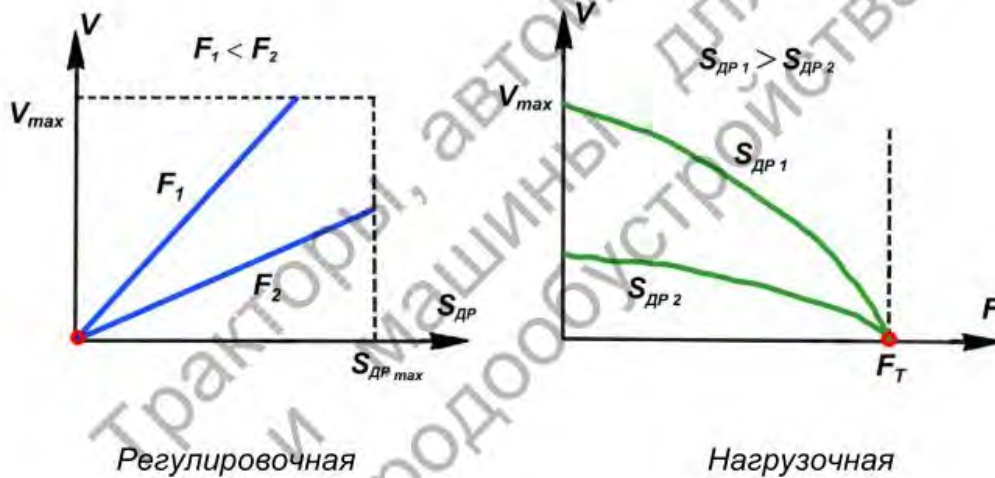
p – давление в левой полости гидроцилиндра 4 (на выходе из регулируемого дросселя 5); определяется внешней нагрузкой F на штоке гидроцилиндра 4.

Скорость движения поршня гидроцилиндра

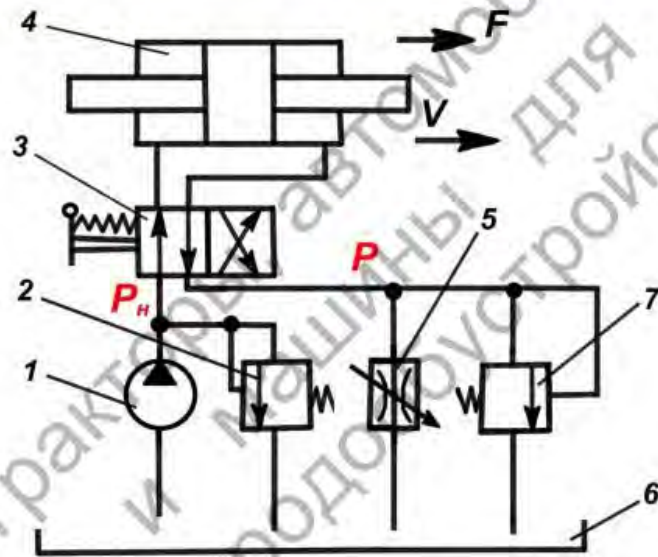
$$V = \frac{Q_{\Gamma}}{S_{\Pi}} = \mu \frac{S_{\text{др}}}{S_{\Pi}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_{\text{н}} - \frac{F}{S_{\Pi}} \right)}$$

Построим регулировочную и механическую характеристики гидропривода, в соответствии с формулой.

Характеристики гидропривода с дроссельным регулированием скорости при последовательном включении дросселя



Гидропривод с дроссельным регулированием скорости при последовательном включении дросселя на выходе из гидродвигателя



2 – переливной
клапан;
7 – предохранительный
клапан

Расход Q_{Γ} , проходящий через гидроцилиндр

$$Q_{\Gamma} = Q_{\text{др}} = \mu S_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{\text{др}}}$$

где $\Delta p_{\text{др}}$ – перепад давления на гидродресселе

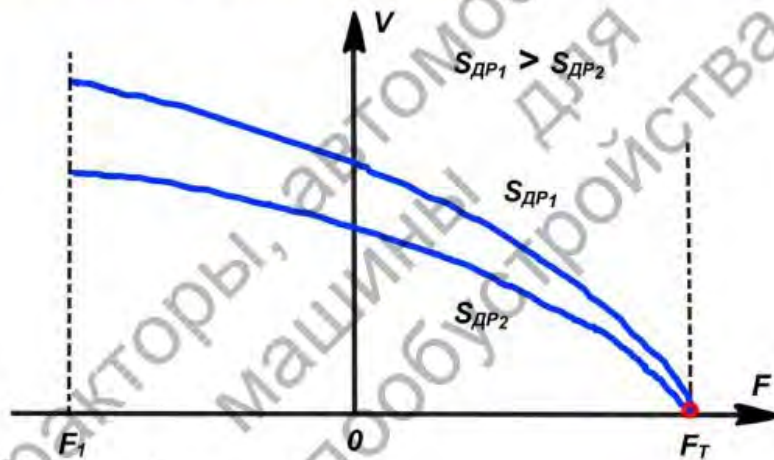
Уравнение равновесия поршня гидроцилиндра

$$p_{\text{н}} S_{\text{п}} = F + p S_{\text{п}}$$

Тогда

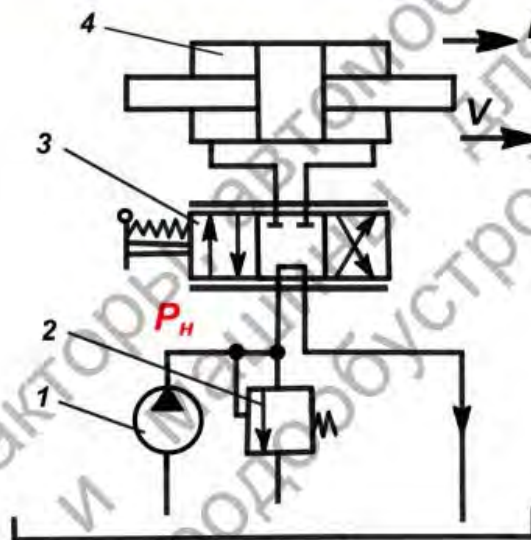
$$\Delta p_{\text{др}} = p = p_{\text{н}} - \frac{F}{S_{\text{п}}}$$

Нагрузочная характеристика гидропривода с дроссельным регулированием скорости при последовательном включении дросселя на выходе из гидродвигателя



F_1 ограничено давлением
настройки предохранительного
клапана 7

*Гидропривод с дроссельным регулированием скорости
при использовании дросселирующего гидрораспределителя*



2 – переливной
клапан

Дросселирующие окна в дросселирующем гидрораспределителе 3 создают одинаковое сопротивление потоку жидкости

$$\Delta p_{др 1} = \Delta p_{др 2} = \Delta p_{др}$$

Уравнение равновесия поршня гидроцилиндра

$$(p_n - \Delta p_{др}) S_{п} = F + \Delta p_{др} S_{п}$$

Получим

$$\Delta p_{др} = \frac{1}{2} \left(p_n - \frac{F}{S_{п}} \right)$$

Тогда

$$V = \frac{Q_{\Gamma}}{S_{\Pi}} = \mu \frac{S_{\text{др}}}{S_{\Pi}} \sqrt{\frac{1}{\rho} \left(p_{\text{н}} - \frac{F}{S_{\Pi}} \right)}$$

При использовании дросселирующего гидрораспределителя при прочих равных условиях скорость поршня гидроцилиндра в $\sqrt{2}$ раз меньше, чем при использовании одного гидродросселя.

При последовательном включении дросселя система регулирования скорости базируется на условии поддержания постоянного значения $p_{\text{н}}$ на выходе нерегулируемого насоса за счет слива части его подачи переливным клапаном. Такие гидроприводы получили название **"гидроприводы с постоянным давлением питания"**.

3. Способы стабилизации скорости в гидроприводах с дроссельным регулированием

Недостаток гидропривода с дроссельным регулированием – это зависимость скорости выходного звена от нагрузки на нем.

Системы стабилизации скорости обеспечивают повышение «жесткости» нагрузочной характеристики гидропривода.

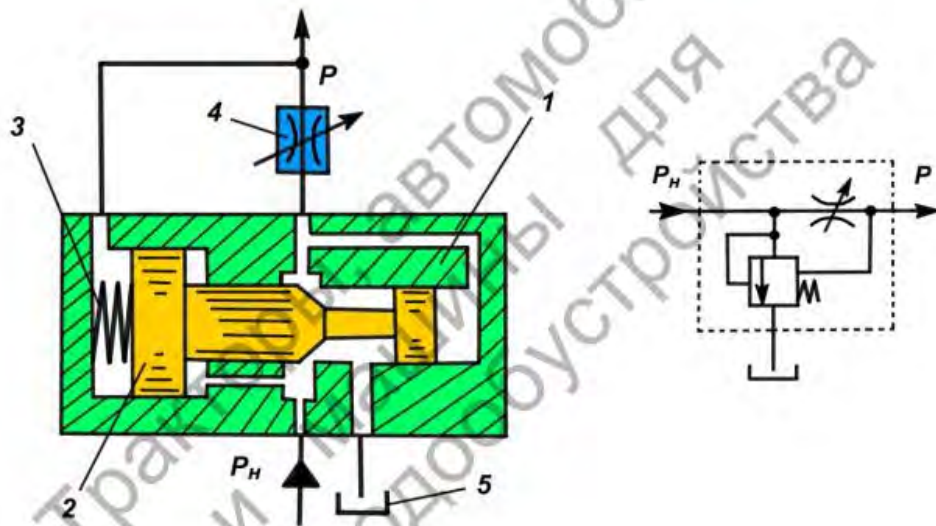
«Жесткость» нагрузочной характеристики – это независимость скорости выходного звена от нагрузки на нем.

Система стабилизации состоит из **дроссельных регуляторов расхода** и обеспечивает независимость перепада давления $\Delta p_{др}$ на регулируемом гидродросселе от нагрузки на выходном звене.

Используют два типа дроссельных регуляторов расхода:

- на основе переливного клапана,
- на основе редукционного клапана.

Дроссельный регулятор расхода на основе переливного клапана



Уравнение равновесия запорно-регулирующего элемента **2** переливного клапана

$$p_n S = F_{\Pi} + p S$$

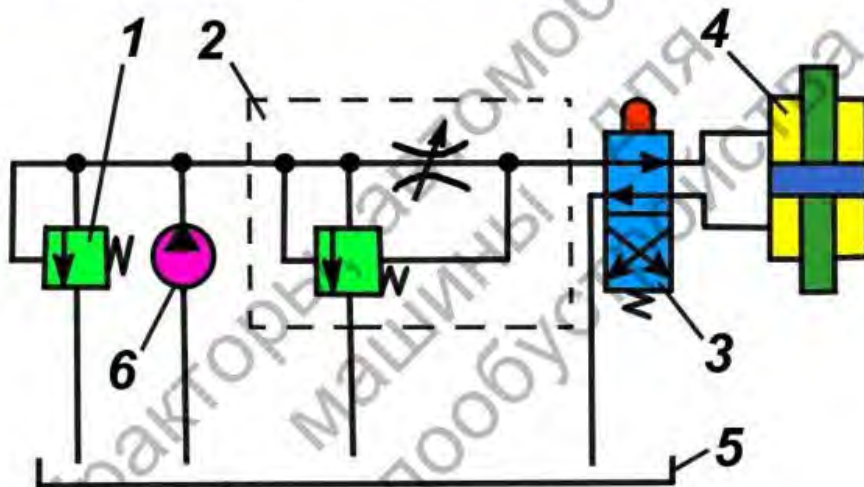
где F_{Π} – сила предварительного поджатия пружины **3**;

S – эффективная торцевая площадь запорно-регулирующего элемента **2**.

Так как максимальная величина перемещения запорно-регулирующего элемента **2** не превышает 1 мм, а жесткость пружины **3** минимальна, то можно записать:

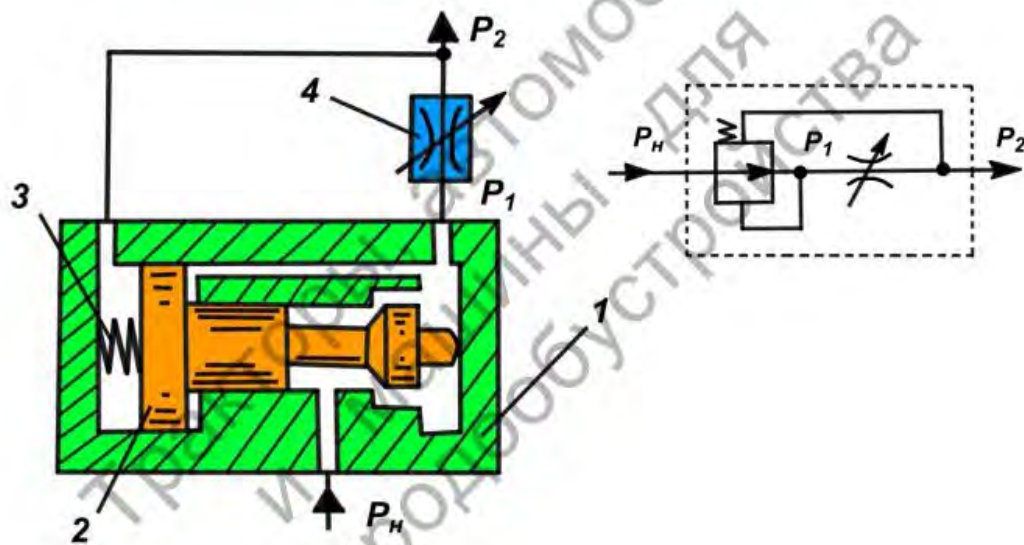
$$\Delta p_{\text{др}} = p_n - p = \frac{F_{\Pi}}{S} = \text{const}$$

Гидропривод с дроссельными регуляторами расхода и переменным давлением питания



1 – предохранительный клапан; 2 – дроссельный регулятор расхода на основе переливного клапана.

*Дроссельный регулятор расхода на основе
редукционного клапана*



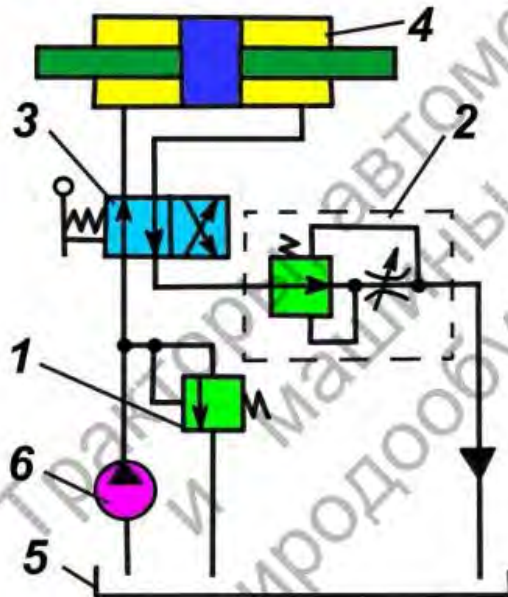
Уравнение равновесия запорно-регулирующего элемента **2** редуционного клапана (давление p_n не создает усилия):

$$p_1 S = F_n + p_2 S$$

Так как максимальная величина перемещения запорно-регулирующего элемента **2** не превышает 1 мм, а жесткость пружины **3** минимальна, то можно записать:

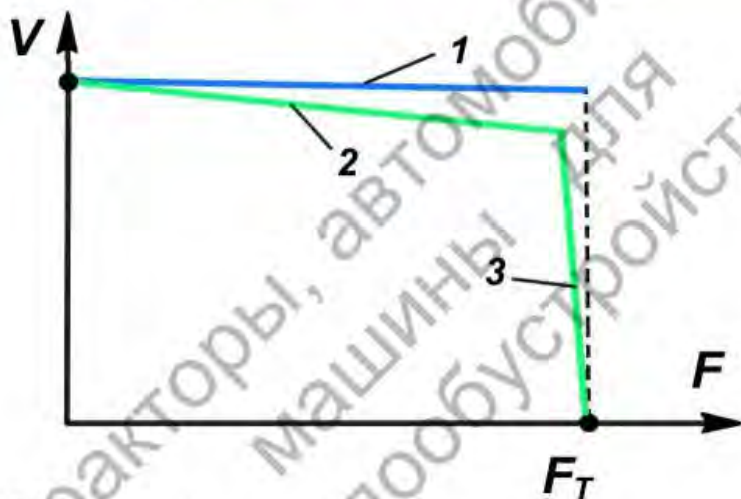
$$\Delta p_{др} = p_1 - p_2 = \frac{F_n}{S} = \text{const}$$

*Гидропривод с дроссельным регулятором расхода
и постоянным давлением питания*



- 1 – переливной клапан;
2 – дроссельный регулятор
расхода на основе
редукционного клапана.

Нагрузочная характеристика гидропривода с системой стабилизации скорости

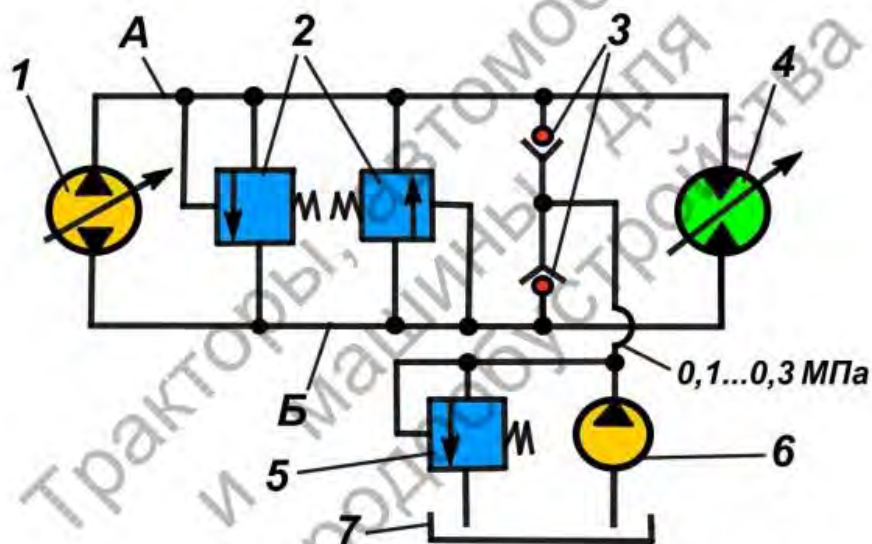


- 1 – идеальная нагрузочная характеристика;
- 2 – реальная характеристика (без допущений: максимальная величина перемещения запорно-регулирующего элемента не превышает 1 мм, жесткость пружины минимальна);
- 3 – сработал предохранительный клапан.

4. Гидропривод с объемным регулированием скорости

При **объемном способе регулирования** скорость движения выходного звена гидропривода изменяется за счет изменения рабочего объема насоса (изменяется величина расхода Q , поступающего в гидродвигатель), либо гидромотора (W_r), или за счет изменения рабочих объемов обеих гидромашин.

Гидропривод с объемным регулированием скорости



Параметр регулирования рабочего объема e (относительный рабочий объем) гидромашины

$$e_{\text{н}} = \frac{W_{\text{н}}}{W_{\text{н max}}}, \quad e_{\text{г}} = \frac{W_{\text{г}}}{W_{\text{г max}}}$$

где W – действительный рабочий объем

$$e = 0 \dots 1$$

При реверсе $e = -1 \dots 1$

Расход Q_H , поступающий от насоса в напорную гидролинию

$$Q_H = W_H \cdot n_H = e_H \cdot W_{H \max} \cdot n_H$$

Расход Q_G , потребляемый гидромотором

$$Q_G = W_G \cdot n_G = e_G \cdot W_{G \max} \cdot n_G$$

где n_H – частота вращения вала насоса,

n_G – частота вращения вала гидромотора.

При работе гидропривода без перегрузки (предохранительные клапаны закрыты):

$$Q_n = Q_r$$

Получим

$$n_r = \frac{e_n}{e_r} \cdot \frac{W_{n \max}}{W_{r \max}} \cdot n_n$$

Момент сопротивления M_r

$$M_r = \frac{1}{2\pi} W_{r \max} e_{r \min} [\Delta p_r] \eta_{rM},$$

где η_{rM} – механический КПД гидромотора.

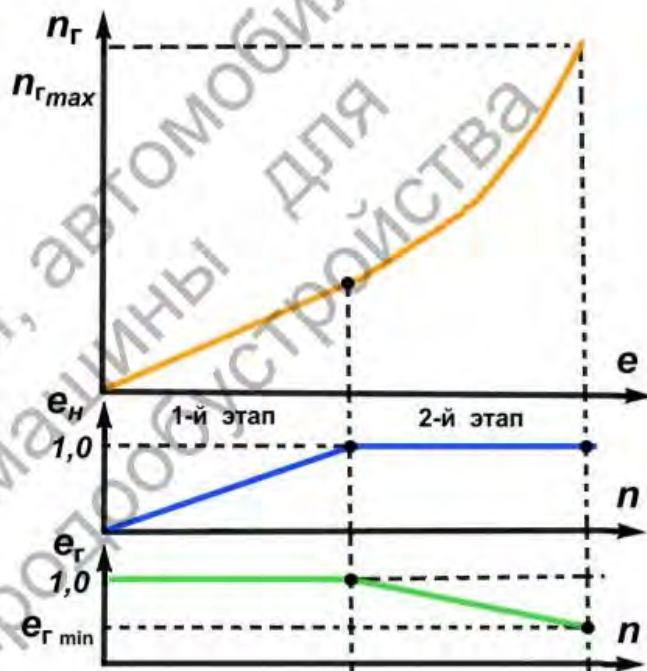
Регулировочная характеристика гидропривода с объемным регулированием скорости

1-й этап – $e_{\Gamma} = 1$,

изменяется e_H от нуля до 1;

2-й этап – $e_H = 1$,

изменяется e_{Γ} от 1 до $e_{\Gamma \min}$.



Нагрузочная характеристика гидропривода с объемным регулированием скорости



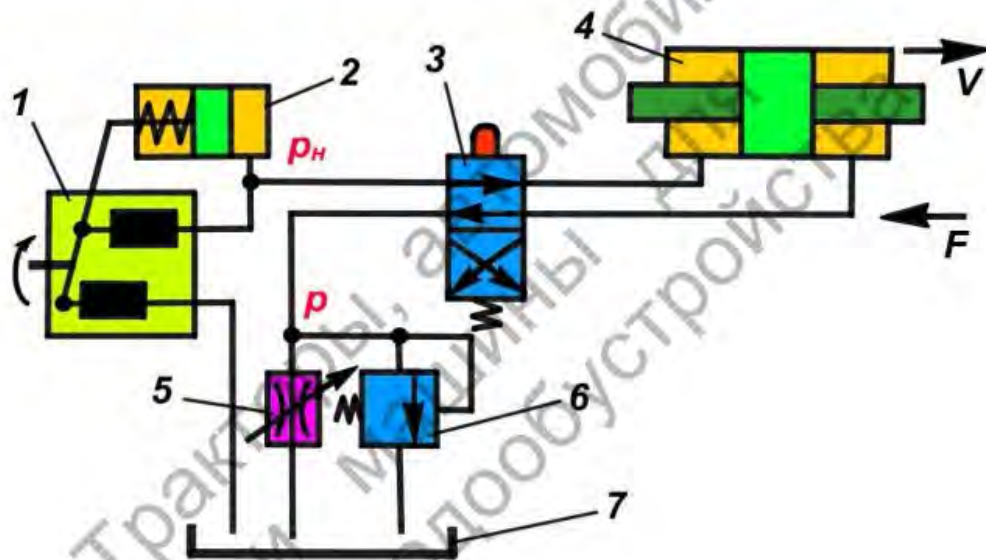
При отсутствии потерь гидропривод имеет абсолютно «жесткую» нагрузочную характеристику – прямая 1.

При наличии потерь в гидроприводе имеем реальную нагрузочную характеристику – прямая 2.

5. Гидропривод с объемно-дроссельным регулированием

Объемно-дроссельный (машинно-дроссельный), способ регулирования скорости выходного звена объемного гидропривода заключается в том, что в гидроприводе постоянного давления питания с дроссельным регулированием скорости используется регулируемый насос.

Гидропривод с объемно-дроссельным регулированием скорости

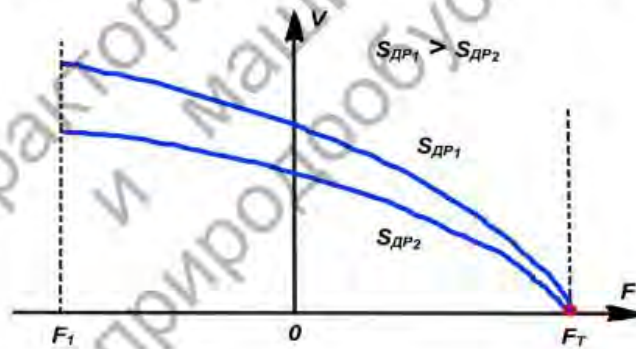


1 – аксиально-поршневой насос; 2 – автомат регулирования подачи;
3 – распределитель; 4 – гидроцилиндр; 5 – регулируемый дроссель;
6 – переливной клапан; 7 – бак.

Скорость движения поршня гидроцилиндра

$$V = \frac{Q_r}{S_{\pi}} = \mu \frac{S_{\text{др}}}{S_{\pi}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_{\text{н}} - \frac{F}{S_{\pi}} \right)}$$

Нагрузочная характеристика гидропривода с объемно-дроссельным регулированием скорости при последовательном включении дросселя на выходе из гидродвигателя

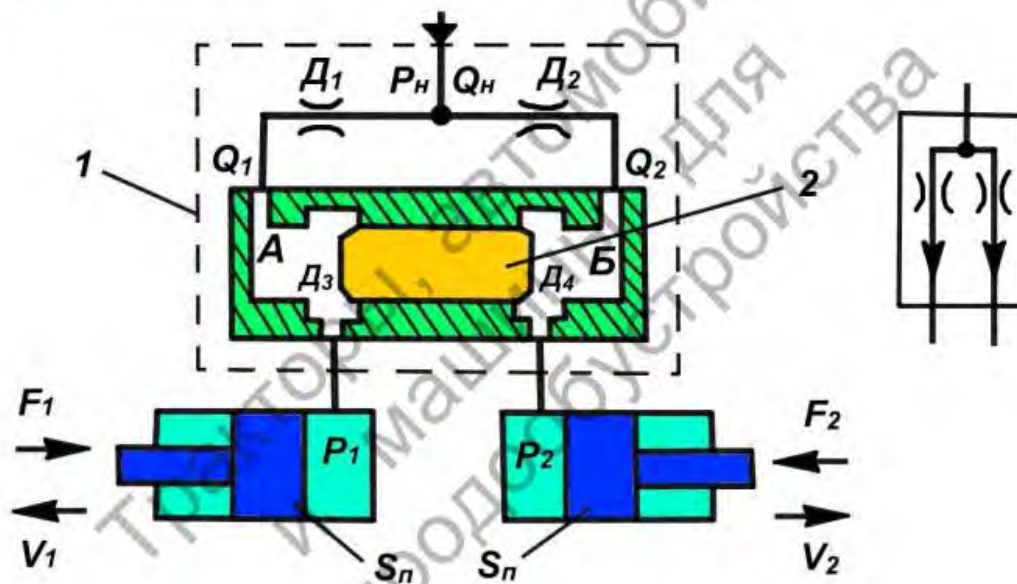


6. Системы синхронизации движения выходных звеньев нескольких гидродвигателей

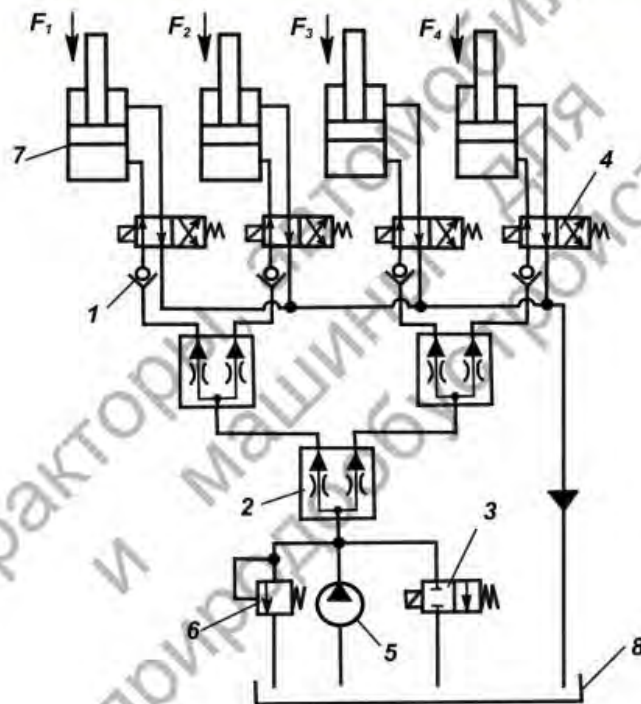
Системы синхронизации предназначены для одновременного и синхронного действия нескольких исполнительных гидродвигателей, к которым рабочая жидкость подается от одного насоса.

В гидроприводах наибольшее распространение получили *дрессельные* и *объемные* способы синхронизации.

При **дрессельном способе синхронизации** используют дроссельные делители потока.

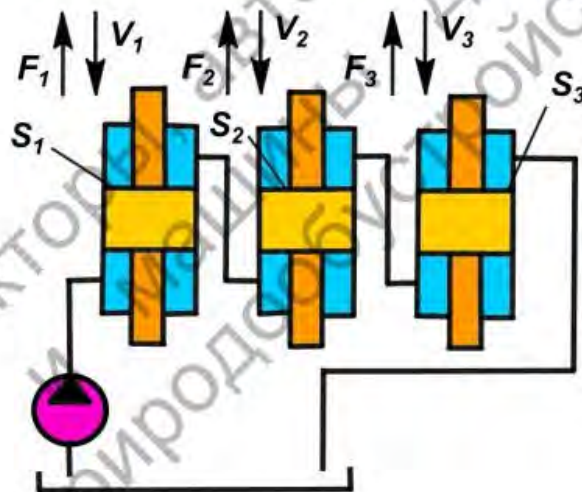


Гидропривод с дроссельной системой синхронизации

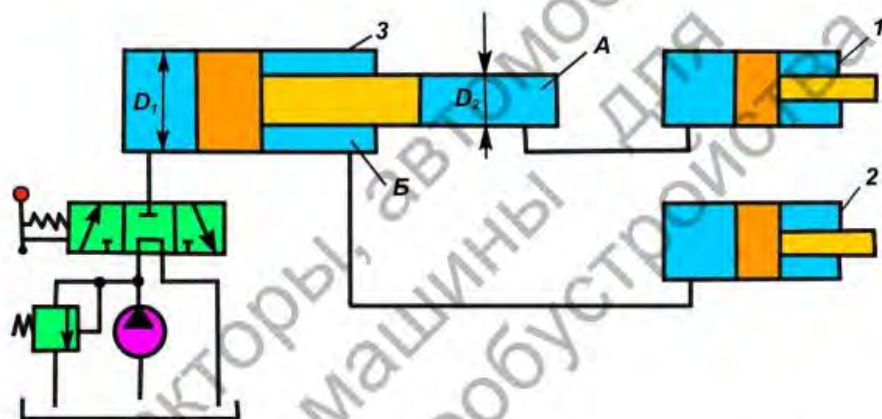


Объемные способы синхронизации базируются на использовании принципа **объемного дозирования расхода**, подводимого к гидродвигателям.

Последовательное включение гидроцилиндров



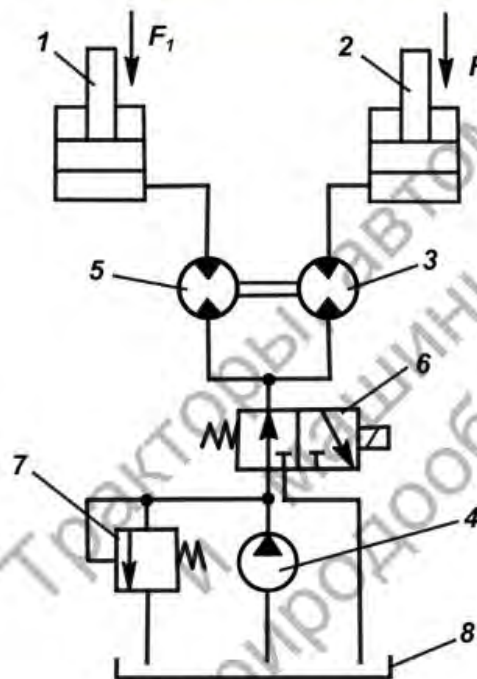
Гидропривод с объемной синхронизацией с использованием дозатора в виде двухкамерного гидроцилиндра



Соотношение скоростей

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{S_1}{S_2} = \frac{D_2^2}{D_1^2 - D_2^2}$$

Гидропривод с объемной синхронизацией



$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{W_{r1} \cdot n}{W_{r2} \cdot n} =$$

$$= \frac{W_{r1}}{W_{r2}} = \text{const}$$

7. Следящие гидроприводы

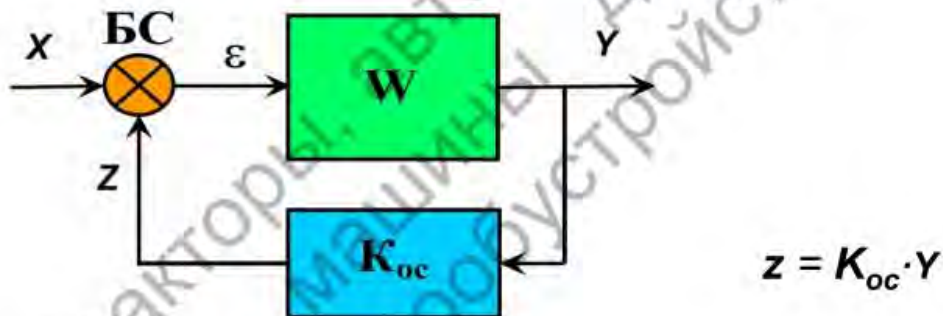
Следящим называется гидропривод, в котором перемещение его выходного звена находится в строгом соответствии с величиной управляющего воздействия.

Следящий гидропривод используется в качестве **гидравлического усилителя мощности** – устройства, которое помимо передачи сигнала управления обеспечивает одновременное увеличение его мощности за счет использования возможностей гидропривода.

Коэффициент усиления – отношением мощности на выходном звене к мощности сигнала управления гидроприводом.

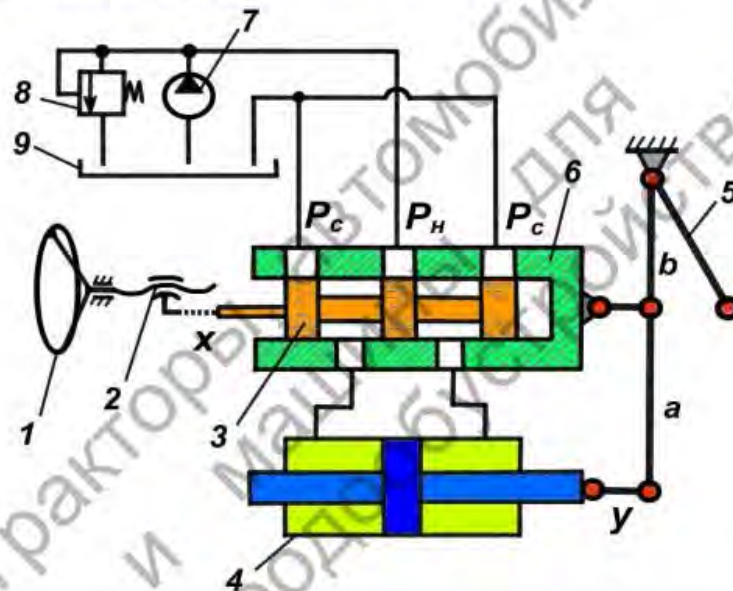
Следящий гидропривод это автоматическое устройство которое называют **системой с отрицательной обратной связью** (в соответствии с теорией автоматического управления).

Блок-схема следящего гидропривода



x – сигнал управления; y – выходной сигнал; z – сигнал обратной связи;
 ϵ – сигнал рассогласования; **БС** – блок согласования; K_{oc} – коэф-ент
усиления цепи обратной связи; **W** – исполнительное устройство.

**Схема гидроусилителя рулевого управления на основе
следающего гидропривода**



1 – рулевое колесо ; 2 – передача рулевого механизма; 3 – золотник;
4 – гидроцилиндр; 5 – рулевая тяга (сошка); 6 – корпус дросселирующего
распределителя; 7 – насос; 8 – клапан; 9 – бак.

Тракторы, автомобили
и машины для
природообустройства