

## 2. ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОПЕРЕДАЧИ

### 2.1. Устройство, принцип действия и классификация гидроприводов

Приводом называется совокупность устройств, обеспечивающих реализацию и регулирование, в том числе дистанционное, автоматическое и полуавтоматическое (т. е. наличие человека-оператора), движений, положений или усилий на исполнительных органах машин и технологического оборудования. Различают механический, электрический, пневматический, гидравлический приводы. В механическом приводе движение передается и преобразуется посредством твердых тел; в электрическом – посредством электричества; в пневматическом – сжатым газом, а в гидравлическом – жидкостью под давлением.

Гидропривод состоит из гидропередачи, устройства управления, вспомогательных устройств и вспомогательных линий.

**Гидропередача** является силовой частью гидропривода. В нее входят насос, гидродвигатель и магистральная линия. В насосе механическая энергия приводного двигателя преобразуется в энергию потока рабочей жидкости (гидравлическую энергию), а в гидродвигателе гидравлическая энергия преобразуется снова в механическую (энергию прямолинейного движущегося поршня или вращающегося ротора). Магистральная линия служит для передачи рабочей жидкости от насоса к гидродвигателю и обратно и состоит из всасывающей, напорной и сливной линий.

**Устройства управления** (распределители и регуляторы) служат для управления потоком жидкости. В общем случае устройствами управления воздействуют или на насос, или на поток рабочей жидкости в магистральной линии, или на гидродвигатель.

**Вспомогательные устройства** (фильтры, клапаны, охлаждающие устройства, гидроаккумуляторы, резервуары) выполняют

функции хранения и поддержания необходимого качества рабочей жидкости.

**Вспомогательные линии** соединяют устройство управления или вспомогательное устройство с магистральной линией.

По роду гидропередач гидроприводы делят на объемные и гидродинамические.

По системе питания насосов гидроприводы бывают с разомкнутой, замкнутой и комбинированной системами циркуляции рабочей жидкости.

К основным преимуществам гидропривода относят:

- возможность передачи больших сил и мощностей при относительно небольших размерах установок;
- широкий диапазон бесступенчатого регулирования скорости выходного звена, что позволяет осуществить рациональный режим работы исполнительных органов машины;
- возможность получения характеристик в соответствии с нагрузочными характеристиками машин, что улучшает эксплуатационные качества последних;
- простота реверсирования без необходимости изменения направления вращения приводного двигателя;
- возможность получения главных движений и частых быстрых переключений на ходу машины;
- возможность применения систем автоматического, программного и дистанционного управления, оперативного контроля манометрами величин сил и давлений.

Из недостатков гидравлического привода можно отметить следующее:

- понижение коэффициента полезного действия гидропривода при значительных скоростях движения жидкости ввиду повышенных потерь энергии на преодоление гидравлических сопротивлений;
- проникновение воздуха в рабочую жидкость вызывает явление гидравлического удара, что снижает надежность соединений и уплотнений;

- нагрев рабочей жидкости, что в ряде случаев требует применения средств тепловой защиты;
- утечка жидкости и в определенной степени ее сжимаемость влияют на точный расчет движения.

Уменьшить влияние отмеченных недостатков на работу машин можно при правильном выборе гидросхем и конструировании гидроузлов.

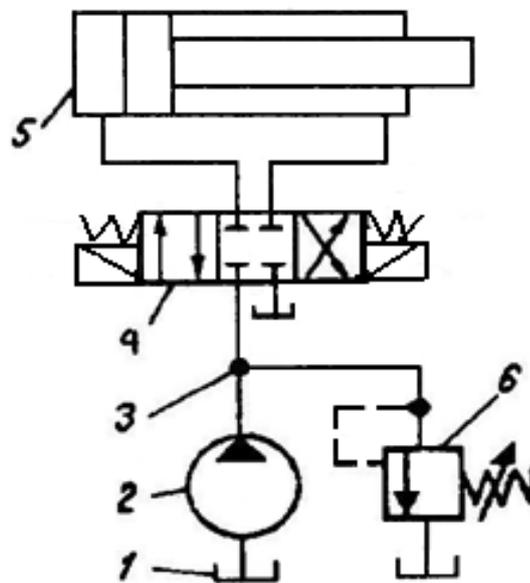
**Объемным гидроприводом** называют совокупность устройств в составе одного или нескольких объемных гидродвигателей, приводимых в движение посредством рабочей жидкости под давлением. Таким образом, основой объемного гидропривода является гидростатическое давление, а следствием – перемещение объемов жидкости под давлением в замкнутом пространстве – движение рабочих органов (гидродвигателей). Объемная гидропередача составляет часть объемного гидропривода и служит для передачи движения от приводного двигателя к машинам и механизмам.

В объемных гидроприводах обычно используют роторные насосы: роторно-поршневые, пластинчатые, винтовые, шестеренные.

Объемный гидропривод, в котором рабочую жидкость подают в объемный гидродвигатель насосом, называют насосным. В состав насосного гидропривода входят насос (источник гидравлической энергии) и гидродвигатель (приемник гидравлической энергии), соединенные трубопроводами, а также гидроаппаратура, управляющая работой гидропривода.

Принцип действия объемного гидропривода основан на малой сжимаемости рабочей жидкости и ее способности передавать оказываемое на нее давление (закон Паскаля). В объемном гидроприводе пьезометрический напор  $p/(\rho g)$  с помощью объемных гидродвигателей преобразуется в механическую энергию. Удельной энергией положения и удельной кинетической энергией жидкости при расчете объемных гидроприводов обычно пренебрегают ввиду их незначительной величины в сравнении с напором.

На рисунке 2.1 показана принципиальная схема объемного гидропривода с возвратно-поступательным движением поршня силового гидроцилиндра (гидродвигателя). Рабочая жидкость из резервуара 1 насосом 2 нагнетается в коллектор 3 и далее через четырехлинейный распределительный орган 4 – в левую или правую полости гидравлического цилиндра 5. Из нерабочей полости цилиндра жидкость через другие ходы распределительного органа вытесняется в резервуар. Клапан 6, отрегулированный на определенное давление, предохраняет систему от перегрузок.



*Рис. 2.1. Принципиальная схема объемного гидропривода:  
1 – бак; 2 – насос; 3 – коллектор; 4 – трехпозиционный четырехходовой  
распределитель; 5 – силовой гидроцилиндр;  
6 – предохранительный клапан*

Во избежание значительной пульсации жидкости, нагнетаемой насосом, его, как правило, выполняют многоцилиндровым или же в системе включают аккумулятор.

Насос и гидравлический цилиндр с поршнем работают по принципу сообщающихся сосудов. Жидкость, вытесняемая поршнем из цилиндра насоса, по трубопроводам поступает в рабочую полость гидравлического цилиндра, сообщая движение поршню. Если пренебречь сжимаемостью жидкости и утечками ее через неплотно-

сти, то объем жидкости, нагнетаемой насосом, можно считать равным объему жидкости, расходуемой исполнительным механизмом. Таким образом, жидкость в объемном гидравлическом приводе работает как транслятор или преобразователь силы и скорости.

Основными рабочими элементами гидродинамического гидропривода – гидродинамической передачи – являются колесо центробежного насоса и колесо турбины. Рабочее колесо центробежного насоса насажено на ведущий вал (вал двигателя). Колесо турбины закреплено на ведомом валу, соосном с ведущим валом. Оба колеса предельно сближены (зазор 3...10 мм). При вращении ведущего вала, а следовательно, и рабочего колеса центробежного насоса рабочая жидкость проходит через лопастные каналы и выбрасывается по периферии колеса, попадая непосредственно или через направляющие аппараты на лопасти турбины, приводя ее во вращение.

При выходе из колеса турбины рабочая жидкость вновь попадает на вход колеса центробежного насоса, и цикл повторяется. Таким образом, механическая энергия насосного колеса сначала передается потоку рабочей жидкости, а через него и турбинному колесу.

Гидродинамические передачи разделяют на гидромуфты (гидросцепления)(рис. 2.2) и гидротрансформаторы(рис. 2.3).

**Гидромуфта** не имеет направляющих аппаратов, трансформирующих энергию потока, и состоит из рабочего колеса центробежного насоса, установленного на ведущем валу, и колеса турбины, закрепленного на ведомом валу. Изменение частоты вращения ведомого вала достигают регулированием производительности насоса путем изменения частоты вращения ведущего вала, степени заполнения рабочих полостей жидкостью, а также раздвижением колес и изменением площади сечения рабочего потока. Из-за отсутствия направляющего аппарата потери напора в гидромуфте незначительны, коэффициент полезного действия достигает 0,95...0,97.

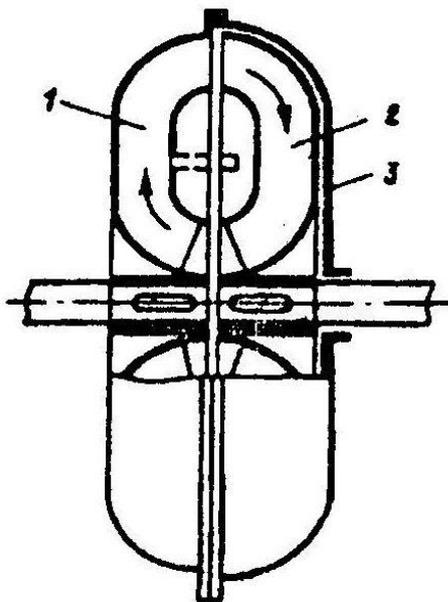


Рис. 2.2. Схема гидромукфты:

- 1 – насосное колесо;
- 2 – турбинное колесо;
- 3 – корпус

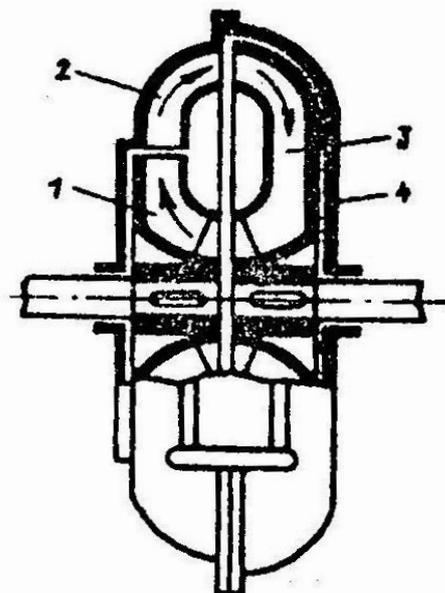


Рис. 2.3. Схема гидротрансформатора:

- 1 – насосное колесо;
- 2 – направляющий аппарат;
- 3 – турбинное колесо; 4 – корпус

**Гидротрансформатор** предназначен как для осуществления эластичного сцепления рабочих валов, так и для преобразования крутящего момента, передаваемого от ведущего вала к ведомому.

Для изменения крутящего момента в конструкцию гидротрансформатора, кроме насосного и турбинного колес, входит направляющий аппарат. Рабочая жидкость, подаваемая насосным колесом на турбинное колесо, возвращаясь обратно, проходит через направляющий аппарат, который изменяет направление и скорость потока рабочей жидкости, вследствие чего передаваемый крутящий момент может быть увеличен в несколько раз по сравнению с крутящим моментом двигателя. Расположением насосных и турбинных колес, направляющих аппаратов гидротрансформаторов обеспечивается возможность прямого и обратного хода.

Объемные гидроприводы классифицируются по источнику подачи рабочей жидкости, характеру движения выходного звена, возможности регулирования входного или выходного звена, возможно-

сти регулирования входного или выходного звена, по циркуляции рабочей среды и т. д.

**По источнику подачи рабочей жидкости** гидроприводы подразделяются на насосные, безнасосные, аккумуляторные, магистральные и с пиротехническим источником.

**Насосный гидропривод** – гидропривод, в котором рабочая жидкость подается в объемный гидродвигатель насосом, входящим в состав этого привода. В машинах технологического оборудования насосный гидропривод с объемными насосами получил преимущественное применение.

**Безнасосный гидропривод** – гидропривод, работающий по принципу сообщающихся сосудов и приводимый в действие механическим способом.

**Аккумуляторный гидропривод** – гидропривод, в котором рабочая жидкость подается в объемный гидродвигатель из гидроаккумулятора, предварительно заряженного от внешнего источника, не входящего в состав привода.

**Магистральный гидропривод** – гидропривод, в котором рабочая жидкость подается в объемный гидродвигатель от гидромагистрали, не входящей в состав привода.

**Гидропривод с пиротехническим источником подачи рабочей жидкости** – гидропривод однократного действия, в котором рабочая жидкость подается в объемный гидродвигатель за счет вытеснения ее из баллона продуктами сгорания, например, пороха.

**По характеру движения выходного звена** гидроприводы подразделяются на гидроприводы поступательного, вращательного и поворотного движения соответственно с поступательным, вращательным и поворотным движением выходного звена объемного гидродвигателя.

**По циркуляции рабочей среды** объемные гидроприводы разделяются на гидроприводы с замкнутым и разомкнутым контурами циркуляции рабочей жидкости.

**Гидропривод с замкнутым контуром циркуляции** – гидропривод, в котором рабочая жидкость от объемного гидродвигателя поступает непосредственно во всасывающую гидролинию насоса.

**Гидропривод с разомкнутым контуром циркуляции** – гидропривод, в котором рабочая жидкость от объемного гидродвигателя поступает в гидробак.

Схемы с разомкнутым контуром циркуляции рабочей жидкости (разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости) и с замкнутым контуром циркуляции рабочей жидкости (замкнутой циркуляцией рабочей жидкости) приведены на рис. 2.4 а, б.

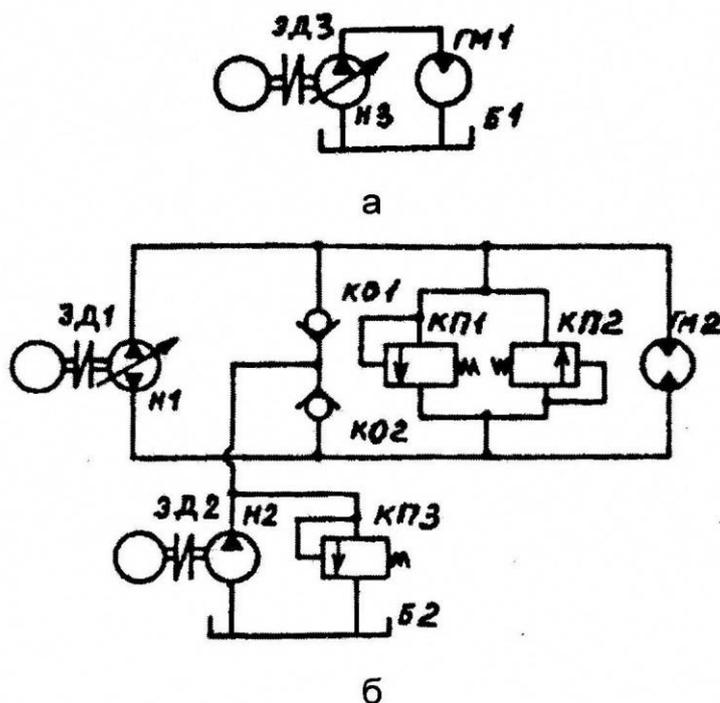


Рис. 2.4. Схемы разомкнутой (а) и замкнутой (б) циркуляции рабочей жидкости в гидроприводах:

Б1, Б2 – гидробаки; ГМ1, ГМ2 – гидромоторы; КО1, КО2 – обратные клапаны; КП1, КП2 – предохранительные клапаны;  
 КП3 – перепускной клапан; Н1, Н2, Н3 – насосы;  
 ЭД1, ЭД2, ЭД3 – приводные электродвигатели

При разомкнутой схеме циркуляции отработанная жидкость из гидромотора ГМ1 сливается в гидробак Б1, откуда по всасывающей

гидролинии вновь засасывается насосом Н3 и подается в напорную гидролинию. При замкнутой системе циркуляции отработанная жидкость из гидромотора ГМ2 поступает непосредственно в насос Н1. Утечки жидкости восполняются подкачивающим насосом Н2, подающим жидкость через обратные клапаны КО1, КО2, избыток жидкости (при повышении давления сверх установленного) сливается через предохранительные КП1 и КП2 и переливной КП3 клапаны по сливной гидролинии в гидробак Б2.

Преимущества замкнутой системы циркуляции рабочей жидкости:

- рабочую жидкость подают в насос Н1 под избыточным давлением, что исключает явление кавитации и позволяет насосу работать с большей частотой вращения;
- исключено попадание воздуха в гидросистему;
- рабочая жидкость изолирована от окружающей среды и поэтому меньше засоряется;
- направление потока в магистральной линии любое.

Из недостатков замкнутой системы циркуляции рабочей жидкости можно отметить следующее:

- условия охлаждения рабочей жидкости;
- сложную конструкцию фильтров для улавливания механических частиц при разных направлениях потока;
- сложность конструкции системы.

Разомкнутая система обладает следующими преимуществами:

- простота, отсутствие необходимости в дополнительном насосе;
- возможность одним насосом подавать рабочую жидкость нескольким потребителям;
- лучшее охлаждение рабочей жидкости ввиду более длинного пути ее движения и большого объема в гидросистеме.

Недостатки разомкнутой системы:

- большие габаритные размеры установки;

- давление при всасывании обычно меньше атмосферного, что ограничивает применение быстроходных насосов из-за возможной кавитации;

- вакуум во всасывающей линии является причиной проникновения воздуха в гидросистему, что ухудшает работу гидропривода: возникает вибрация, уменьшается подача насоса, интенсивно окисляется рабочая жидкость.

Рассмотренные системы циркуляции нередко используют в комбинации: часть отработанной жидкости в гидродвигателе сливается в резервуар, а другая часть вместе с жидкостью, подаваемой подпиточным насосом, поступает в основной насос.

**Регулируемым гидроприводом** называется объемный гидропривод, в котором скорость выходного звена объемного гидродвигателя может регулироваться по требуемому закону или по желанию оператора машины. (В нерегулируемых гидроприводах скорость перемещения рабочего органа всегда остается неизменной).

Регулирование перемещения рабочих органов может быть **ступенчатым** и **бесступенчатым**. Ступенчатое регулирование осуществляется посредством ступенчатого изменения подачи или расхода рабочей жидкости в ведущем или ведомом звене. Например, если ведущее звено гидropередачи состоит из ряда насосов, а ведомое – из ряда гидродвигателей, то включением одного, двух или нескольких насосов создается различная ступенчатая подача рабочей жидкости, а включением одного, двух или нескольких гидродвигателей создаются различные ступенчатые расходы на включенные гидродвигатели. Изменяя количество подключенных насосов с одинаковыми или различными подачами, а также включая или выключая различное количество гидродвигателей, можно плавно переходить от одной скорости перемещения ведомого звена к другой.

Бесступенчатое регулирование скорости движения ведомого звена осуществляется посредством регулируемого насоса или гидродвигателя, а также путем дроссельного регулирования.

**По регулируемому устройству** изменение скорости движения выходного звена гидропривода можно осуществить различными регулирующими устройствами. При наличии в гидроприводе регулируемых насоса или гидромотора можно осуществить бесступенчатое **объемное регулирование**.

При отсутствии в гидроприводе регулируемых насосов или гидромоторов бесступенчатое регулирование скоростей движения выходного звена можно осуществить **дроссельным регулированием** путем перепуска части рабочей жидкости, подаваемой насосом под давлением, через предохранительный гидроклапан.

Бесступенчатое (в ограниченных пределах) регулирование скорости движения выходного звена при нерегулируемом насосе можно осуществить также, изменяя частоту вращения двигателя, приводящего в действие насос. В этом случае при неизменном рабочем объеме насоса осуществляется изменение подачи насоса.

Объемный способ регулирования обычно применяется в гидроприводах с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости и осуществляется изменением рабочего объема насоса (рис. 2.5, а, б), или изменением рабочего объема гидромотора (рис. 2.5, в), или изменением рабочих объемов насоса и гидромотора (рис. 2.5, г).

При объемном способе регулирования максимально используется приводная мощность двигателя, которая выбирается исходя из максимальной мощности, развиваемой насосом, с учетом общего КПД гидропривода.

Мощность, развиваемая насосом, без учета его КПД, вычисляется по формуле\*

$$N_1 = p_1 Q_1 = p_1 n_1 q_1 = N. \quad (2.1)$$

Соответственно мощность, потребляемая гидромотором, без учета его КПД, равна\*

$$N_2 = p_2 Q_2 = p_2 n_2 q_2 = N, \quad (2.2)$$

---

\* Здесь и в дальнейшем индексом 1 обозначаются параметры насоса, индексом 2 – гидромотора.

где  $N$  – мощность приводного двигателя,  $p$  – давление в системе,  $Q$  – расход жидкости \*\*,  $n$  – частота вращения,  $q$  – рабочий объем.

В гидроприводах с регулируемым насосом и нерегулируемым гидромотором (рис. 2.5, б) изменение расхода жидкости достигается изменением рабочего объема насоса.

При желании использовать максимальную мощность приводного двигателя  $N$  необходимо для того, чтобы при изменении  $Q_1$  давление  $p_1$  изменялось бы с таким расчетом, чтобы произведение  $p_1 Q_1$  оставалось постоянным.

При изменении рабочего объема  $q_1$  ( $q_2$  – неизменный) частота вращения вала гидромотора определяется по формуле

$$n_2 = \frac{q_1}{q_2} n_1. \quad (2.3)$$

Момент на валу гидромотора может быть подсчитан следующим образом:

$$M_2 = \left( \frac{1}{2} \pi \right) p_2 q_2 \quad (2.4)$$

или, используя формулу (2.2), выражение (2.4) можно записать

$$M_2 = \frac{N}{2\pi n_2}. \quad (2.5)$$

В гидроприводе с замкнутой циркуляцией и с регулируемым при постоянной мощности насосом и нерегулируемым гидромотором (рис. 2.5, б) при определении диапазона регулирования гидропривода следует исходить из номинального значения полного КПД насоса; при возрастании рабочего объема насоса для расширения диапазона регулирования необходимо увеличить его габариты.

В гидроприводе с замкнутой циркуляцией с нерегулируемым насосом и регулируемым гидромотором (см. рис. 2.5, в) регулирова-

---

\*\* Величину  $Q$  применительно к насосу называют **подачей**, применительно к гидромотору – **расходом**.

ние при постоянной мощности производится изменением рабочего объема  $q_2$  гидромотора. Однако существует минимальное значение  $q_2$ , при котором гидромотор не может преодолеть внутренних сопротивлений, возникающих в нем, и останавливается.

Преимущества этого способа регулирования:

- экономичность гидропривода;
- габариты не зависят от диапазона регулирования.

К недостаткам можно отнести необходимость дистанционного управления гидромотором при раздельном размещении насоса и гидромотора (так как в этом случае гидромотор обычно находится на значительном расстоянии от оператора) и невозможность получения малых скоростей при страгивании машины.

При применении в гидроприводе с замкнутой циркуляцией регулируемых насоса и гидромотора (см. рис. 2.5, г) увеличивается диапазон регулирования гидропривода, который в этом случае равен произведению диапазона регулирования насоса и гидромотора. Применяется совместно с регулятором постоянной мощности на тягачах и транспортных машинах.

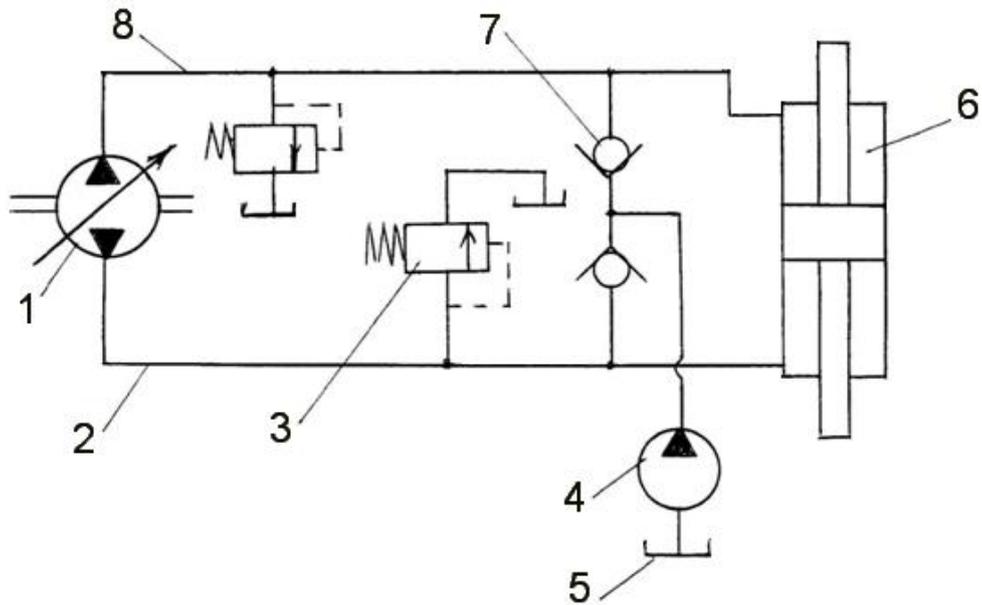
Запуск и работу гидропривода при такой системе регулирования следует осуществлять следующим образом:

- запустить приводной двигатель при нулевой подаче насоса и максимальном расходе гидромотора;
- постепенно увеличивать рабочий объем насоса до начала страгивания гидромотора;
- после выхода насоса в зону постоянной мощности следует регулировать подачу насоса в зоне малых потерь, т. е. в зоне высоких значений КПД;
- при необходимости увеличения частоты вращения гидромотора уменьшить его рабочий объем.

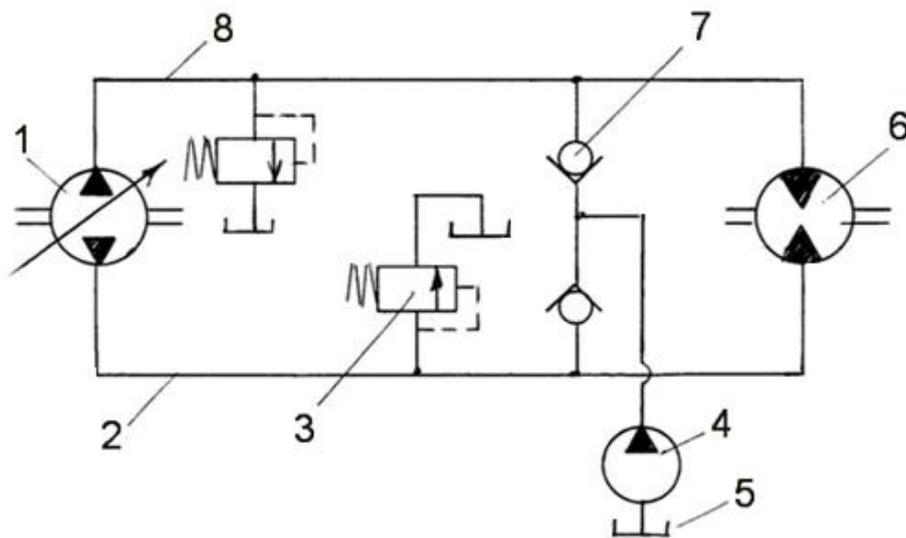
При дроссельном регулировании в зависимости от заданных условий дроссель может быть установлен:

- на входе (рис. 2.6, а) – дроссель установлен перед гидродвигателем на напорной гидролинии;

- на выходе (рис. 2.6, б) – дроссель установлен на сливной гидролинии, после гидродвигателя;
- на ответвлении (рис. 2.6, в) – дроссель расположен на напорной гидролинии параллельно гидродвигателю.



а



б

Рис. 2.5. Гидравлические системы:

- а – с регулируемым насосом и гидроцилиндром;  
 б – с регулируемым насосом и нерегулируемым гидромотором;  
 1 – насос основной; 2, 8 – напорная или сливная гидролиния;  
 3 – предохранительный гидроклапан; 4 – насос подпитки;  
 5 – гидробак; 6 – гидродвигатель; 7 – обратный гидроклапан

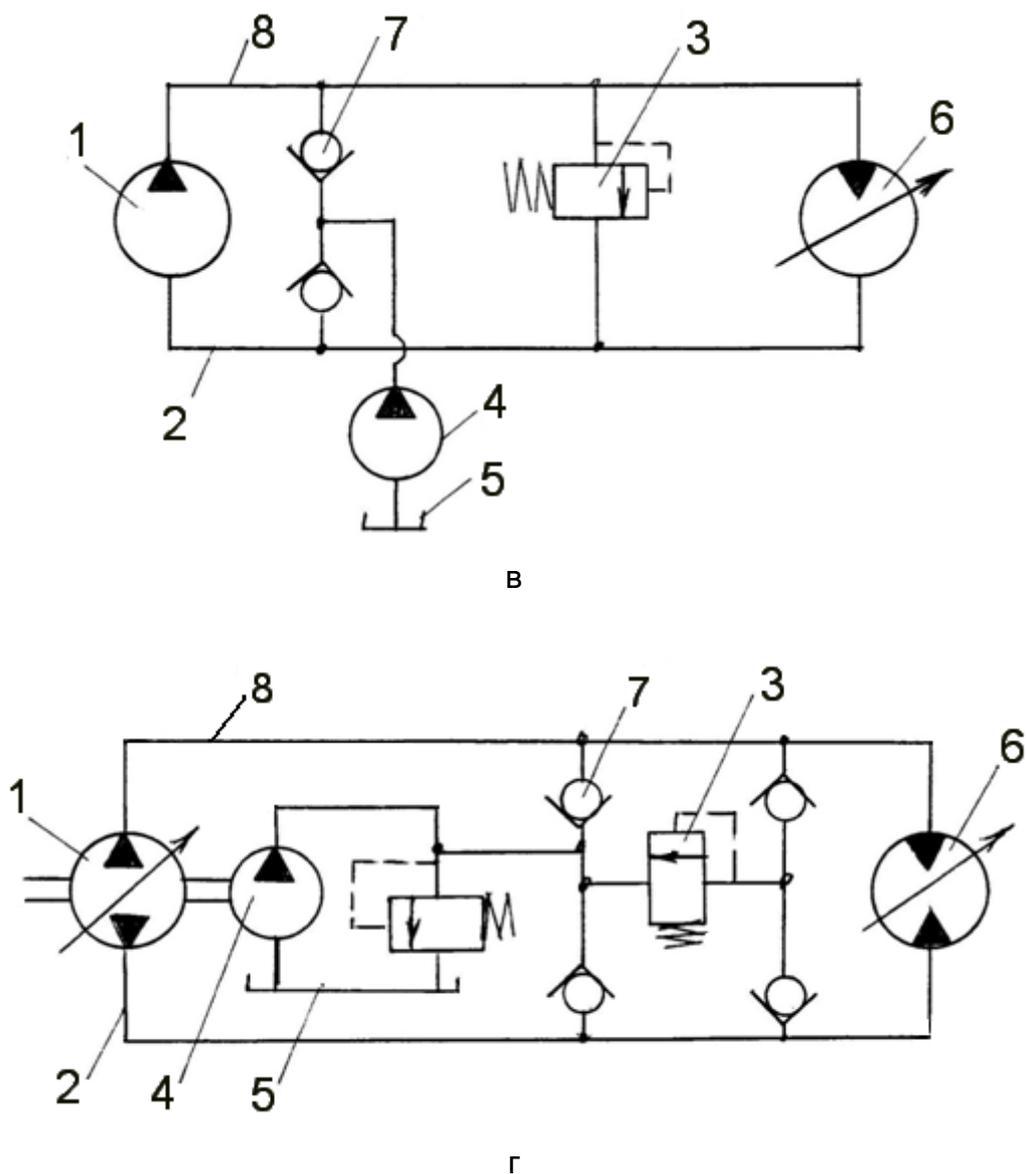


Рис. 2.5. Гидравлические системы:

*в* – с нерегулируемым насосом и регулируемым гидромотором;

*г* – с регулируемым насосом и гидромотором;

1 – насос основной; 2, 8 – напорная или сливная гидролиния;

3 – предохранительный гидроклапан; 4 – насос подпитки;

5 – гидробак; 6 – гидродвигатель; 7 – обратный гидроклапан

При всех способах дроссельного регулирования часть жидкости, подаваемая насосом, отводится в сливную гидролинию, не совершая полезной работы.

Гидроприводы с дроссельным регулированием выполняются по двум схемам: ***с постоянным расходом рабочей жидкости и с постоянным давлением.***

В строительных машинах с нерегулируемыми насосами применяется преимущественно схема с постоянным расходом, а расход жидкости в системе при постоянной частоте вращения насоса остается постоянным независимо от нагрузки гидродвигателя; давление в системе зависит от внешней нагрузки.

Схема с постоянным давлением применяется в системах с автоматическим регулированием. Использование такой схемы дает возможность одновременной работы нескольких гидродвигателей от одного насоса независимо от внешней нагрузки каждого из гидродвигателей. При работе гидропривода с регулируемым насосом схема не требует дополнительных устройств, а при работе с нерегулируемым насосом в систему устанавливается переливной гидроклапан, который непрерывно перепуская часть рабочей жидкости во время работы, поддерживает заданное давление.

Рассмотрим подробнее каждый из способов включения дросселя в схемах с постоянным расходом.

**Гидропривод с дросселем на входе.** Гидропривод допускает регулирование скорости перемещения штока гидроцилиндра лишь в том случае, когда направление действий внешней силы (нагрузка на шток гидроцилиндра) не совпадает с направлением движения штока. Если же направление действия нагрузки совпадает с направлением движения потока, то при уменьшении подачи жидкости через дроссель поршень перемещается быстрее и жидкость не успевает заполнить поршневое пространство. Произойдет разрыв потока в гидролинии перед поршнем, что недопустимо.

Эта схема (рис. 2.6, а) не обеспечивает постоянства скорости выходного звена, если нагрузка на нем переменная, и ее нельзя применять в грузоподъемных машинах, так как груз может упасть вследствие недостаточного противодействия силы трения поршня о гидроцилиндр и сопротивления сливной гидролинии.

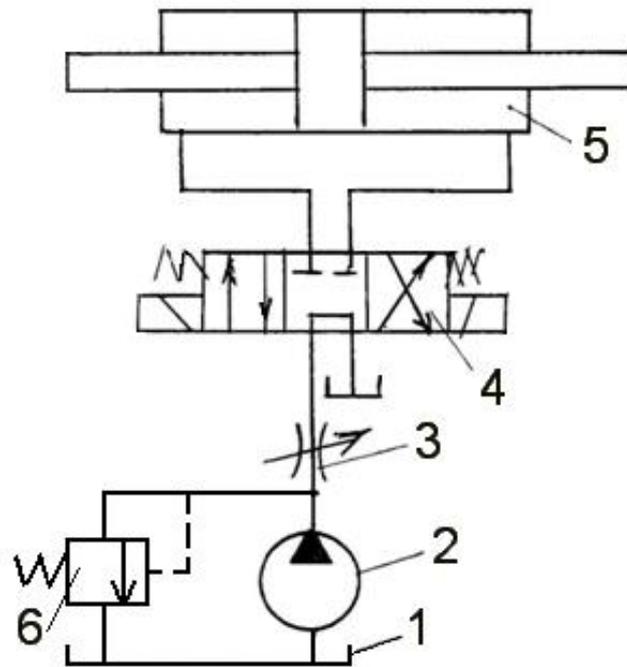
**Гидропривод с дросселем на выходе.** При применении этой схемы (рис. 2.6, б) разрыва струи и падения груза не произойдет при любом направлении движения штока под действием внешней нагрузки. Преимуществом схемы является также то, что тепло, выделяющееся при прохождении жидкости через дроссель, отводится непосредственно в гидробак, минуя гидрораспределитель и гидроцилиндр.

**Гидропривод с дросселем на ответвлении.** В этом случае (рис. 2.6, в) рабочая жидкость, подаваемая насосом, не доходя до гидрораспределителя, разделяется на два потока, один из которых через гидрораспределитель направляется в гидродвигатель, а второй через дроссель отводится в гидробак. Предохранительный гидроклапан перепускает жидкость только в случае превышения нагрузки. Поэтому в энергетическом отношении гидропривод с дросселем на ответвлении экономичнее, чем системы с «дросселем на входе» или «с дросселем на выходе».

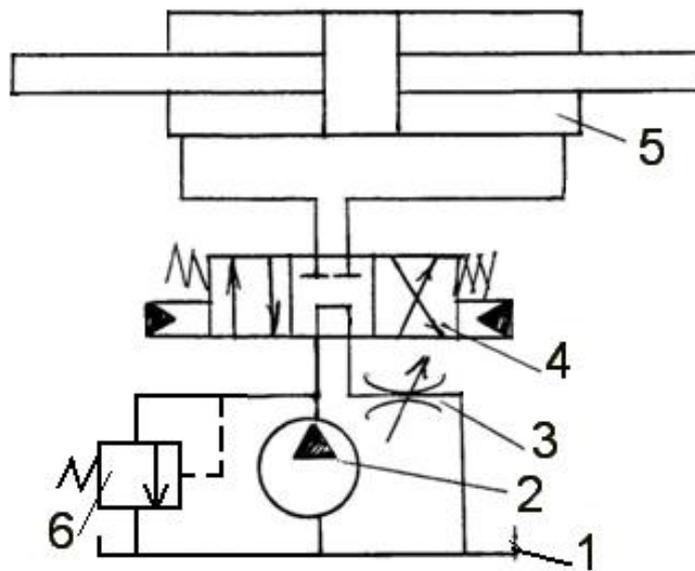
Скорость движения поршня можно регулировать изменением проходного сечения дросселя. При полностью открытом дросселе вся рабочая жидкость подается в гидродвигатель; в этом случае осуществляется максимальная скорость движения поршня (рис. 2.6, а, б) гидроцилиндра или максимальная частота вращения вала гидромотора. При полностью закрытом дросселе движение гидродвигателя прекращается.

КПД гидропривода с дроссельным регулированием в общем случае мал. Он вычисляется как отношение расхода жидкости через гидродвигатель к подаче насоса. Вследствие малого значения КПД дроссельное регулирование применяется в строительных машинах для гидроприводов небольшой мощности.

Кроме регулирования потоков рабочей жидкости, подводимой к ведомому звену, в гидрофицированных машинах необходимо осуществлять реверсирование движения этого звена. В гидроприводах с выходным звеном – гидромотором – это будет вращение вала гидромотора по часовой стрелке или против, а в гидроприводах с выходным звеном – гидроцилиндром – возвратно поступательное движение его штока.



а



б

Рис. 2.6. Способы включения дросселя в гидропривод:  
 а – «с дросселем на входе»; б – «с дросселем на выходе»;  
 1 – гидробак; 2 – насос; 3 – дроссель; 4 – гидрораспределитель;  
 5 – гидродвигатель; 6 – предохранительный клапан

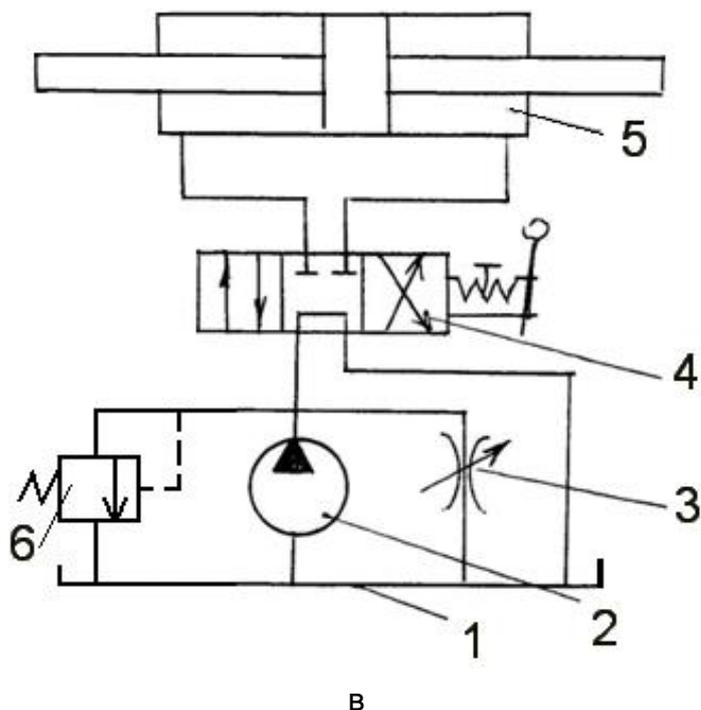


Рис. 2.6. Способы включения дросселя в гидропривод:

в – с дросселем на ответвлении;

1 – гидробак; 2 – насос; 3 – дроссель; 4 – гидрораспределитель;

5 – гидродвигатель; 6 – предохранительный клапан

В гидроприводах с регулируемым и реверсируемым насосом реверсирование осуществляется отклонением вращающегося ротора или наклонной шайбы в одну или другую сторону от их нейтрального положения. В гидроприводах с нерегулируемым и неревверсируемым насосом реверсирование осуществляется гидрораспределителями.

Регулирование возможно и смешанным объемно-дроссельным способом, который применяется главным образом в гидроприводах со ступенчатым регулированием.

**По задаче регулирования** регулируемый объемный гидропривод разделяется на стабилизированный, программный и следящий.

**Стабилизированным гидроприводом** называется регулируемый гидропривод, в котором скорость движения выходного звена поддерживается постоянной.

**Программным гидроприводом** называется регулируемый гидропривод, в котором скорость движения выходного звена изменяется по заранее заданной программе.

**Следящим гидроприводом** называется регулируемый гидропривод, в котором скорость движения выходного звена изменяется по определенному закону в зависимости от задающего воздействия, величина которого заранее неизвестна.

**По способу регулирования** регулируемый объемный гидропривод разделяется на гидропривод с **ручным, автоматическим и полуавтоматическим регулированием**.

Регулирование скорости выходного звена в гидроприводе с ручным регулированием осуществляется оператором непосредственно или с помощью дополнительных устройств, снижающих усилие на рукоятке управления (сервоуправления). В гидроприводе с автоматическим регулированием этот процесс осуществляется автоматически по определенному закону. Полуавтоматический способ включает элементы ручного и автоматического способов регулирования.

Если объемный гидропривод необходимо охарактеризовать и по типу приводящего двигателя, то к наименованию «гидропривод» дается пояснение, указывающее на тип приводящего двигателя.

Структурная схема гидропривода с электромотором состоит из электродвигателя, объемной гидропередачи (объемных насоса и гидродвигателя, гидросети) и гидроаппаратуры (регулирующей, направляющей и дополнительной).

## **2.2. Требования, предъявляемые к объемному гидроприводу и его преимущества**

Объемные гидравлические приводы должны обеспечивать нормальное функционирование и надежную работу гидрофицированных агрегатов технологического оборудования.

В гидравлическом приводе должны поддерживаться заданное рабочее давление и температура рабочей жидкости в требуемом диапазоне, а также обеспечиваться требуемая по техническим условиям чистота рабочей жидкости, пожарная безопасность, внутренняя и внешняя герметичность, надежность работы элементов, удобство технического обслуживания, высокая эксплуатационная технологичность, простота и надежность испытаний и конструкций.

Основными преимуществами объемного гидравлического привода являются его высокие динамические качества, простота осуществления бесступенчатого регулирования выходной скорости, а также весовые характеристики (отношение веса машины к ее мощности) и строительный объем, приходящийся на единицу передаваемой мощности (энергоемкости).

Динамические качества гидромотора оцениваются способностью сообщать инерционной (массовой) нагрузке большое ускорение и определяются отношением момента, развиваемого гидромотором, к моменту инерции его вращающихся частей. По величине этого отношения аксиально-поршневые гидромоторы более чем на порядок превосходят электродвигатели той же мощности, что во многих случаях является решающим фактором для характеристики гидросистемы, и в частности, для следящих гидросистем.

Преимущества гидродвигателей по этому показателю перед электродвигателями обусловлены тем, что удельная сила их практически не ограничена, а при давлении жидкости примерно 30 МПа ( $300 \text{ кгс/см}^2$ ) в 20...25 раз больше удельной силы электродвигателя.

Благодаря возможности получения в заданном ограниченном пространстве больших крутящих моментов и усилий обеспечивается высокая приемистость и быстродействие гидропривода и, соответственно, малое время запаздывания при обработке командных сигналов, что особенно важно для быстродействующих следящих механизмов.

Под приемистостью гидродвигателя в общем случае понимают его способность развивать скорость при инерционной нагрузке в те-

чение малого времени. Практически реверс гидродвигателя без маховых масс происходит мгновенно, и запаздывание (если оно есть) обусловлено лишь сжимаемостью рабочей жидкости и составляет обычно всего несколько миллисекунд. Так, время разгона гидромотора средней мощности 5...75 кВт не более 0,1 с для некоторых моторов – не более 0,03...0,04 с.

Для качественной оценки гидродвигателей по этому параметру можно указать, например, момент инерции ротора пластинчатого гидромотора ( $N = 2,5$  кВт при  $n = 1000$  об/мин и  $p = 6,5$  МПа)  $2 \cdot 10^{-6}$  Н/с<sup>2</sup> ( $2 \cdot 10^{-5}$  кгс/с<sup>2</sup>).

Высокой приемистостью отличаются также и насосы. Например, в лучших образцах насосов время достижения регулируемым насосом максимальной подачи от нулевого ее значения не более 0,04 с, а время снижения подачи от номинального значения до нулевого – не более 0,02 с. В тяжелом машиностроении применяют регулируемые насосы мощностью 2000 кВт, производящие до 60 реверсов в минуту.

При оценке гидромашины большое значение имеют также весовые характеристики, которыми являются:

- удельный вес (или коэффициент удельного веса) гидромашины, под которым понимают вес, приходящийся на единицу полезной мощности (обычно выражается в кг/кВт или кгс/кВт),

$$C_N = \frac{G}{N}; \quad (2.6)$$

- вес на единицу развиваемого момента [в Н/(Н·м) или кгс/(кгс·м)]

$$C_M = \frac{G}{M}, \quad (2.7)$$

где  $G$ ,  $N$ ,  $M$  – соответственно вес, мощность гидромашины и крутящий момент на ее валу.

Для гидромашин общего применения высокого давления (>20 МПа или >200 кгс/см<sup>2</sup>) удельный вес обычно составляет 6 Н/кВт

(0,6 кгс/кВт); для специальных насосов и гидромоторов, работающих при высоких скоростях (2500...4000 об/мин) – 3 Н/кВт (0,3 кгс/кВт).

Кроме того, для многих случаев применения, в частности, в транспортных машинах, ракетах, для которых объемный фактор имеет чрезвычайно большое значение, гидромашины оцениваются также по удельной мощности (мощности, отнесенной к единице объема), или, как называют этот показатель, энергоемкости. Высокооборотные аксиально-поршневые гидромашины, пригодные для работы при давлениях 70 МПа (700 кгс/см<sup>2</sup>) и выше, имеют наиболее высокую энергоемкость – 6,7 кВт/дм<sup>3</sup> и выше. Преимуществом гидравлических приводов является также возможность бесступенчатого регулирования в широком диапазоне выходной скорости, а также простота управления, плавность, равномерность и устойчивость движения под изменяющейся нагрузкой и высокая надежность гидроэлементов. Срок службы при работе под нагрузкой насосов и моторов достигает 20000 ч и более. Гидропривод может работать в любых климатических условиях. Высококачественные моторы и насосы имеют на номинальном режиме работы высокий КПД: объемный  $\eta_o = 0,98...0,99$ , механический  $\eta_{мех} = 0,96...0,98$  и полный  $\eta = 0,95...0,96$ . Диапазон регулирования гидропривода вращательно-го действия или передаточное число, под которым понимается отношение минимальной частоты вращения вала гидромотора к максимальной, составляет во многих случаях 1:1000. Нижний предел частоты вращения большинства двигателей составляет 8...16 об/мин у двигателей с малым крутящим моментом (3...20 Н·м) и 2...3 об/мин у двигателей с большим крутящим моментом (более 100 Н·м).

При применении гидропривода конструктивно просто решается задача защиты машины от перегрузок. Благодаря тому, что передача энергии производится по трубопроводам, гидросистемы обладают хорошими коммутационными качествами.

Высокие модуль упругости рабочей жидкости и герметичность гидроагрегатов обеспечивают гидросистеме механическую жест-

кость по отношению к нагрузке (минимальную податливость выхода под нагрузкой), а также допускают неограниченную по времени работу при минимальных скоростях, сохраняя при этом постоянство заданных характеристик зависимости скорости от нагрузки. Кроме того, гидросистема обеспечивает высокую позиционную точность реверсирования. Так, у силового органа ряда машин точность реверсирования при применении гидропривода может быть доведена до 0,01 мм.

К недостаткам гидропривода относятся:

- зависимость характеристики гидропривода от вязкости рабочей жидкости, которая зависит от температуры;
- нарушение работы в автоматических гидравлических системах из-за нестабильности вязкости рабочей жидкости;
- растворимость воздуха в жидкости, который также нарушает работу гидропривода и особенно автоматических устройств;
- внутренние и наружные утечки рабочей жидкости, которые снижают КПД системы. В настоящее время уже разработаны рабочие жидкости с высоким индексом вязкости и уплотнения, гарантирующие их длительную работу без утечек.

### **2.3. Основные параметры, принцип действия и расчетные зависимости роторно-зубчатых, роторно-поршневых, роторно-пластинчатых гидромашин**

В качестве источников гидравлической энергии в объемном гидравлическом приводе применяются: насосы, гидроаккумуляторы и пиротехнические источники давления.

**Насос** – это гидравлическая машина для создания потока жидкой среды.

**Гидроаккумулятор** – это устройство, служащее для накопления рабочей жидкости под давлением для последующего использования ее потенциальной энергии.

**Пиротехнический источник давления** – это устройство, работа которого основана на вытеснении рабочей жидкости из баллона продуктами сгорания, например, пороха.

В соответствии с ГОСТ 17398-72 по принципу действия насосы разделяют на динамические и объемные.

**Динамический насос** – это насос, в котором жидкая среда перемещается под силовым воздействием на нее в камере, постоянно сообщаемой с входом и выходом насоса.

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

Для объемного гидропривода применяют объемные насосы: шестеренные, винтовые, пластинчатые (шиберные), радиальные роторно-поршневые, аксиальные роторно-поршневые и другие.

Эти насосы имеют следующие достоинства: надежность и долговечность в эксплуатации, нетребовательность к уходу, сравнительно небольшие габаритные размеры и массу, высокий КПД, способность работать при длительных перегрузках и в различных климатических зонах при температурах рабочей жидкости в пределах от  $-50$  до  $+80^{\circ}\text{C}$ . Дополнительными требованиями являются: обратимость насоса, т. е. возможность без значительных переделок работать в качестве насоса и в качестве гидромотора; при регулируемом насосе – осуществление простыми средствами бесступенчатого регулирования с минимальными затратами энергии.

Типовая характеристика объемного насоса показана на рис. 2.7.

В соответствии с ГОСТ 4.118-84 номенклатура основных показателей качества насоса приведена в табл. 2.2.

Шестеренные насосы отличаются простотой изготовления и эксплуатации, малыми габаритными размерами и массой, сравнительно высоким КПД, легкостью реверсирования, достаточной надежностью и долговечностью.

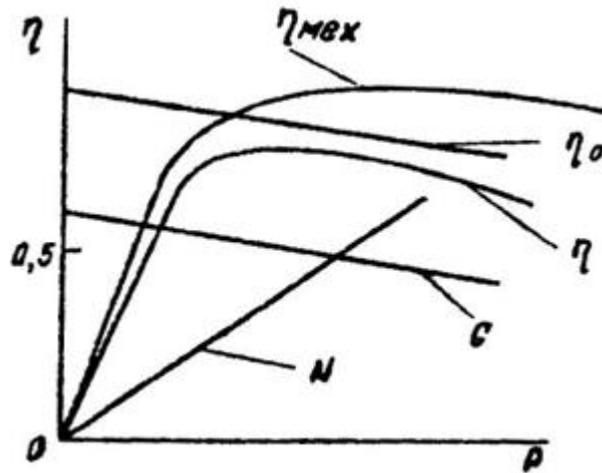


Рис. 2.7. Типовая характеристика объемного насоса:

$Q$  – объемная подача насоса (отношение объема подаваемой жидкости ко времени);  $p$  – давление на выходе из насоса;

$N$  – мощность, потребляемая насосом;

$\eta$  – к.п.д. насоса (отношение полезной мощности насоса к его приводной мощности);  $\eta_{\text{мех}}$  – механический к.п.д. насоса;

$\eta_o$  – объемный к.п.д. насоса

Шестеренные насосы изготавливаются для рабочих давлений 25 МПа и более подачей до 7...8 дм<sup>3</sup>/с. Частота вращения их приводного вала находится в пределах 150...210 с и более. Для специальных целей изготавливаются насосы с частотой вращения до 1000 с<sup>-1</sup>. Шестеренные насосы допускают большие кратковременные перегрузки по давлению, величина которых определяется лишь конструкцией подшипников.

К недостаткам шестеренных насосов относятся наличие полости с заземляемым объемом рабочей жидкости, значительный шум и пульсация потока по сравнению с другими типами насосов.

Шестеренные насосы классифицируются по характеру зацепления, форме зубьев, количеству пар роторов, помещенных в общем корпусе.

По характеру зацепления различают насосы с внешним и внутренним зацеплением зубьев. В гидроприводах преобладают насосы с внешним зацеплением.

Таблица 2.2

## Номенклатура основных показателей качества насосов

Наименование показателя качества и единицы измерения	Обозначение показателя качества
Показатели назначения (классификационные)	
Подача, м/с (м/ч, м/сут, л/ч)	$Q$
Напор, м	$H$
Давление, Па (МПа)	$p$
Частота вращения, с (об/мин)	$n$
Показатели технической и энергетической эффективности	
Коэффициент полезного действия, %	$\eta$
Коэффициент подачи, %	$\eta_o$
Допускаемый кавитационный запас, м	$h_{\text{доп}}$
Допускаемая вакуумметрическая высота всасывания, м	$H_{\text{доп}}$
Подпор, м	$h$
Показатели конструктивные и технологические	
Масса, кг	$m$
Удельная материалоемкость, кг/МДж (кг/ГДж)	$K_{y.m}$
Показатели надежности	
Установленный ресурс (до капитального ремонта или до списания), ч	$R_y$
Назначенный ресурс (до капитального ремонта или до списания), ч	$R_n$

По форме зубьев насосы бывают с прямыми и винтовыми зубьями (косыми и шевронными). Насосы с винтовыми зубьями применяются главным образом в тех случаях, когда по условиям работы требуются бесшумность, пониженная пульсация подачи и уменьшение габаритов. Винтовые зубья позволяют увеличить коэффициент перекрытия за счет большого угла наклона зубьев, что

практически удается достигнуть лишь в насосах с шевронным зацеплением (20 и более). В насосах же с косыми зубьями угол наклона составляет не более  $5...7^\circ$ , так как с дальнейшим увеличением угла наклона появляются значительные осевые давления.

Вследствие сложности изготовления в гидроприводах насосы с винтовыми шевронными зубьями применяются редко.

По количеству пар роторов насосы делятся на двухроторные (с одной парой шестерен) и секционные (несколько пар шестерен). Каждая из пар шестерен может иметь общую всасывающую гидролинию и общую напорную гидролинию, а также общую всасывающую гидролинию и отдельные напорные гидролинии (при необходимости совмещения операций нескольких исполнительных механизмов). Достоинством секционных насосов является их компактность и возможность работы от одного приводного вала.

Наиболее распространенный насос (рис. 2.8) с внешним зацеплением состоит из корпуса 1, где с небольшими торцевыми радиальными зазорами находятся в зацеплении две одинаковые шестерни: ведущая 2 и ведомая 3. При вращении шестерен, когда зубья выходят из впадин (объем камеры увеличивается), происходит всасывание жидкости. Далее жидкость, заполнившая впадины, переносится по внешней дуге шестернями в направлении вращения. Когда зубья входят во впадины (объем камеры уменьшается), жидкость зубьями вытесняется в нагнетательную линию.

В момент зацепления зубьев может происходить заклинивание жидкости во впадинах, что ведет к повышению давления в защемленном объеме и возрастанию нагрузки на зубья и подшипники шестерен. Это может вызвать остановку или поломку насоса. Чтобы не допустить этого, в корпусе или шестернях делают специальные каналы (рис. 2.9), которыми запертые объемы сообщаются с линией нагнетания или всасывания.

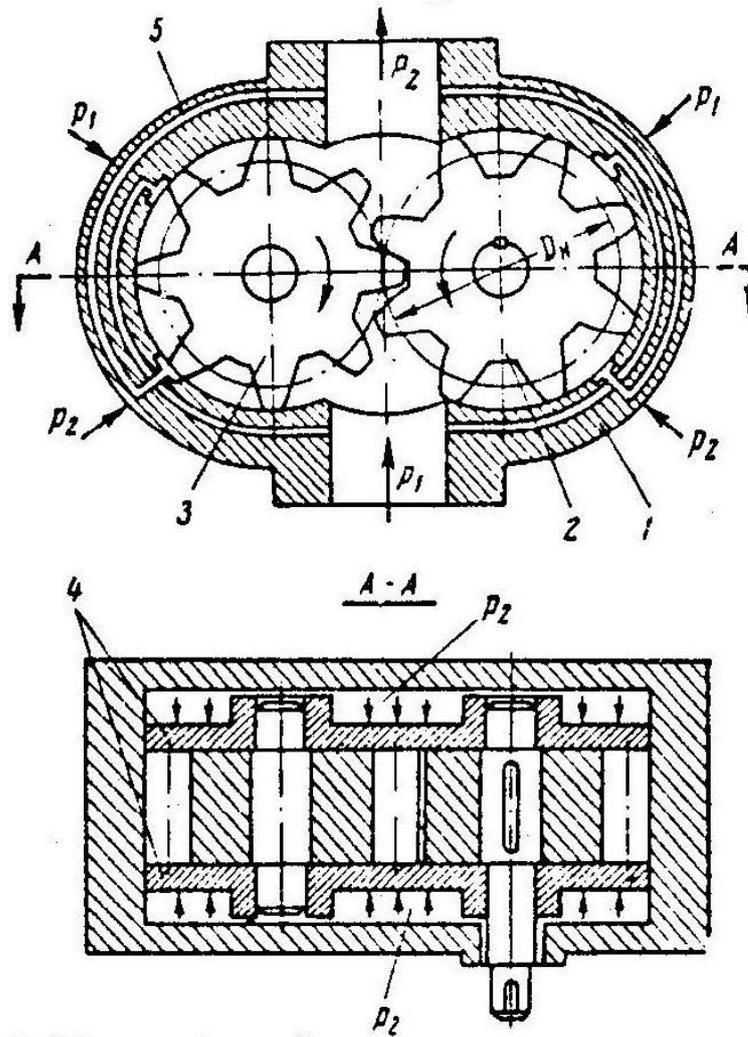


Рис. 2.8. Шестеренный насос:

1 – корпус; 2 – ведущая шестерня; 3 – ведомая шестерня;  
4 – торцевые диски; 5 – разгрузочные каналы

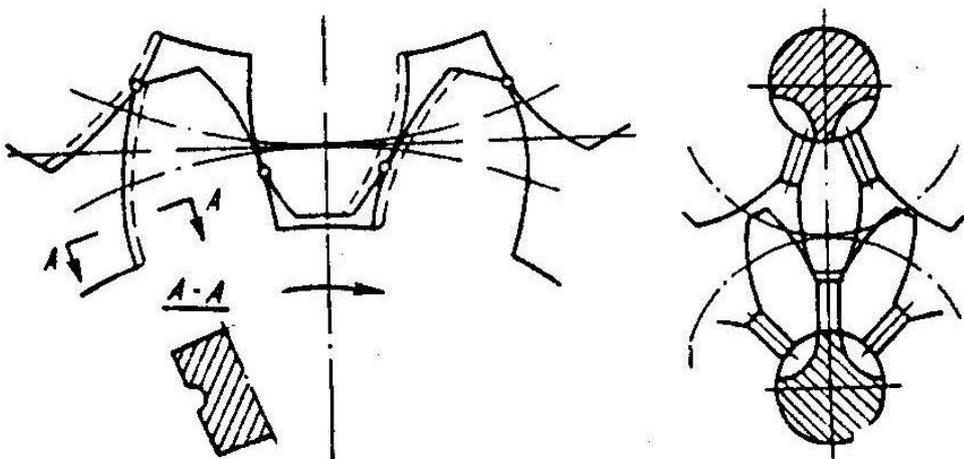


Рис. 2.9. Разгрузочное устройство шестеренных насосов

При работе насоса, вследствие разности давлений ( $p_2 > p_1$ ), на шестерни действуют радиальные силы, которые, нагружая валы и их подшипники, могут вызывать заклинивание роторов. Особенно это опасно для машин высокого давления. Поэтому роторы уравнивают, предусматривая в корпусах насосов или в самих роторах разгрузочные каналы. Такие каналы 5 в корпусе показаны на рис. 2.8.

Гидравлическая компенсация торцевых зазоров между корпусом 1 (рис. 2.8) и шестернями 2 и 3 осуществляется специальными торцевыми дисками 4, которые поджимаются к торцам шестерен давлением рабочей жидкости. Чем больше давление  $p$  развивает насос, тем с большей силой прижимаются торцевые диски к шестерням, и зазор между ними практически остается постоянным.

Рабочий объем шестеренного насоса можно определить с достаточной для практики точностью из условия, что объем зуба равен объему впадины. Тогда, считая, что высота зуба равна  $2m_3$ , будем иметь

$$q_n = 2\pi D_n m_3 b_3 = 2\pi z m_3^2 b_3, \quad (2.8)$$

где  $m_3$  – модуль зуба;

$D_n$  – диаметр начальной окружности;

$z$  – число зубьев;

$b_3$  – длина зуба.

Из (2.8) следует, что для получения малогабаритных насосов (гидромоторов) необходимо делать шестерни с большим модулем и малым числом зубьев, хотя при этом несколько возрастает пульсация подачи (расхода).

Обычно шестеренные насосы изготавливаются с постоянным рабочим объемом, т. е. с постоянной подачей. Но бывают насосы и с переменной подачей, у которых меняется рабочий объем за счет изменения длины зацепления зубьев шестерен.

Винтовые насосы бывают двух-, трех- и многовинтовые. Изображенный на рис. 2.10 винтовой насос имеет три двухзаходных винта, из которых центральный 2 – ведущий и два боковых 1 и 3 – ведомые. При вращении винтов их нарезки, взаимно замыкаясь, отсекают определенный объем жидкости в камере всасывания и перемещают его, как гайку, вдоль оси в камеру нагнетания. Для отделения полости всасывания от полости нагнетания рабочая длина винтов выбирается больше шага нарезки.

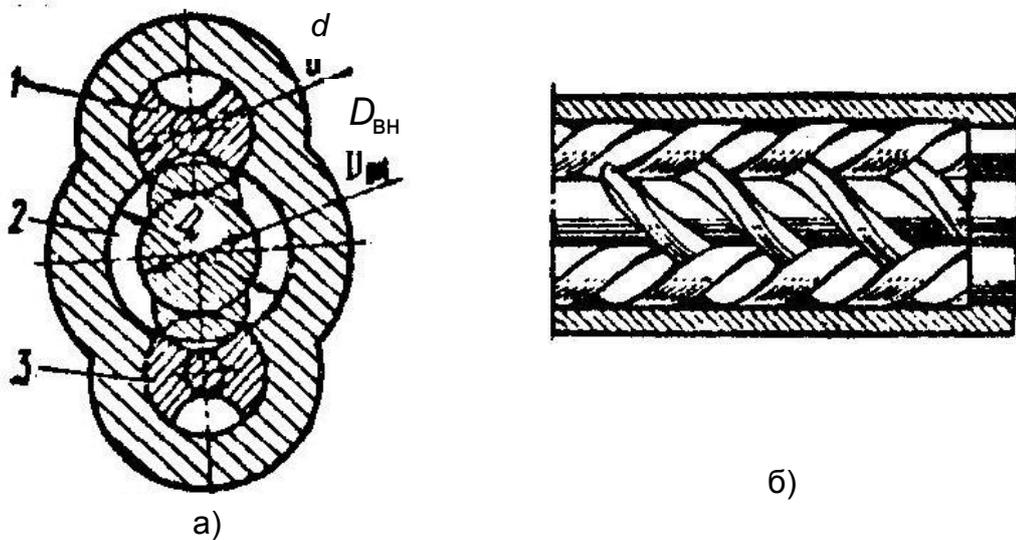


Рис. 2.10. Трехвинтовой насос:  
 а – поперечный разрез трехвинтового насоса; б – группа винтов;  
 1, 3 – ведомые винты; 2 – ведущий винт

Достоинствами винтовых насосов являются нечувствительность к динамическим нагрузкам, высокая надежность работы даже при недостаточно чистой рабочей жидкости, бесшумность, малые радиальные габариты, высокая равномерность подачи (без пульсации), минимальный момент инерции по сравнению с другими типами насосов, возможность работы при угловых скоростях до  $1800 \text{ с}^{-1}$ . Недостатками этих насосов, работающих при высоких давлениях, являются большие осевые габариты. Так, при давлении 20 МПа длина винта составляет от 6 до 8 шагов винта.

Насосы изготавливают на давления до 20 МПа с подачей до 0,2 м/с.

Размеры винтов выбираются из следующих соотношений:

$$D_{\text{вн}} = d; D_{\text{нар}} = (5/3) d; t = (10/3) d, \quad (2.9)$$

где  $D_{\text{вн}}$  и  $D_{\text{нар}}$  – соответственно внутренний и наружный диаметры ведущего винта;  $d$  – наружный диаметр ведомого винта,  $t$  – шаг винта.

Подача трехвинтового насоса подсчитывается по формуле

$$Q = 7d^3 n \eta_o. \quad (2.10)$$

Объемный КПД насосов находится в пределах 75...95%.

Момент, развиваемый винтовым гидромотором, рассчитывается по формуле

$$M = [(F - f)/2\pi] t p \eta_{\text{мех}}, \quad (2.11)$$

где  $F$  и  $f$  – соответственно площади поперечного сечения расточек корпуса и сечения винтов.

Пластинчатые (шиберные) насосы бывают однократного и многократного действий, одноступенчатые и многоступенчатые, одинарные и сдвоенные.

Насос однократного действия (рис. 2.11) состоит из ротора 1, ось вращения которого смещена относительно оси статора 2 на величину  $e$ . В пазах ротора установлены пластины (шиберы) 3, прижимаемые к внутренней поверхности статора или давлением жидкости, или пружинами. Скользя по статору, пластины одновременно совершают возвратно-поступательные движения в пазах ротора. При этом серповидная полость, образованная эксцентричным расположением ротора и статора, делится пластинами на камеры, объем которых во время работы непрерывно меняется. Если объем камер увеличивается, то происходит всасывание жидкости, если уменьшается – нагнетание.

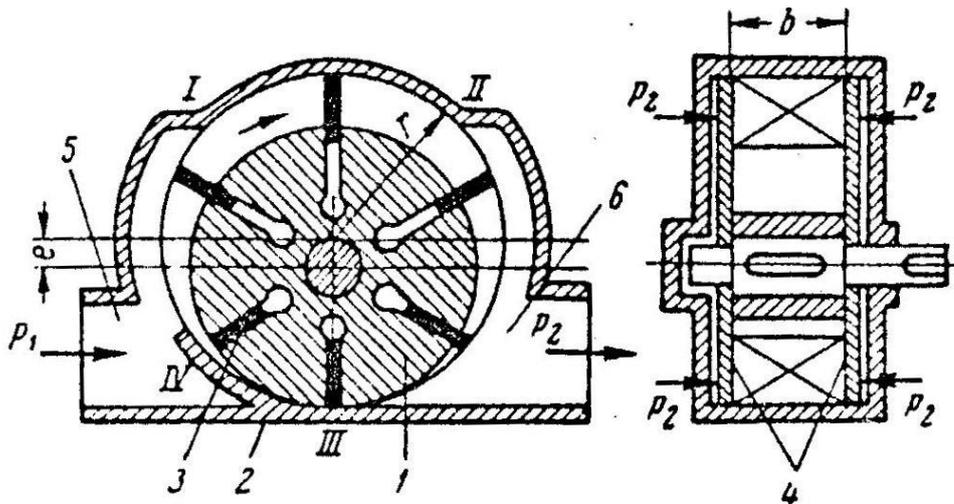


Рис. 2.11. Пластинчатый насос простого действия

Для разделения всасывающей полости 5 от нагнетательной 6 в статоре имеются уплотнительные выступы I-III и III-IV. Уплотнение ротора с торцов осуществляется дисками 4.

Каждая камера в течение полного оборота участвует в нагнетании жидкости один раз, и поэтому рассматриваемый насос называется однократного или простого действия. Все камеры этого насоса переносят за один оборот в полость нагнетания жидкости объем, равный объему кольца толщиной  $2e$ , из которого нужно вычесть объем, занятый пластинками. Следовательно, рабочий объем пластинчатого насоса простого действия будет

$$q_H = 2e(2\pi r - z\delta)b, \quad (2.12)$$

где  $e$  – эксцентриситет;

$r$  – радиус статора;

$z$  – число пластин;

$\delta$  – толщина пластины;

$b$  – ширина ротора.

У пластинчатых насосов простого действия ротор и подшипники испытывают односторонние силы давления, что затрудняет создание таких машин большой мощности и является одной из причин малого срока службы.

Пластинчатые насосы простого действия в основном применяются для гидросистем, не требующих высоких давлений (до 4...5 МПа или 40...50 кгс/см). В гидроприводах машинного регулирования их применяют преимущественно в качестве вспомогательных насосов (насосов подпиток и пр.).

Недостатком пластинчатых гидромашин является трудность герметизации вытеснителей, особенно со стороны торцов, а также большая нагрузка на ось ротора и пластины со стороны сил давления жидкости. Поэтому в практике распространены нерегулируемые пластинчатые насосы двукратного (и реже, четырехкратного) действия, которые обладают более высоким рабочим объемом и КПД.

Преимуществом насосов двух- и четырехкратного действия является уравновешенность радиальных сил давления жидкости на пластинчатый ротор, благодаря чему они пригодны для работы при более высоком давлении жидкости (14 МПа или 140 кгс/см и выше).

Радиальные роторно-поршневые насосы регулируемой производительности применяют в современном объемном гидроприводе с давлением выше 10 МПа (100 кгс/см).

Принципиальная схема роторно-поршневого насоса показана на рис. 2.12.

Радиальный роторно-поршневой насос состоит из нескольких поршней 1, которые расположены в корпусе ротора 2 радиально относительно оси вращения. Ротор вращается вокруг вала цапфы 2, расположенной эксцентрично относительно обоймы 4.

Количество поршней в машинах подобного типа обычно бывает от 5 до 9. На рисунке 2.12 для простоты показаны лишь три поршня. Если ротор 2 насоса вращать с помощью двигателя, например электродвигателя, то благодаря эксцентричному расположению цапфы 3 в обойме 4 поршни 1 насоса начнут совершать возвратно-поступательное движение относительно ротора 2. От центра ротора они будут двигаться за счет центробежных сил. Кривизна обоймы определяет положение поршней в цилиндрах. При вращении ротора по часовой стрелке, как показано на рис. 2.12, в

цилиндрах, находящихся выше линии «а-а», будет происходить процесс всасывания. Из цилиндров, находящихся ниже линии «а-а», жидкость будет вытесняться. Перегородка в цапфе 3 разделяет полости всасывания Б и нагнетания А, к которым соответственно подведены каналы.

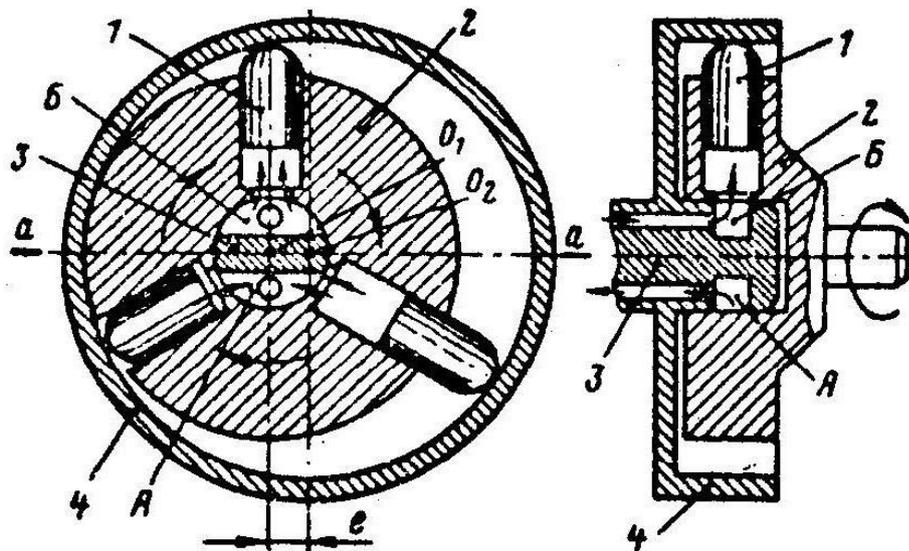


Рис. 2.12. Схема радиального роторно-поршневого насоса:  
1 – поршни; 2 – корпус ротора; 3 – цапфа; 4 – обойма

Теоретическая производительность радиального роторно-поршневого насоса равна

$$Q = 0,5e\pi d^2 z\Omega, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.13)$$

где  $e$  – величина эксцентриситета, м;

$d$  – диаметр поршней, м;

$z$  – число поршней;

$\Omega$  – скорость вращения приводного вала насоса, рад/с.

В современных насосах  $\Omega = 100 \dots 200$  рад/с.

Таким образом, производительность насоса зависит не только от скорости вращения приводного вала насоса, но и от величины эксцентриситета. Изменение знака эксцентриситета приводит к изменению направления потока жидкости, т. е. камера всасывания становится камерой нагнетания и наоборот. Это свойство использу-

ется в насосах с регулируемой производительностью, которые конструируются так, чтобы можно было управлять величиной и знаком эксцентриситета от внешнего воздействия.

Радиальные роторно-поршневые насосы обладают свойством обратимости, т. е. если в одну из полостей насоса подобного типа нагнетать жидкость под давлением, то ротор машины начнет вращаться (работа в режиме гидромотора).

Радиальные роторно-поршневые насосы могут быть также многорядными и с эксцентриковым приводом. У последних распределение потока жидкости осуществляется с помощью клапанов. В насосах с эксцентриковым приводом поршни находятся в статоре, и их смещение осуществляется вращением эксцентрика.

Эти насосы более громоздки, чем насосы с аксиальным расположением цилиндров, и имеют более высокие моменты инерции вращающихся частей, поэтому они менее приемисты и более тихоходны. Ввиду этого аксиальное расположение цилиндров предпочтительнее для высоких скоростей и малых крутящих моментов, радиальное – для больших крутящих моментов (до  $5 \cdot 10^3$  Н·м или соответственно до 500 кгс·м и выше) и малых скоростей, минимальное значение которых доводят до 5 об/мин и ниже. Аксиальные насосы, и в частности насосы средней мощности (~20...50 л.с.), имеют массу при всех прочих равных условиях меньше массы радиальных насосов примерно в 2 раза.

Аксиальные роторно-поршневые машины делятся на две основные группы. К одной группе относятся машины, ось блока цилиндров у которых совпадают с осью вращения вала, т. е. машины с наклонным диском. К другой группе относятся машины, у которых ось вала находится под углом к оси вращения блока цилиндров, т. е. машины с наклонным блоком цилиндров.

На рисунке 2.13 показана принципиальная схема аксиального роторно-поршневого насоса с наклонным диском. В роторе 3 находятся семь-девять поршней 4. Пружины 2 выталкивают поршни из цилиндров. Торцевая часть ротора скользит по плоскости распре-

делительной головки 1. Неподвижно расположенный наклонный диск 5 способствует совершать возвратно-поступательное движение поршням в цилиндрах ротора при его вращении.

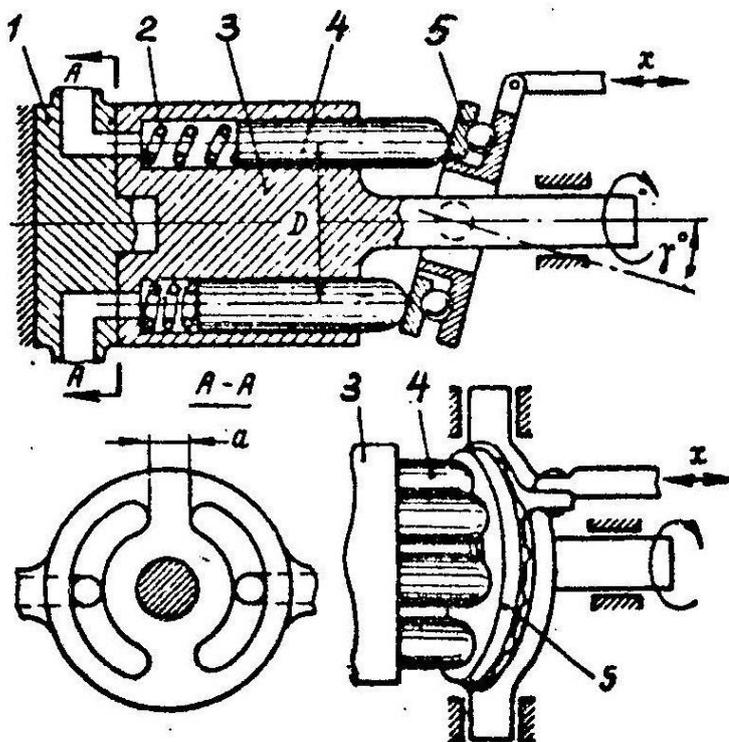


Рис. 2.13. Схема аксиального роторно-поршневого насоса с наклонным диском:

- 1 – распределительная головка (условно повернута на 90 градусов);  
2 – пружины; 3 – ротор; 4 – поршни; 5 – наклонный диск

На плоскости распределительной головки 1 имеются две С-образные канавки, которые соединены соответственно с основной гидромагистралью. Между ними имеются две перемычки, размером  $a$ , центр которых соответствует положению поршней с нулевой скоростью в осевом направлении.

Наклонный диск 5 представляет собой конструкцию, состоящую из радиально-упорного подшипника, одно кольцо которого свободно, а другое висит на шарнирах. Прикладывая воздействие  $x$ , можно изменять угол наклона диска 5 и тем самым менять производительность насоса, а также направление потока жидкости.

Принципиальная схема аксиальной роторно-поршневой машины с наклонным блоком цилиндров приведена на рис. 2.14. Она также состоит из вращающегося ротора 3, поршней 4, неподвижной распределительной головки 1, центрирующего вала 2, наклонного к оси блока цилиндров, диска 5 и штоков 6, соединяющих поршни 4 с диском 5. В некоторых конструкциях штоки 6 служат для передачи крутящего момента от диска 5 к ротору 3.

Имеются конструкции, у которых этот момент передается с помощью гибкого шарнира или пары конусных шестерен.

Расход жидкости у аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком цилиндров от угла наклона блока цилиндров к диску. Производительность аксиальных роторно-поршневых насосов может быть подсчитана по формуле

$$Q = zD \frac{\pi d^2}{4} \Omega \operatorname{tg} \gamma - r_n \rho, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.14)$$

где  $d$  – диаметр поршней, м;

$z$  – число поршней;

$D$  – диаметр окружности, на которой расположены центры цилиндров, м;

$\Omega$  – угловая скорость вращения вала насоса в рад/с;

$\gamma$  – угол наклона диска относительно блока цилиндров в рад;

$r_n$  – удельная утечка в насосе в  $\text{м}^3/\text{с} \cdot (\text{кгс}/\text{м}^2)$ , для каждого насоса имеющая различную величину. Она зависит от геометрических параметров гидронасоса, температуры жидкости и других величин.

В гидроприводах различных агрегатов применяется большое количество конструкций аксиальных роторно-поршневых насосов, которые отличаются от описанных выше по самым различным признакам. Например, имеются насосы с цапфовым распределением жидкости и насосы с неподвижным блоком цилиндров, у которых производится клапанное или золотниковое распределение жидкости. Встречаются также насосы с наклонными к оси ротора цилиндрами.

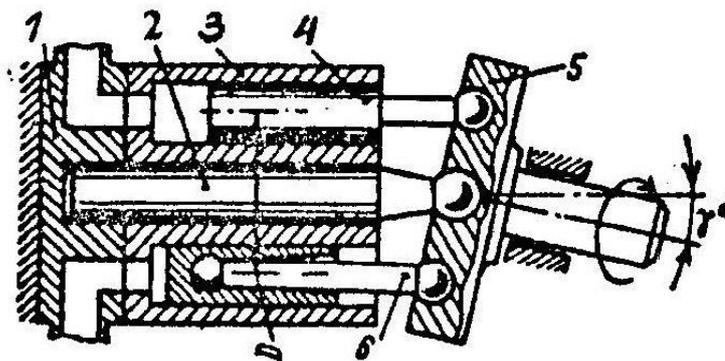


Рис. 2.14. Схема аксиального роторно-поршневого насоса с наклонным блоком цилиндров:

1 – распределительная головка (условно повернута на 90 градусов);  
2 – центрирующий вал; 3 – ротор; 4 – поршни; 5 – диск; 6 – штоки

Аксиальные роторно-поршневые насосы применяют в основном для работы при давлениях 100...400 кгс/см и расходах жидкости 0,04...2 м<sup>3</sup>/с. Скорость вращения насосов бывает разной от 30 рад/с до 600 рад/с, а иногда и более.

Экономичность насоса определяется соотношением потерь мощности и мощности, потребляемой насосом. Мощность, потребляемая насосом, определяется скоростью вращения вала и моментом вращения, приложенным к этому валу,

$$N = M\Omega, \text{ кгс}\cdot\text{м/с (Вт)}, \quad (2.15)$$

где  $M$  – момент вращения на валу насоса, кгс·м (Н·м);

$\Omega$  – угловая скорость вращения вала, рад/с.

Мощность, которая используется для создания полезного расхода жидкости, определяется этим расходом и давлением, которые насос может обеспечить:

$$N = Q \cdot p, \text{ кгс}\cdot\text{м/с (Вт)}, \quad (2.16)$$

где  $Q$  – полезный расход жидкости, создаваемый насосом, в м<sup>3</sup>/с;

$p$  – разность давления жидкости в напорной и сливной магистралях в кгс/м<sup>2</sup> (Н/м<sup>2</sup>).

Остальная часть мощности в насосе тратится на потери. В общем случае баланс мощности насоса можно выразить формулой

$$N_{\text{Вых.Н.}} = N_{\text{Вх.Н.}} - N_0 - N_T - N_r, \quad (2.17)$$

где  $N_0$  – мощность объемных потерь;

$N_T$  – потери мощности на трение;

$N_r$  – мощность гидравлических потерь.

**Гидроаккумуляторами** называются устройства, служащие для накопления рабочей жидкости под давлением для последующего использования ее потенциальной энергии в гидроприводах.

Гидроаккумуляторы сглаживают пульсацию давления жидкости, смягчают гидравлические удары, компенсируют колебания потребления жидкости гидравлическими устройствами и обеспечивают работоспособность системы при перерывах в работе насоса. Иногда предварительно заряженные гидроаккумуляторы используются вместо насоса, когда время работы гидравлического устройства (привода) незначительно.

Существуют гидроаккумуляторы грузовые (рис. 2.15, а), пружинные (рис. 2.15, б), с упругим корпусом (рис. 2.15, в), пневмогидроаккумуляторы без разделителя (рис. 2.15, г) и с разделителем (рис. 2.15, д), мембранный пневмоаккумулятор (рис. 2.15, е) и баллонный пневмогидроаккумулятор (рис. 2.15, ж).

Размеры гидроаккумулятора и насоса к нему определяются из графика потребления жидкости исполнительным органом. Минутная подача насоса выбирается несколько больше среднего расхода, потребляемого исполнительным органом, а полезная емкость гидроаккумулятора обеспечивает расход жидкости на наиболее напряженных участках цикла, где потребление превышает подачу насоса.

При расчетах гидроаккумулятора исходят из величин максимального давления в нем при полной его зарядке ( $p_{\text{макс}}$ ) и наименьшего давления в нем при вытесненном масле ( $p_{\text{мин}}$ ).

Давление  $p_{\text{мин}}$  расчетное, а давление  $p_{\text{макс}}$  задают исходя из потребной емкости гидроаккумулятора.

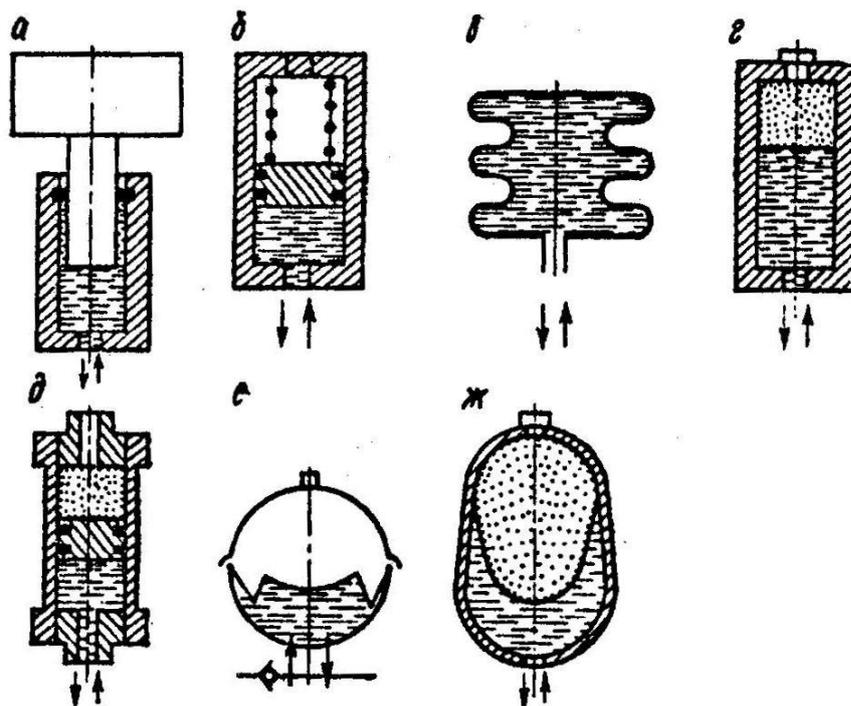


Рис. 2.15. Гидроаккумуляторы

Вследствие того, что процессы сжатия и расширения газа в гидроаккумуляторе происходят медленно, можно с достаточной степенью точности предположить, что показатель политропы в этом случае близок к единице, иначе говоря, процесс будет близок к изотермическому. При  $n = 1$

$$\frac{V_{\text{п}}}{V_{\text{к}}} = \frac{\rho_{\text{н}}}{\rho_{\text{макс}}} - \frac{\rho_{\text{н}}}{\rho_{\text{мин}}}, \quad (2.18)$$

$$\frac{V_{\text{п}}}{V_{\text{в}}} = \frac{\rho_{\text{макс}}}{\rho_{\text{мин}}} - 1, \quad (2.19)$$

где  $V_{\text{п}}$  – полезная емкость гидроаккумулятора;

$V_{\text{к}}$  – общий (конструктивный) объем гидроаккумулятора;

$V_{\text{в}}$  – объем воздушной части гидроаккумулятора в конце зарядки (при  $P_{\text{макс}}$ );

$\rho_{\text{н}}$  – начальное давление перед зарядкой.

Приведенные выражения показывают, что энергоемкость (полезная емкость) гидроаккумулятора при равных прочих условиях в

большой мере зависит от величины начального давления газа при зарядке. Обычно коэффициент перепада давления  $\theta$  принимается равным

$$\theta = \frac{P_{\text{макс}} - P_{\text{мин}}}{P_{\text{макс}}} < 0,2 \dots 0,3. \quad (2.20)$$

Расчет толщины стенок гидроаккумулятора  $s$  на прочность производится по формуле

$$s = \frac{D}{2} \sqrt{\frac{\sigma + P_{\text{макс}}(1 + 2\mu_{\text{П}})}{\sigma - P_{\text{макс}}(1 + \mu_{\text{П}})}}, \quad (2.21)$$

где  $D$  – внутренний диаметр гидроаккумулятора;

$\sigma$  – допускаемое напряжение на разрыв материала стенки;

$\mu_{\text{П}}$  – коэффициент Пуассона (для стали  $\mu_{\text{П}} = 0,3$ ).

Толщина стенки плоского дна определяется по формуле

$$s = 0,405D \sqrt{\frac{P_{\text{макс}}}{\sigma}}, \quad (2.22)$$

толщина стенки сферического дна –

$$s = pD/(4\sigma). \quad (2.23)$$

В качестве газа в пневмогидроаккумуляторах применяется воздух или азот. Для систем с высоким давлением обычно применяют азот, так как наличие кислорода в воздухе может привести в момент сжатия к взрыву паров масла. Азот применяется и в диафрагменных пневмогидроаккумуляторах, так как в среде азота улучшаются условия работы резиновой диафрагмы.

Получение энергии потока жидкости может осуществляться не только с помощью насосов и гидроаккумуляторов. В гидроприводах однократного действия, предназначенных, например, для управления полетом снаряда, широко используются пиротехнические источники давления. Работа такого устройства основана на вытеснении рабочей жидкости из баллона продуктами сгорания, например, пороха. Жидкая и газообразная среды в таких устройствах обычно

разделены подвижной перегородкой, выполненной, например, в виде поршня.