

2 Объемные гидравлические машины

2.1 Некоторые термины и определения

Насос - гидравлическая машина, в которой механическая энергия, приложенная к выходному валу, преобразуется в гидравлическую энергию потока рабочей жидкости.

Гидродвигатель - машина, в которой энергия потока рабочей жидкости преобразуется в энергию движения выходного звена. Если выходное звено получает вращательное движение, то такой гидродвигатель называют *гидромотором*, если поступательное, то *силовым цилиндром*.

Гидромашина, которая может работать в режиме насоса или гидромотора, называется обратимой.

Рабочий объем гидромашины в насосе - это объем жидкости вытесняемый в систему за один оборот вала насоса; в гидромоторе - объем жидкости, необходимый для получения одного оборота вала гидромотора. Гидромашины изготавливаются с постоянным и переменным рабочим объемом. В соответствии с этим с постоянным рабочим объемом называются *нерегулируемые*, а с переменным - *регулируемые*.

Гидролиния (магистраль) - это трубопровод, по которому транспортируется рабочая жидкость. Различают магистрали всасывающие, напорные, сливные и дренажные.

Производительность насоса (подача) - это отношение объема подаваемой жидкости ко времени.

Теоретическая производительность насоса Q_T - это расчетный объем жидкости, вытесняемый в единицу времени из его полости нагнетания.

Действительная производительность насоса Q_D уменьшается на величину Q_H из-за обратного течения жидкости в насосе из полости нагнетания в полость всасывания и из-за утечки жидкости во внешнюю среду. Поэтому

$$Q_D = Q_T - Q_H,$$

а отношение

$$\frac{Q_D}{Q_T} = 1 - \frac{\Delta Q_H}{Q_T} = \eta_{об.н.}$$

где $\eta_{об.н.}$ - объемный КПД насоса.

Объемные потери и объемный КПД гидромотора. При работе машины в режиме гидромотора в приемную его полость поступает жидкость под давлением от насоса. Объемные потери в гидромоторе сводятся в основном к утечкам жидкости через зазоры между сопрягаемыми элементами. Это приводит к тому, что подводимый объем жидкости Q_{II} превышает теоретическое значение Q_T . Поэтому

$$\eta_{об.м.} = \frac{Q_T}{Q_{П}} = 1 - \frac{\Delta Q_M}{Q_{П}} = 1 - \frac{\Delta Q_M}{Q_T + \Delta Q_M},$$

где ΔQ_M - величина утечек в гидромоторе (объемные потери).

Мощность и крутящий момент на валу гидромотора. Фактическая мощность развиваемая гидромотором при данном перепаде давлений

$$N_{М факт} = \Delta P q_M n_M \eta_M$$

где q_M - рабочий объем гидромотора; n_M - частота вращения гидромотора; η_M - общий КПД гидромотора.

Выразив крутящий момент через теоретическую мощность $N_T = \Delta P q n$ и угловую скорость $\omega = 2\pi n$, получим теоретическую величину крутящего момента для гидромашины:

$$M_T = \frac{N_T}{\omega} = \frac{N_T}{2\pi n} = \frac{Q_T \Delta P}{2\pi n}.$$

2.2 Гидравлические машины шестеренного типа

Шестеренные машины в современной технике нашли широкое применение. Их основным преимуществом является конструкционная простота, компактность, надежность в работе и сравнительно высокий КПД. В этих машинах отсутствуют рабочие органы, подверженные действию центробежной силы, что позволяет эксплуатировать их при частоте вращения до 20 с^{-1} . В машиностроении шестеренные гидромашины применяются в системах с дроссельным регулированием.

Шестеренные насосы. Основная группа шестеренных насосов состоит из двух прямозубых шестерен внешнего зацепления (рисунок 2.1, а). Применяются также и другие конструктивные схемы, например, насосы с внутренним зацеплением (рисунок 2.1, б), трех- и более шестеренные насосы (рисунок 2.1, в).

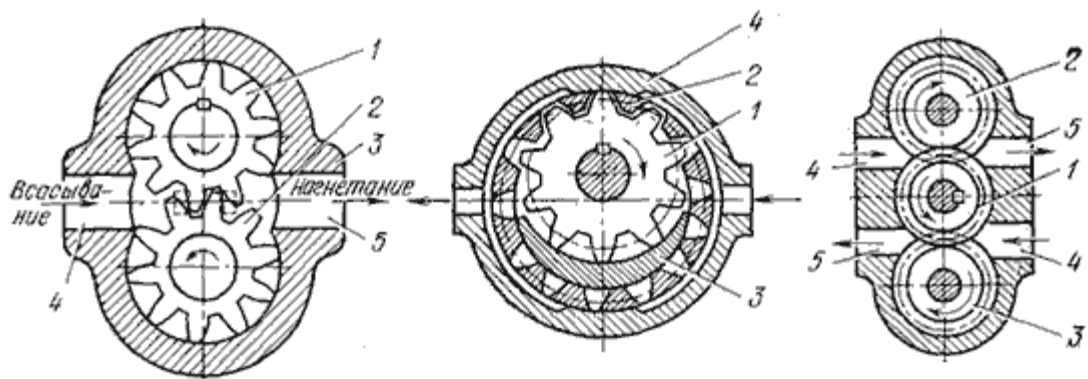


Рисунок 2.1 - Схемы шестеренных насосов: а - с внешним зацеплением; б - с внутренним зацеплением; в - трехшестеренный

Шестеренный насос с внешним зацеплением (рисунок 2.1, а) состоит из ведущей 1 и ведомой 2 шестерен, размещенных с небольшим зазором в корпусе 3. При вращении шестерен жидкость, заполнившая рабочие камеры (межзубовые пространства), переносится из полости всасывания 4 в полость нагнетания 5. Из полости нагнетания жидкость вытесняется в напорный трубопровод.

В общем случае подача шестеренного насоса определяется по формуле

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

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

Шестеренный насос в разобранном состоянии представлен на рисунок 2.2. Шестеренный насос состоит из корпуса 8, выполненного из алюминиевого сплава, внутри которого установлены подшипниковый блок 2 с ведущей 1 и ведомой 3 шестернями и уплотняющий блок 5, представляющий собой другую половину подшипника. Для радиального уплотнения шестерен в центральной части уплотняющего блока имеются две сегментные поверхности, охватывающие с установленным зазором зубья шестерен. Для торцевого уплотнения шестерен служат две поджимные пластины 7, устанавливаемые в специальные пазы уплотняющего блока с обеих сторон шестерен. В поджимных пластинах и в левой части уплотняющего блока есть фигурные углубления под резиновые прокладки 6. Давлением жидкости из полости нагнетания пластины 7 прижимаются к торцам шестерен, благодаря чему автоматически компенсируется зазор, а утечки остаются практически одинаковыми при любом рабочем давлении насоса. Ведущая и ведомая шестерни выполнены заодно с цапфами, опирающимися на подшипники скольжения подшипникового и уплотняющего блоков. Одна из цапф ведущей шестерни имеет шлицы для соединения с валом приводящего двигателя. Насос закрывается крышкой 4 с уплотнительным резиновым кольцом 9. Приводной вал насоса уплотнен резиновой манжетой, закрепленной специальными кольцами в корпусе насоса.

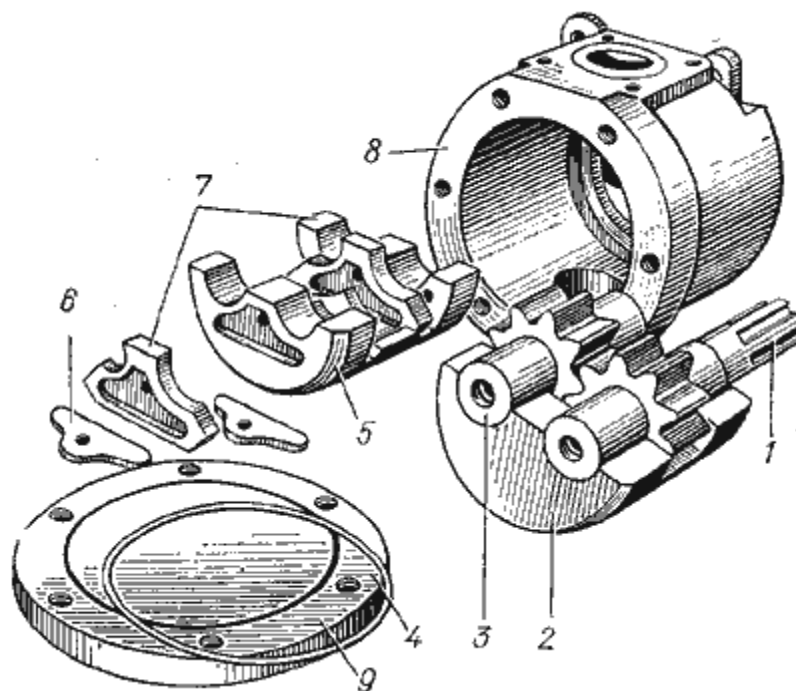


Рисунок 2.2 - Шестеренный насос НШ-К и его составные элементы.

Шестеренные насосы с внутренним зацеплением сложны в изготовлении, но дают более равномерную подачу и имеют меньшие размеры. Внутренняя шестерня 1 (см. рисунок 2.1, б) имеет на два-три зуба меньше, чем внешняя шестерня 2. Между внутренней и внешней шестернями имеется серпообразная перемычка 3, отделяющая полость всасывания от напорной полости. При вращении внутренней шестерни жидкость, заполняющая рабочие камеры, переносится в напорную полость и вытесняется через окна в крышках корпуса 4 в напорный трубопровод.

На рисунке 2.1, в приведена схема трехшестеренного насоса. В этом насосе шестерня 1 ведущая, а шестерни 2 и 3 - ведомые, полости 4 - всасывающие, а полости 5 - напорные. Такие насосы выгодно применять в гидроприводах, в которых необходимо иметь две независимые напорные гидролинии.

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

Шестеренные гидромоторы. Работа шестеренных гидромоторов осуществляется следующим образом. Жидкость из гидромагистрали (см. рисунок 2.1, а) поступает в полость 4 гидродвигателя и, воздействуя на зубья шестерен, создает крутящий момент, равный

$$M_{кр} = k \frac{D^2 b}{2\pi z} \Delta P \eta_m,$$

где η_m - механический КПД гидромотора.

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

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

2.3 Пластинчатые насосы и гидромоторы

Пластинчатые насосы и гидромоторы так же, как и шестеренные, просты по конструкции, компактны, надежны в эксплуатации и сравнительно долговечны. В таких машинах рабочие камеры образованы поверхностями статора, ротора, торцевых распределительных дисков и двумя соседними вытеснителями-платами. Эти пластины также называют лопастями, лопатками, шиберами.

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

Схема насоса однократного действия приведена на рисунке 2.3. Насос состоит из ротора 1, установленного на приводном валу 2, опоры которого размещены в корпусе насоса. В роторе имеются радиальные или расположенные под углом к радиусу пазы, в которые вставлены пластины 3. Статор 4 по отношению к ротору расположен с эксцентриситетом e . К торцам статора и ротора с малым зазором (0,02-0,03 мм) прилегают торцевые распределительные диски 5 с серповидными окнами. Окно 6 каналами в корпусе насоса соединено с гидролинией всасывания 7, а окно 8 - с напорной гидролинией 9. Между окнами имеются уплотнительные перемычки 10, обеспечивающие герметизацию зон всасывания и нагнетания. Центральный угол, образованный этими перемычками, больше угла между двумя соседними пластинами.

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

При изменении эксцентриситета e изменяется подача насоса. Если $e = 0$ (ротор и статор расположены соосно), пластины не будут совершать возвратно-поступательных движений, объем рабочих камер не будет изменяться, и, следовательно, подача насоса будет равна нулю. При перемене

эксцентриситета с $+e$ на $-e$ изменяется направление потока рабочей жидкости (линия 7 становится нагнетательной, а линия 9 - всасывающей). Таким образом, пластинчатые насосы однократного действия в принципе регулируемые и реверсируемые.

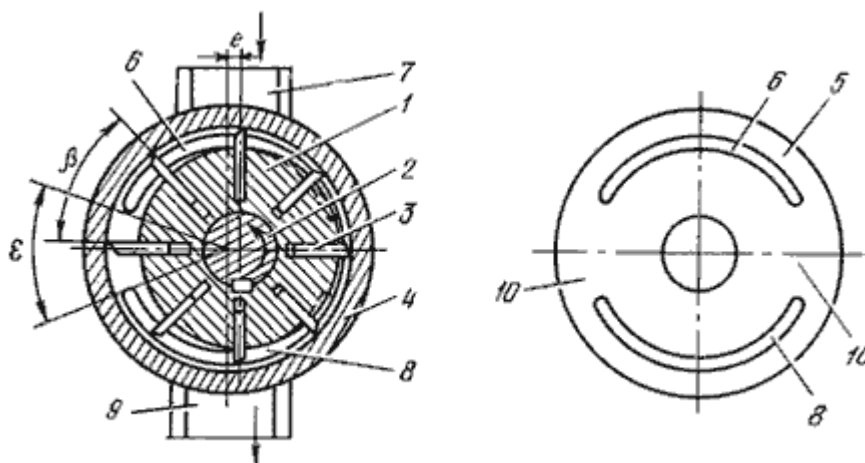


Рисунок 2.3 - Схема пластинчатого насоса однократного действия: 1 - ротор; 2 - приводной вал; 3 - пластины; 4 - статор; 5 - распределительный диск; 6, 8 - окна; 7 - гидролиния всасывания; 9 - гидролиния нагнетания

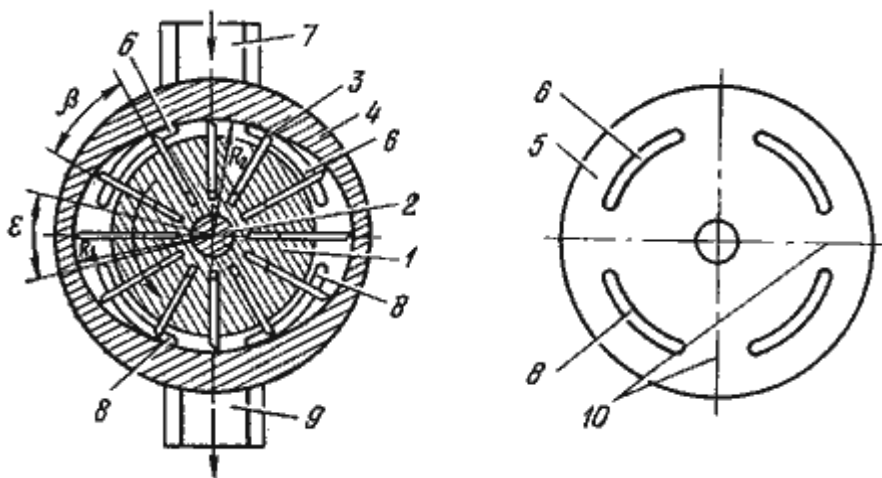


Рисунок 2.4 - Схема пластинчатого насоса двойного действия:

Число пластин z может быть от 2 до 12. С увеличением числа пластин подача насоса уменьшается, но при этом увеличивается ее равномерность. В насосах двойного действия (рисунок 2.4) ротор 1 и 2 статор соосны. Эти насосы имеют по две симметрично расположенные полости всасывания и полости нагнетания. Такое расположение зон уравнивает силы, действующие со стороны рабочей жидкости, и разгружает приводной вал 2, который будет нагружен только крутящим моментом. Для большей уравниженности число пластин z в насосах двойного действия принимается четным. Торцевые распределительные диски 5 имеют четыре окна. Два окна 6 каналами в корпусе насоса соединяются с гидролинией всасывания 7, другие два 8 - с напорной гидролинией 9. Так же как и в

насосах однократного действия, между окнами имеются уплотнительные перемычки 10. Для герметизации зон всасывания и нагнетания должно быть соблюдено условие, при котором $\varepsilon < \beta$.

Профиль внутренней поверхности статора выполнен из дуг радиусами R_1 и R_2 с центром в точке O . Пазы для пластин в роторе могут иметь радиальное расположение под углом 7-15 к радиусу, что уменьшает трение и исключает заклинивание пластин. Насосы с радиальным расположением пластин могут быть реверсивными.

Подачу пластинчатого насоса двойного действия определяют по формуле

$$Q = q_m \eta_{об} = 2b \left[\pi(R_1^2 - R_2^2) - \frac{tz(R_1 - R_2)}{\cos \alpha} \right] n \eta_{об},$$

где b - ширина ротора; R_1 и R_2 - радиусы дуг, образующих профиль внутренней поверхности статора; t - толщина пластин; z - число пластин; α - угол наклона пластин к радиусу.

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

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

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

а для гидромоторов двойного действия

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

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

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

2.4 Радиально-поршневые насосы и гидромоторы

Радиально-поршневые гидромашины применяют при сравнительно высоких давлениях (10 МПа и выше). По принципу действия радиально-поршневые гидромашины делятся на одно-, двух- и многократного действия.

В машинах однократного действия за один оборот ротора поршни совершают одно возвратно-поступательное движение.

Схема радиально-поршневого насоса однократного действия приведена на рисунке 2.5. Рабочими камерами в насосе являются радиально расположенные цилиндры, а вытеснителями - поршни. Ротор (блок цилиндров) 1 на скользящей посадке установлен на ось 2, которая имеет два канала 3 и 4 (один соединен с гидролинией всасывания, другой - с напорной гидролинией). Каналы имеют окна 5, которыми они могут соединяться с цилиндрами 6. Статор 7 по отношению к ротору располагается с эксцентриситетом.

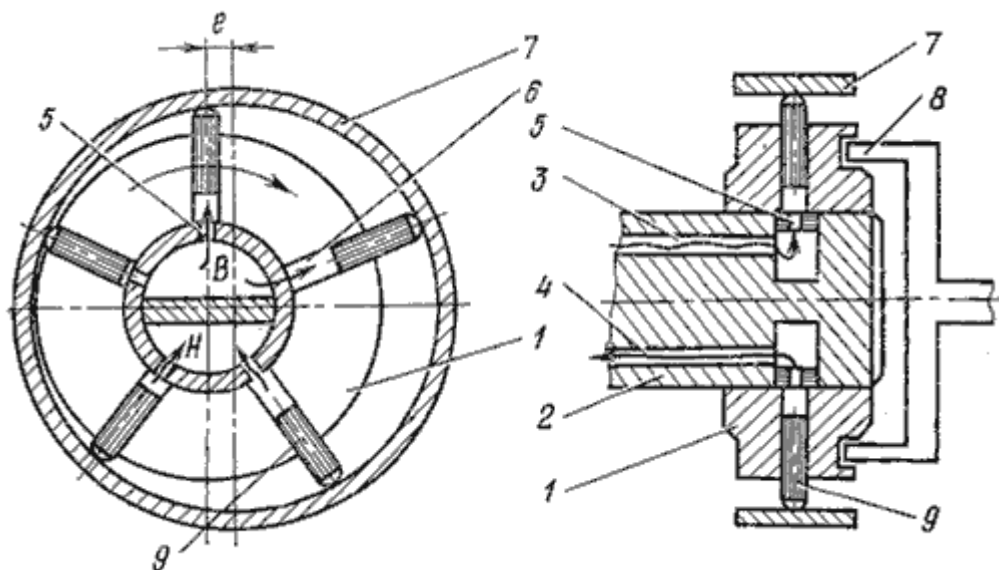


Рисунок 2.5 - Схема радиально-поршневого насоса однократного действия

Ротор вращается от приводного вала через муфту 8. При вращении ротора в направлении, указанном на рисунке 2.5 стрелкой, поршни 9 вначале выдвигаются из цилиндров (происходит всасывание), а затем вдвигаются (нагнетание). Соответственно рабочая жидкость вначале заполняет цилиндры, а затем поршнями вытесняется оттуда в канал 4 и далее в напорную линию гидросистемы. Поршни выдвигаются и прижимаются к статору центробежной силой или принудительно (пружиной, давлением рабочей жидкости или иным путем).

Подача радиально-поршневого насоса

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

где d - диаметр цилиндра; e - эксцентриситет; z - число поршней.

В серийных конструкциях радиально-поршневых насосов число поршней принимается нечетным (чаще всего $z = 7$ или $z = 9$). Число рядов цилиндров для увеличения подачи может быть увеличено от 2 до 6. Подача

радиально-поршневого насоса с кратностью действия i и числом рядов m подсчитывается по формуле

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

где h - ход поршней.

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

На рисунке 2.6 представлен радиально-поршневой насос однократного действия типа НП с четырьмя рядами цилиндров, который состоит из корпуса 1 и крышки 25, внутри которых размещены все рабочие элементы насоса: скользящий блок 10 с крышкой 24, обойма 9 с крышкой 3 и реактивным кольцом 6, ротор 8 с радиально расположенными цилиндрами, поршни 7, распределительная ось 11, на которой на скользящей насадке установлены ротор, приводной вал 20 и муфта. Скользящий блок может перемещаться по направляющим 15, благодаря чему достигается изменение эксцентриситета, а следовательно, и подача насоса. Величина эксцентриситета ограничивается указателем 19. Обойма вращается в двух подшипниках 12, а приводной вал - в подшипниках 14. Распределительная ось имеет каналы с отверстиями, через которые происходят всасывание и нагнетание. Муфта состоит из фланца 2, установленного на шлицах приводного вала промежуточного кольца 5 и четырех роликов 4, через которые крутящий момент передается от фланца к ротору. Для исключения утечек рабочей жидкости по валу служит уплотнение 21. Утечки по каналу 17 отводятся в корпус насоса, а из него через отверстие 13 в дренажную гидролинию.

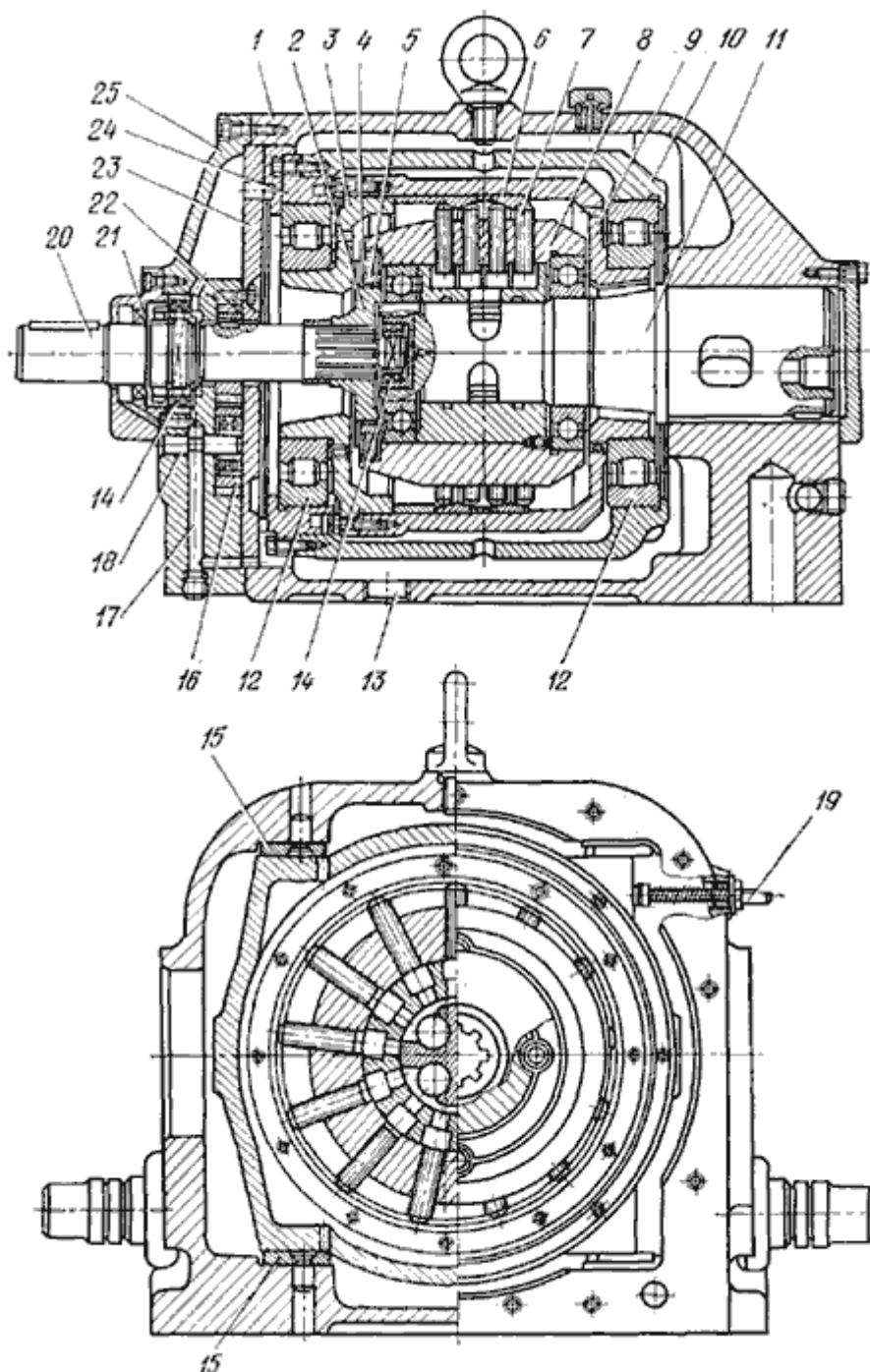


Рисунок 2.6 - Радиально-поршневой насос однократного действия типа НП.

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

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

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

где m - число рядов цилиндров; i - кратность хода поршней; h - величина хода поршней.

2.5 Аксиально-поршневые насосы и гидромоторы

Аксиально-поршневые гидромашины нашли широкое применение в гидроприводах, что объясняется рядом их преимуществ: меньшие радиальные размеры, масса, габарит и момент инерции вращающихся масс; возможность работы при большом числе оборотов; удобство монтажа и ремонта.

Аксиально-поршневой насос состоит из блока цилиндров 8 (рисунок 2.7) с поршнями (плунжерами) 4, шатунов 7, упорного диска 5, распределительного устройства 2 и ведущего вала 6.

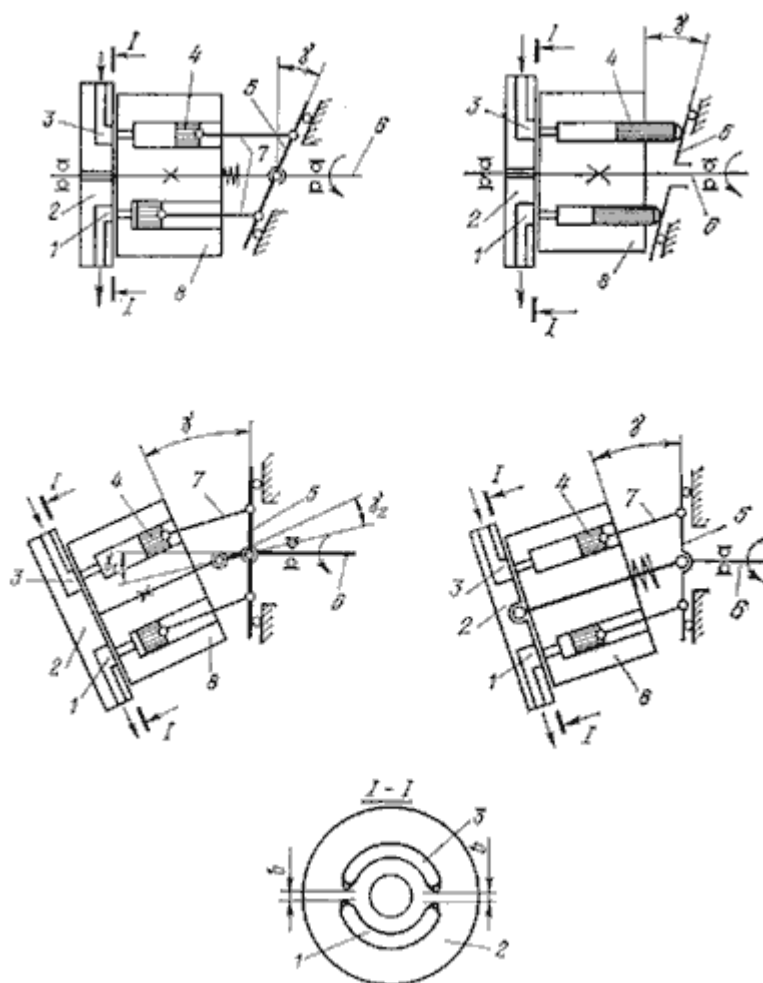


Рисунок 2.7 - Принципиальные схемы аксиально-поршневых насосов: 1 и 3 - окна; 2 - распределительное устройство; 4 - поршни; 5 - упорный

диск; 6 - ведущий вал; 7 - шатуны; 8 - блок цилиндров а - с силовым карданом; б - с несиловым карданом; в - с точечным касанием поршней; г - бескарданного типа.

Во время работы насоса при вращении вала приходит во вращение и блок цилиндров. При наклонном расположении упорного диска (см. рисунок 2.7, а, в) или блока цилиндров (см. рисунок 2.7, б, г) поршни, кроме вращательного, совершают и возвратно-поступательные аксиальные движения (вдоль оси вращения блока цилиндров). Когда поршни выдвигаются из цилиндров, происходит всасывание, а когда вдвигаются - нагнетание. Через окна 1 и 3 в распределительном устройстве 2 цилиндры попеременно соединяются то с всасывающей, то с напорной гидролиниями. Для исключения соединения всасывающей линии с напорной блок цилиндров плотно прижат к распределительному устройству, а между окнами этого устройства есть уплотнительные перемычки, ширина которых b больше диаметра d_k отверстия соединительных каналов в блоке цилиндров. Для уменьшения гидравлического удара при переходе цилиндрами уплотнительных перемычек в последних сделаны дроссельные канавки в виде небольших усиков, за счет которых давление жидкости в цилиндрах повышается равномерно.

Рабочими камерами аксиально-поршневых насосов являются цилиндры, аксиально расположенные относительно оси ротора, а вытеснителями - поршни. По виду передачи движения вытеснителям аксиально-поршневые насосы подразделяются на насосы с наклонным блоком (см. рисунок 2.7, б, г) и с наклонным диском (см. рисунок 2.7, а, в). Известные конструкции аксиально-поршневых насосов выполнены по четырем различным принципиальным схемам.

Насосы с силовым карданом (см. рисунок 2.7, а) приводной вал соединен с наклонным диском силовым карданом, выполненным в виде универсального шарнира с двумя степенями свободы. Поршни соединяются с диском шатунами. При такой схеме крутящий момент от приводящего двигателя передается блоку цилиндров через кардан и наклонный диск. Начальное прижатие блока цилиндров распределительному устройству обеспечивается пружиной, а во время работы насоса давлением жидкости. Передача крутящего момента блоку цилиндров необходима для преодоления сил трения между торцом блока цилиндров и распределительным устройством.

В насосах с двойным несиловым карданом (см. рисунок 2.7, б) углы между осью промежуточного вала и осями ведущего и ведомого валов принимают одинаковыми. При такой схеме вращение ведущего и ведомого валов будет практически синхронным, а кардан полностью разгруженным, так как крутящий момент от приводящего двигателя передается блоку цилиндров через диск 5, изготавливаемый заодно с валом 6.

Насосы с точечным касанием поршней наклонного диска (см. рисунок 2.7, в) имеют наиболее простую конструкцию, поскольку здесь нет шатунов и карданных валов. Однако для того, чтобы машина работала в режиме насоса,

необходимо принудительно выдвигание поршней из цилиндров для прижатия их к опорной поверхности наклонного диска (например, пружинами, помещенными в цилиндрах). По такой схеме чаще всего изготавливают гидромоторы типа Г15-2 (рисунок 2.8). Эти машины выпускаются небольшой мощности, т.к. в местах контакта поршней с диском создается высокое напряжение, которое ограничивает давление жидкости.

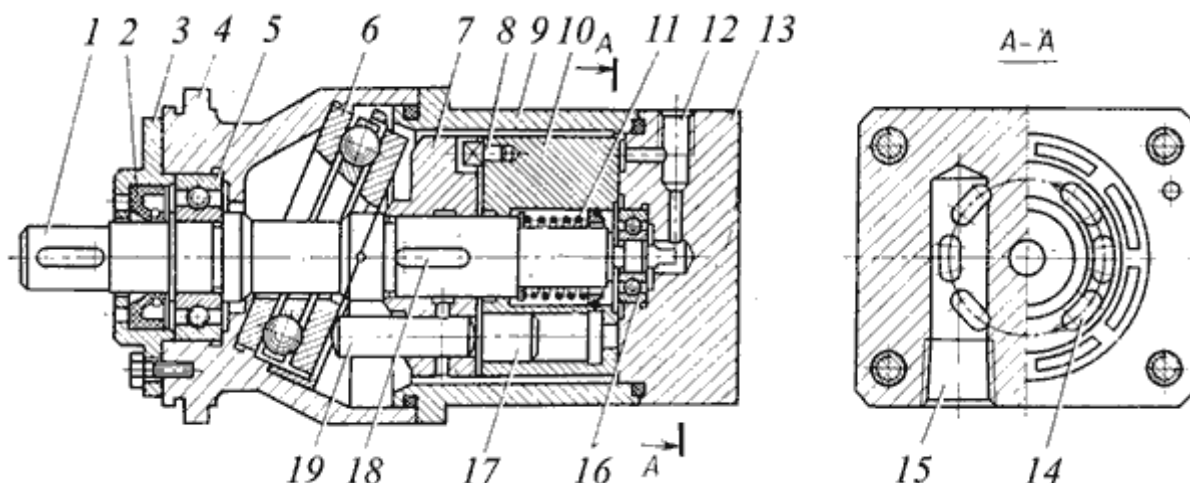


Рисунок 2.8 - Аксиально-поршневой гидромотор типа Г15-2: 1 - вал; 2 - манжета; 3 - крышка; 4, 9 - корпус; 5, 16 - подшипник; 6 - радиально упорный подшипник; 7 - барабан; 8 - поводок; 10 - ротор; 11 - пружины; 12 - дренажное отверстие; 13 - распределительное устройство; 14 - полукольцевые пазы; 15 - отверстие напорное; 17 - поршни; 18 - шпонка; 19 - толкатель

Аксиально-поршневые машины бескарданного типа (см. рисунок 2.7, г) блок цилиндров соединяется с ведущим валом через шайбу и шатуны поршней. По сравнению с гидромашинами с карданной связью машины бескарданного типа проще в изготовлении, надежнее в эксплуатации, имеют меньший габарит блока цилиндров. По данной схеме отечественной промышленностью выпускается большинство аксиально-поршневых машин серии 200 и 300 (рисунок 2.9).

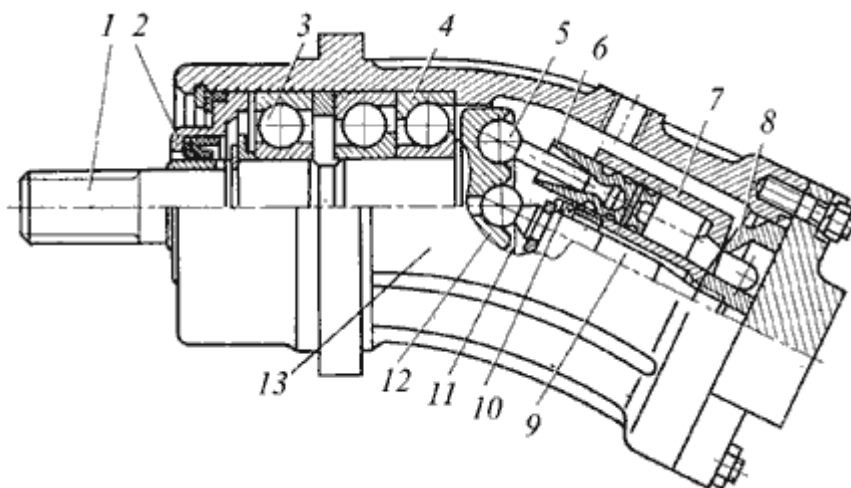


Рисунок 2.9 - Аксиально-поршневой гидромотор типа Г15-2:
 1 - вал; 2 - манжета; 3 - крышка; 4, 9 - корпус; 5, 16 - подшипник;
 6 - радиально упорный подшипник; 7 - барабан; 8 - поводок; 10 - ротор;
 11 - пружины; 12 - дренажное отверстие; 13 - распределительное устройство;
 14 - полукольцевые пазы; 15 - отверстие напорное; 17 - поршни; 18 - шпонка;
 19 - толкатель

Структура условного обозначения аксиально-поршневых машин серий 200 и 300 приведена на рисунке 2.10.

Подача (расход) аксиально-поршневой гидромашины зависит от хода поршня, который определяется углом γ наклона диска или блока цилиндров ($\gamma < 25^\circ$). Если конструкция гидромашины в процессе ее эксплуатации допускает изменение угла γ , то такие машины регулируемые. При изменении угла наклона шайбы или блока цилиндров с $+\gamma$ до $-\gamma$ достигается реверсирование направления потока жидкости или вращения ротора гидромашины.

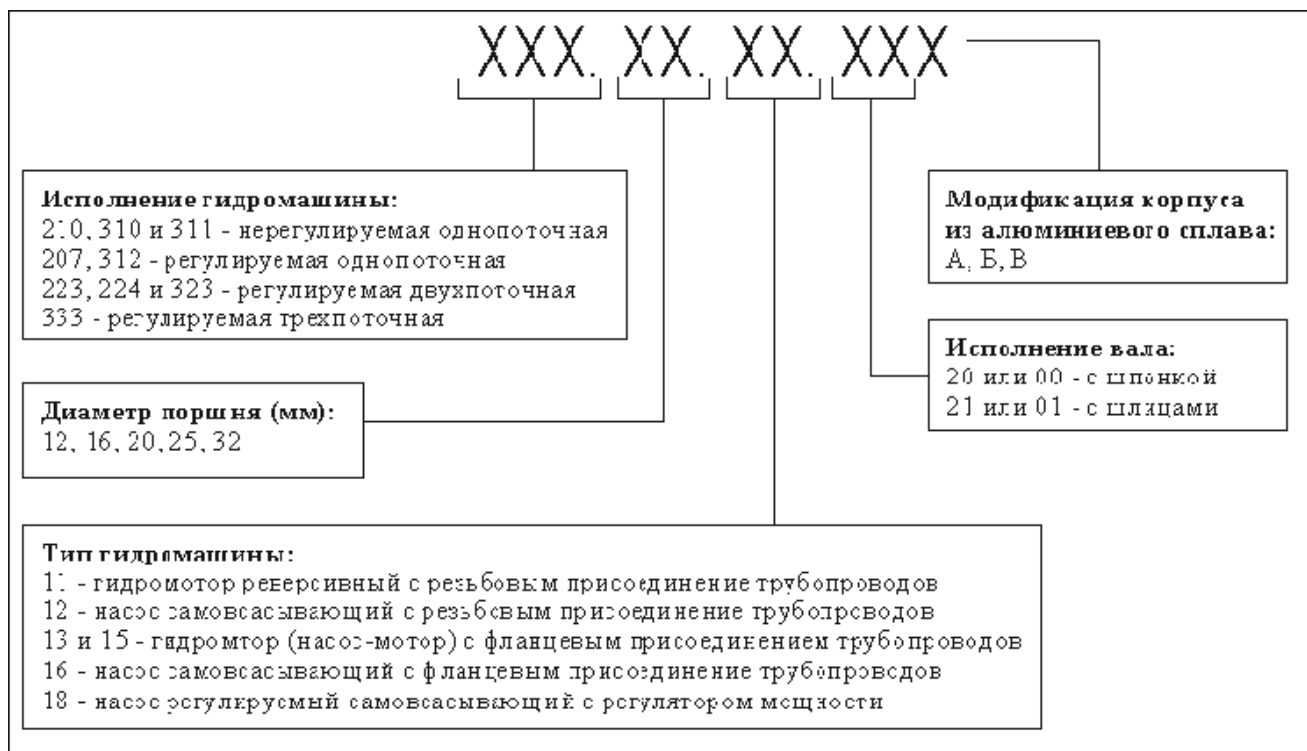


Рисунок 2.10 - Структура условного обозначения аксиально-поршневых гидромашин серий 200 и 300.

Подачу для машин с бесшатунным приводом определяют по формуле:

$$Q = q_n \eta_{об} = \frac{\pi d^2}{4} z D \operatorname{tg} \gamma n \eta_{об}$$

а для машин с шатунным приводом

$$Q = q_m \eta_{об} = \frac{\pi d^2}{4} z D' \sin \gamma \eta_{об}$$

где d - диаметр цилиндра; D и D' - диаметр окружности, на которой расположены центры окружностей цилиндров или закреплены шатуны на диске; $D \tan \gamma$ и $D' \sin \gamma$ - ход поршня при повороте блока цилиндров на 180° ; z - число поршней ($z = 7, 9, 11$).

Крутящий момент аксиально-поршневого гидромотора определяют по формуле:

$$M_{кр} = \frac{\Delta P q}{2\pi} \eta_m = \Delta P \frac{d^2}{8} z D \tan \gamma \eta_m$$

2.6 Гидроцилиндры

В качестве исполнительных механизмов (гидродвигателей) применяются силовые цилиндры, служащие для осуществления возвратно-поступательных прямолинейных и поворотных перемещений исполнительных механизмов. Гидроцилиндры подразделяются на поршневые, плунжерные мембранные и сильфонные.

2.7 Механизмы с гибкими разделителями

К механизмам с гибкими разделителями относятся мембраны, мембранные гидроцилиндры и сильфоны.

Мембраны (рисунок 2.11, а) применяют в основном при небольших перемещениях и небольших давлениях (до 1 МПа). Мембранный исполнительный механизм представляет собой заземленное по периферии корпуса эластичное кольцо 1. При увеличении давления в подводящей камере 2 эластичное кольцо прижимается к верхней части корпуса 3, и шток 4, связанный с эластичным кольцом выдвигается. Обратный ход штока обеспечивает пружина 5.

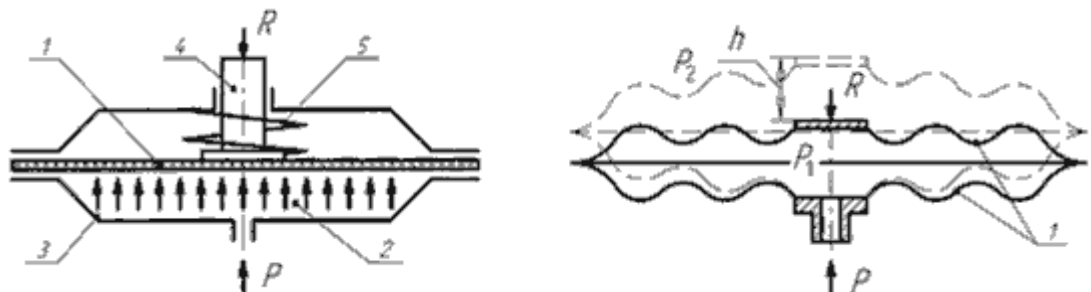


Рисунок 2.11 - Схемы мембран: а - плоская с эластичным кольцом; б - гофрированная металлическая.

В гидропневмоавтоматике распространены также гофрированные металлические мембраны (рисунок 2.11, б). Деформация таких мембран происходит за счет разности давлений $\Delta P = P_1 - P_2$ и внешней нагрузки R .

Мембранные гидроцилиндры (рисунок 2.12) допускают значительны перемещения выходного звена - штока. При перемещении поршня 1 в направлении действия давления жидкости (рисунок 2.12, а) мембрана 3 перегибается, перекатываясь со стенок поршня 1 на стенки цилиндра 2, к которым она плотно поджимается давлением жидкости (рисунок 2.12, б). Обратный ход поршня происходит за счет пружины.

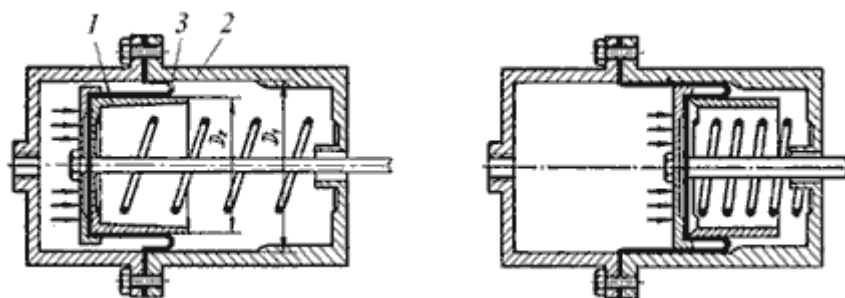


Рисунок 2.12 - Схемы работы мембранного гидроцилиндра

Сильфоны (рисунок 2.13, а) предназначены для работы при небольших давлениях (до 3 МПа). Их изготавливают из металлов и неметаллических материалов (резины или пластика). Металлические сильфоны бывают одно- и многослойные (до пяти слоев). Применение сильфонов оправдано в условиях высоких и низких температур, значение которых лимитируется материалом, из которого изготовлен сильфон. Сильфоны могут быть цельные или сварные. Цельные изготавливают развальцовкой тонкостенной бесшовной трубы.

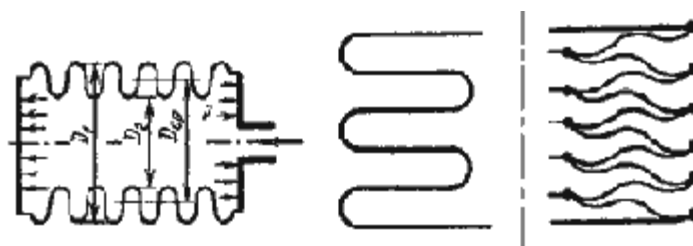



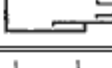
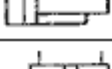
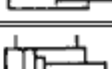
Рисунок 2.13 - Схема металлического сильфона а - сильфон; б - цельная стенка; в - сварная стенка

2.8 Классификация гидроцилиндров

Гидроцилиндры являются объемными гидромашинами и предназначены для преобразования энергии потока рабочей жидкости механическую энергию выходного звена. Гидроцилиндры работают при высоких давлениях (до 32 МПа), их изготавливают одностороннего и

двухстороннего действия, с односторонним и двухсторонним штоком и телескопические.

Таблица 2.1 - Классификация гидроцилиндров

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

2.9 Гидроцилиндры прямолинейного действия

Для привода рабочих органов мобильных машин наиболее широко применяют поршневые гидроцилиндры двухстороннего действия с односторонним штоком (рисунок 2.14).

Основой конструкции является гильза 2, представляющая собой трубу с тщательно обработанной внутренней поверхностью. Внутри гильзы перемещается поршень 6, имеющий резиновые манжетные уплотнения 5, которые предотвращают перетекание жидкости из полостей цилиндра, разделенных поршнем. Усилие от поршня передает шток 3, имеющий полированную поверхность. Для его направления служит грундбукса 8. С двух сторон гильзы укреплены крышки с отверстиями для подвода и отвода рабочей жидкости. Уплотнение между штоком и крышкой состоит из двух манжет, одна из которых предотвращает утечки жидкости из цилиндра, а другая служит грязесъемником 1. Проушина 7 служит для подвижного закрепления гидроцилиндра. На нарезанную часть штока крепится проушина или деталь, соединяющая гидроцилиндр с подвижным механизмом.

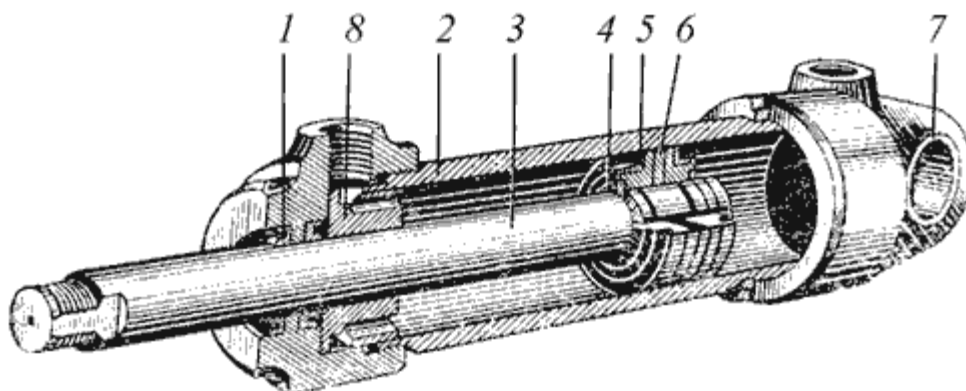


Рисунок 2.14 - Гидроцилиндр: 1 - грязесъемник; 2 - гильза; 3 - шток; 4 - стопорное кольцо; 5 - манжета; 6 - поршень; 7 - проушина; 8 - грундбукса

У нормализованных цилиндров, применяющихся в строительных машинах, диаметр штока составляет в среднем $0,5 D$, ход поршня не превосходит $10D$. При большей величине хода и давлениях, превышающих 20 МПа, шток следует проверять на устойчивость от действия продольной силы.

Для уменьшения потерь давления диаметры проходных отверстий в крышках цилиндра для подвода рабочей жидкости назначают из расчета, чтобы скорость жидкости составляла в среднем 5 м/с, но не выше 8 м/с.

Ход поршня ограничивается крышками цилиндра. В некоторых случаях она достигает 0,5 м/с. Жесткий удар поршня о крышку в гидроцилиндрах строительных машин предотвращают *демпферы (тормозные устройства)*. Принцип действия большинства из них основан на запирании небольшого объема жидкости и преобразования энергии движущихся масс в механическую энергию жидкости. Из запертого объема жидкость вытесняется через каналы малого сечения.

На рисунке 2.15. представлены типичные схемы демпферных устройств.

Пружинный демпфер (рисунок 2.15, а) представляет собой пружину 1, установленную на внутренней стороне крышки цилиндра 2, тормозящую поршень 3 в конце хода.

Демпфер с ложным штоком (рисунок 2.15, б) представляет собой короткий ложный шток 1 и выточку 2 в крышке цилиндра. Ложный шток может иметь коническую или цилиндрическую форму. В конце хода поршня жидкость запирается ложным штоком в выточке крышки цилиндра и вытесняется оттуда через узкую кольцевую щель. Если ложный шток выполнен в виде конуса, то эта щель уменьшается по мере достижения поршнем конца своего хода. При этом сопротивление движению жидкости возрастает, а инерция, ускорение и скорость движения поршня уменьшаются.

Регулируемый демпфер с отверстием (рисунок 2.15, в) по принципу действия аналогичен демпферу с ложным штоком. Конструктивное отличие заключается в том, что запираемая в выточке крышки цилиндра жидкость

вытесняется через канал 1 малого сечения, в котором установлена игла 2 для регулирования проходного сечения отверстия.

Гидравлический демпфер (рисунок 2.15, г) применяется в том случае, когда конструкцией гидроцилиндра не может быть предусмотрено устройство выточки. В гидравлическом демпфере в конце хода поршня стакан 1 упирается в крышку цилиндра, а жидкость вытесняется из полости 2 через кольцевой зазор между стаканом 1 и поршнем 3. Пружина 4 возвращает стакан в исходное положение при холостом ходе поршня.

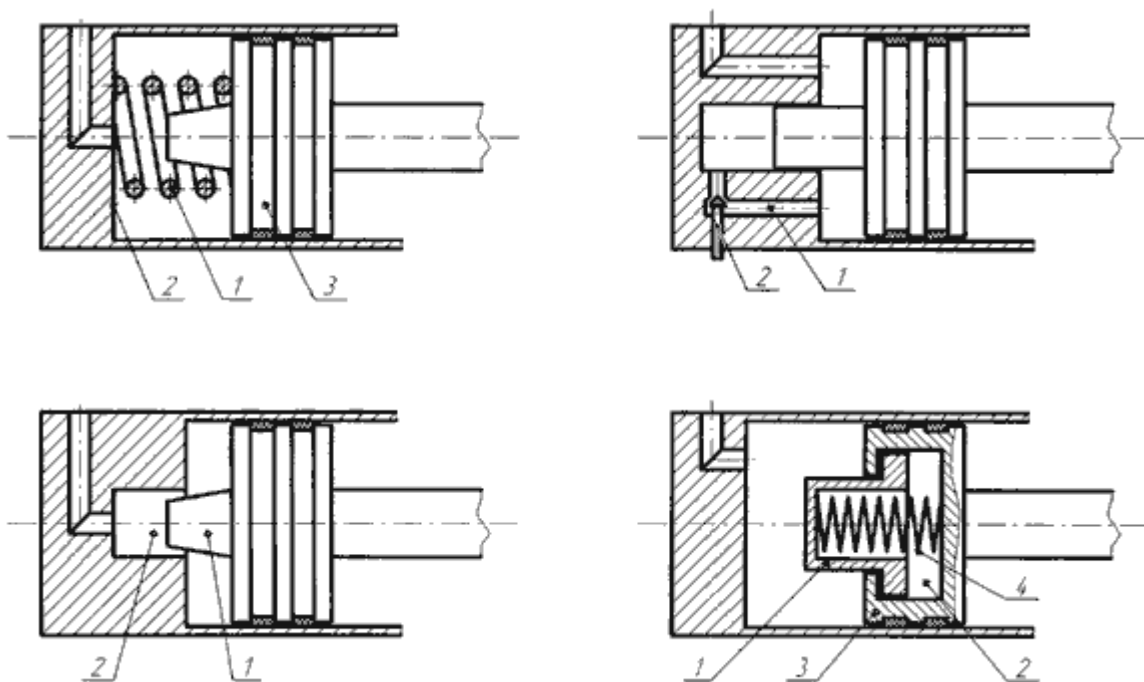


Рисунок 2.15 - Принципиальные схемы демпферов: а - пружинный демпфер; б - демпфер с ложным штоком; в - демпфер регулируемый с отверстием; г - гидравлический демпфер

2.10 Расчет гидроцилиндров

Основными параметрами поршневого гидроцилиндра являются: диаметры поршня D и штока d , рабочее давление P , и ход поршня S .

Рассмотрим поршневой гидроцилиндр с односторонним штоком (рисунок 2.16). По основным параметрам можно определить следующие зависимости: площадь поршня в поршневой полости 1 и в штоковой полости 2 соответственно

$$F_1 = \frac{\pi D^2}{4} \quad \text{и} \quad F_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$$

усилие, развиваемое штоком гидроцилиндра при его выдвигении и втягивании соответственно

$$R_1 = F_1 k_{mp} \quad \text{и} \quad R_2 = F_2 k_{mp},$$

где $k_{mp} = 0,9 \dots 0,98$ - коэффициент, учитывающий потери на трение; скорости перемещения поршня

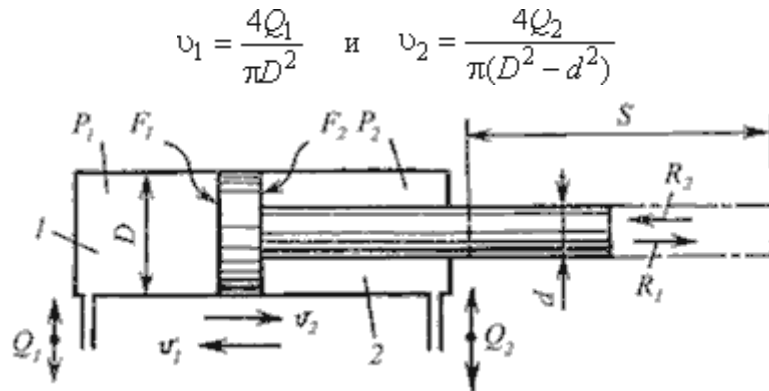


Рисунок 2.16 - Основные и расчетные параметры гидроцилиндра

Расчеты на прочность. Прочностными расчетами определяют толщину стенок цилиндра, толщину крышек (головок) цилиндра, диаметр штока, диаметр шпилек или болтов для крепления крышек.

В зависимости от соотношения наружного D_H и внутреннего D диаметров цилиндры подразделяют на толстостенные и тонкостенные. Толстостенными называют цилиндры, у которых $D_H / D > 1,2$, а тонкостенными - цилиндры, у которых $D_H / D \leq 1,2$.

Толщину стенки однослойного толстостенного цилиндра определяют по формуле:

$$\delta = \frac{D}{2} \left[\sqrt{\frac{[\sigma] + P_y (1 - 2\mu)}{[\sigma] - P_y (1 + \mu)}} - 1 \right]$$

где P_y - условное давление, равное $(1,2 \dots 1,3)P$; $[\sigma]$ - допускаемое напряжение на растяжение, Па (для чугуна $2,5 \cdot 10^7$, для высокопрочного чугуна $4 \cdot 10^7$, для стального литья $(8 \dots 10) \cdot 10^7$, для легированной стали $(15 \dots 18) \cdot 10^7$, для бронзы $4,2 \cdot 10^7$); μ - коэффициент поперечной деформации (коэффициент Пуассона), равный для чугуна 0, для стали 0,29; для алюминиевых сплавов $0,26 \dots 0,33$; для латуни 0,35.

Толщину стенки тонкостенного цилиндра определяют по формуле:

$$\delta = \frac{P_y D}{2,3[\sigma] - P_y}$$

К определенной по формулам толщине стенки цилиндра прибавляется припуск на обработку материала. Для $D = 30-180$ мм припуск принимают равным 0,5-1 мм.

Толщину крышки цилиндра определяют по формуле:

$$\delta_x = 0,433d_x \sqrt{\frac{P}{[\sigma]}}$$

где d_x - диаметр крышки.

Диаметр штока, работающего на растяжение и сжатие соответственно

$$d = \sqrt{\frac{4R}{\pi[\sigma_p]}} \quad \text{и} \quad d = D \sqrt{\frac{R}{[\sigma_c]}}$$

где $[\sigma_p]$ и $[\sigma_c]$ - допускаемы напряжения на растяжение и сжатие штока;

Штоки, длина которых больше 10 диаметров ("длинные" штоки), работающие на сжатие, рассчитывают на продольный изгиб по формуле Эйлера

$$\frac{R}{f} < \sigma_{кр}$$

где $\sigma_{кр}$ - критическое напряжение при продольном изгибе; f - площадь поперечного сечения штока;

Диаметр болтов для крепления крышек цилиндров

$$d_b = D \sqrt{\frac{P}{1,2n[\sigma_p]}}$$

где n - число болтов.

2.11 Поворотные гидроцилиндры

Для возвратно-поворотных движений приводимых узлов на угол, меньший 360°, применяют *поворотные гидроцилиндры* (рисунок 2.17), которые представляют собой объемный гидродвигатель с возвратно-поворотным движением выходного звена.

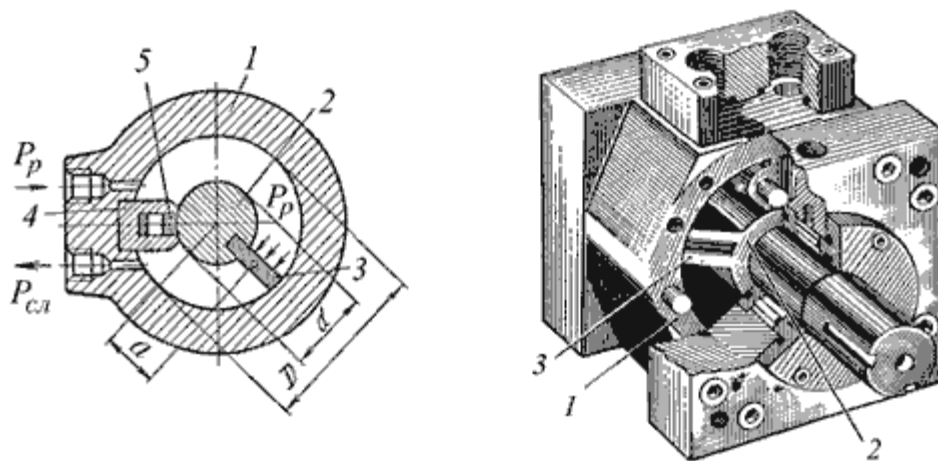


Рисунок 2.17 - Поворотный однолопастной гидроцилиндр: а - схема; б - общий вид

Поворотный гидроцилиндр состоит из корпуса 1, и поворотного ротора, представляющего собой втулку 2, несущую пластину (лопасть) 3. Кольцевая полость между внутренней поверхностью цилиндра и ротором разделена уплотнительной перемычкой 4 с пружинящим поджимом к ротору уплотнительного элемента 5.

При подводе жидкости под давлением P_p в верхний канал (см. рисунок 2.17, а) пластина 3 с втулкой 2 будет поворачиваться по часовой стрелке. Угол поворота вала цилиндра с одной рабочей пластиной обычно не превышает 270-280.

Расчетный крутящий момент M на валу рассматриваемого гидроцилиндра с одной пластиной равен произведению силы R на плечо a приложения этой силы (расстояние от оси вращения до центра давления рабочей площади пластины)

$$M = Ra$$

Усилие R определяется произведением действующего на лопасть перепада давлений на рабочую площадь пластины F

$$R = \Delta PF = (P_p - P_{cl}) F$$

Из рисунка 2.17, а видно, что рабочая площадь пластины

$$F = \frac{D-d}{2} b$$

где b - ширина пластины.

Плечо приложения силы

$$a = \frac{D}{2} - \frac{D-d}{4} = \frac{D+d}{4}$$

В соответствии с этим расчетный крутящий момент

$$M = \frac{\Delta P b}{8} (D^2 - d^2)$$

Угловая скорость ω вращения вала

$$\omega = \frac{8Q}{(D^2 - d^2)b}$$

Фактические момент M_{Φ} и угловая скорость ω_{Φ} будут меньше расчетных в связи с наличием потерь трения и утечек жидкости, характеризующихся механическим η_m и объемным $\eta_{об}$ КПД гидроцилиндра:

$$M = \frac{\Delta P b}{8} (D^2 - d^2) \eta_m$$

$$\omega = \frac{8Q}{(D^2 - d^2)b} \eta_{об}$$

Применяются также и многопластинчатые поворотные гидроцилиндры (рисунок 2.18), которые позволяют увеличить крутящий момент, однако угол поворота при этом уменьшится. Момент и угловая скорость многопластинчатого гидроцилиндра:

$$M = \frac{\Delta P b z}{8} (D^2 - d^2) \eta_m$$

$$\omega = \frac{8Q}{z(D^2 - d^2)b} \eta_{об}$$

где z - число пластин.

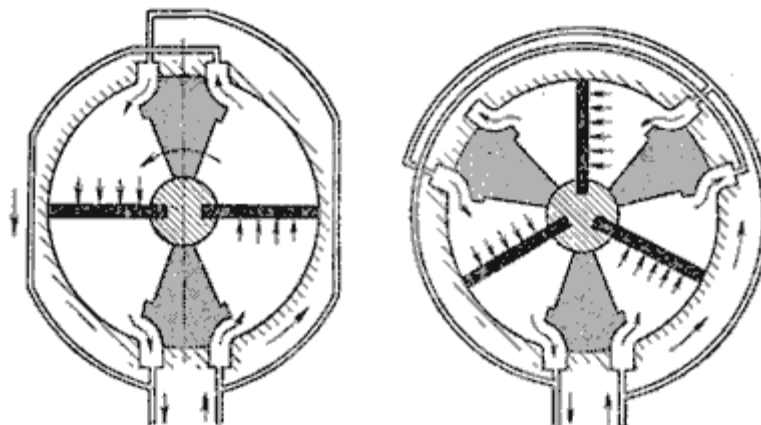


Рисунок 2.18 - Поворотные гидроцилиндры: а - двухлопастной; б - трехлопастной

Для преобразования прямолинейного движения выходного звена гидроцилиндра 1 в поворотное исполнительного механизма 2 применяют

речно-шестеренные механизмы (рисунок 2.19). Без учета сил трения крутящий момент на валу исполнительного механизма равен

$$M = \Delta P \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{D_3}{2}$$

а угловая скорость вращения

$$\omega = \frac{8Q}{\pi D^2 D_3}$$

где D_3 - диаметр делительной окружности шестерни.

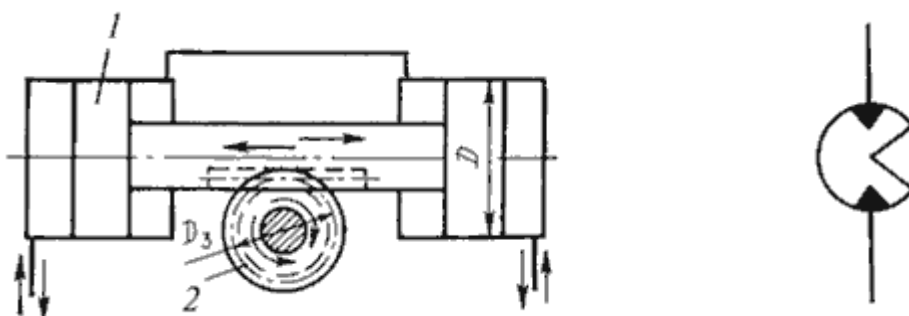


Рисунок 2.19 - Речно-шестеренный механизм; 2.20 - Условное обозначение поворотного гидроцилиндра