

## Насосы и гидромоторы

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

*Гидролиния (магистраль)* - как уже говорилось в лекции 2, 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  $Q_{П}$  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  $\Delta Q_M$  - величина утечек в гидромоторе (объемные потери).

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

$$N_{M \text{ факт}} = \Delta P q_m n_m \eta_M$$

где  $q_m$  - рабочий объем гидромотора;  
 $n_m$  - частота вращения гидромотора;  
 $\eta_m$  - 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:

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

### 3.2. 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  $20 \text{ с}^{-1}$ . В машиностроении шестеренные гидромашины применяются в системах с дроссельным регулированием.

*Шестеренные насосы.* Основная группа шестеренных насосов состоит из двух прямозубых шестерен внешнего зацепления (рис.3.1, а). Применяются также и другие конструктивные схемы, например, насосы с внутренним зацеплением (рис.3.1, б), трех- и более шестеренные насосы (рис.3.1, в).

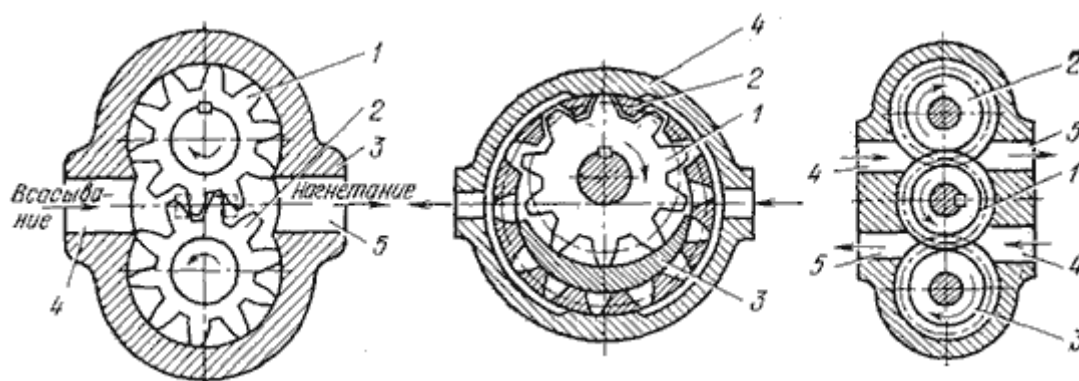


Рис.3.1. Схемы шестеренных насосов:

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

Шестеренный насос с внешним зацеплением (рис.3.1, 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 рис.3.2. 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.

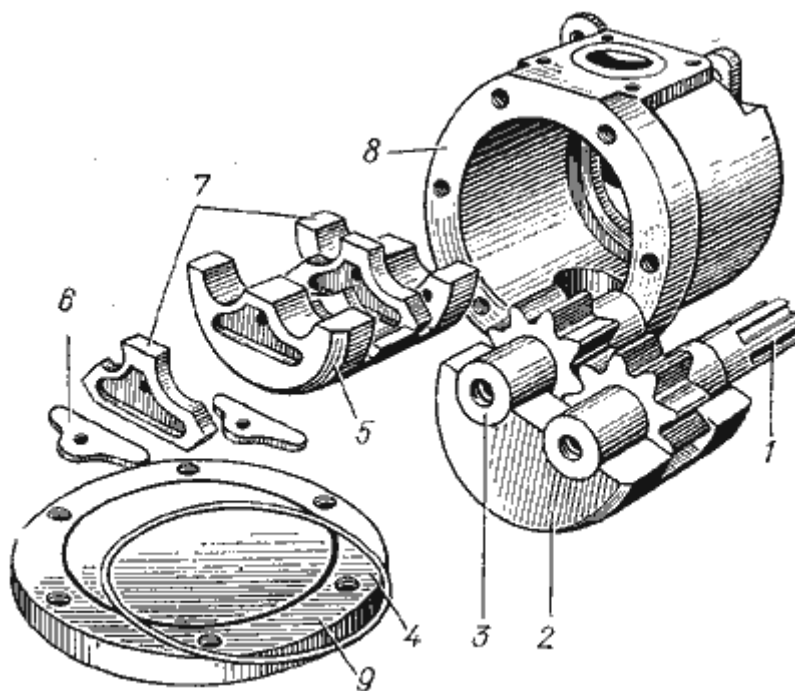


Рис.3.2. Шестеренный насос НШ-К и его составные элементы

Шестеренные насосы с внутренним зацеплением сложны в изготовлении, но дают более равномерную подачу и имеют меньшие размеры. Внутренняя шестерня 1 (см. рис.3.1, б) имеет на два-три зуба меньше, чем внешняя шестерня 2. Между внутренней и внешней шестернями имеется серповидная перегородка 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 рис.3.1, 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 шестеренным 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 гидромагистрала (см. рис.3.1, 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  $\eta_m$  - 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.

### 3.3. 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-платинами. 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 рис.3.3. 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 м 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.

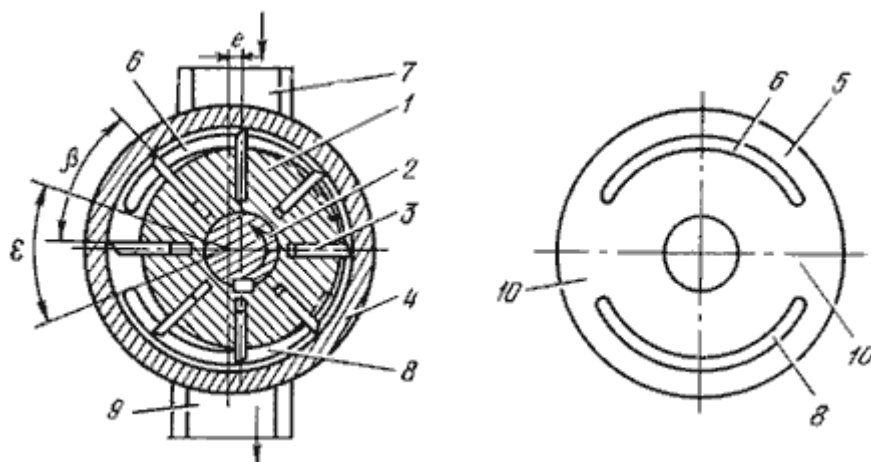
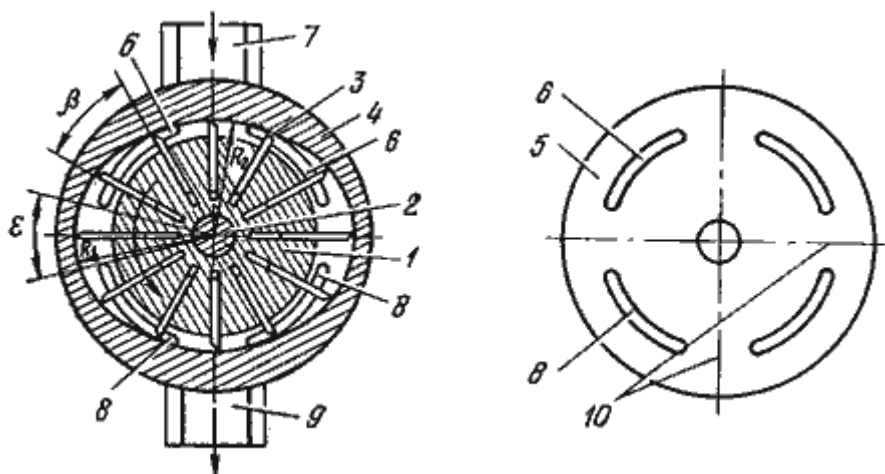


Рис.3.3. Схема пластинчатого насоса однократного действия:

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

Подачу пластинчатого насоса однократного действия определяют по формуле

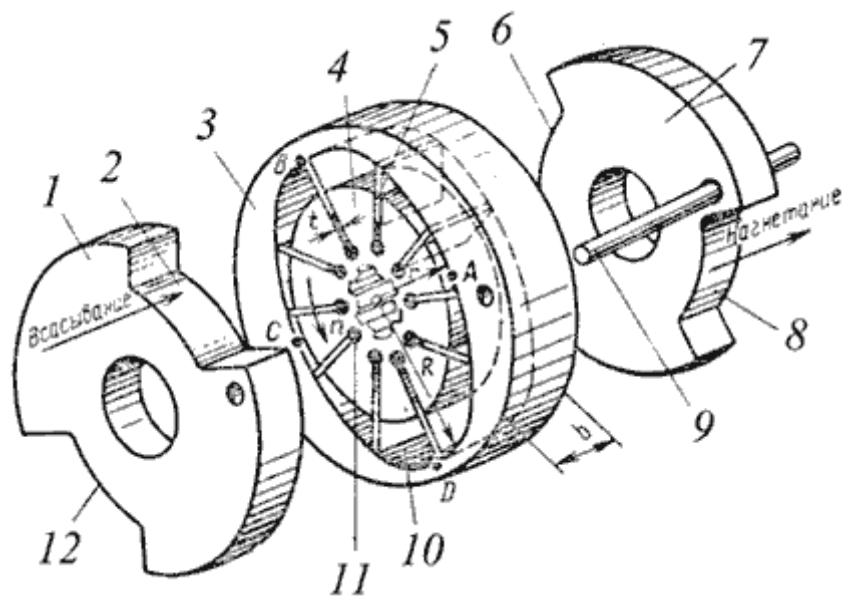


где  $b$  - ширина пластин;  $e$  - эксцентриситет;  $D$  - диаметр статора;  $z$  - число пластин;  $t$  - толщина пластин;  $n$  - частота вращения ротора.

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 (рис.3.4) 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 уравновешенности число пластин 3 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  $\epsilon < \beta$ .

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  $7...15^\circ$  к радиусу, что уменьшает трение и исключает заклинивание пластин. Насосы с радиальным расположением пластин могут быть реверсивными.



а)

1, 7 - распределительные диски; 3 - статор; 4 - ротор; 5 - пластины;  
6, 8 - окна напорной полости; 2, 12 - окна всасывающей полости; 9 - штифт;  
10 - внутренняя поверхность статора; 11 - отверстие



б)

1 - крышка; 2, 8 - подшипники; 3, 7 - диски; 4 - окно; 5 - статор;  
6 - ротор; 9 - фланец; 10 - манжеты; 11 - вал приводной; 12 - пружина;  
13 - камера под давлением; 14 - окно всасывания; 15 - корпус; 16 - пластины;  
17 - отверстие; 18 - штифт; 19 - окно

Рис.3.5. Рабочий комплект (а) и конструкция (б) пластинчатого насоса двойного действия Г12-2М

Рассмотрим еще раз устройство и принцип работы пластинчатого насоса двойного действия на примере насоса Г12-2М. Основными деталями насоса является корпус с крышкой, приводной вал с подшипниками и рабочий комплект (рис.3.5, а), состоящий из распределительных дисков 1 и 7, статора 3, ротора 4 и пластин 5. Диски и статор, зафиксированные в угловом положении относительно корпуса штифтом 9, прижимаются друг к другу пружинами (не показаны), а также давлением масла в напорной линии. При вращении ротора

4, связанного через шлицевое соединение с приводным валом, в направлении, указанном стрелкой, пластины 5 центробежной силой и давлением масла, подведенного в отверстия 11, прижимаются к внутренней поверхности 10 статора 3, имеющей форму овала, и, следовательно, совершают возвратно-поступательное движение в пазах ротора.

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

Конструкция насоса показана на рис.3.5, б. В расточках корпуса 15 и крышки 1 установлен рабочий комплект (диски 3 и 7, статор 5, ротор 6, пластины 16). Ротор через шлицевое соединение связан с приводным валом 11, опирающимся на шарикоподшипники 2 и 8. Наружные утечки или подсос воздуха по валу исключается манжетами 10, установленными в расточке фланца 9. Комплект сжимается тремя пружинами 12 и давлением масла в камере 13. Окна 4 диска 3 через отверстия 17 статора соединены с глухими окнами всасывания 14 диска 7, благодаря чему масло из всасывающей линии поступает в ротор с двух сторон, что облегчает условия всасывания. В напорную линию масло вытесняется через окна 19 диска 7. Поворот комплекта предотвращается штифтом 18 (или винтами), проходящими через отверстия в деталях 1, 3, 5, 7 и 15.

Подачу пластинчатого насоса двойного действия определяют по формуле

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

где *b* - ширина ротора; *R*<sub>1</sub> и *R*<sub>2</sub> - 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.

### 3.4. 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 рис.3.6. 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.

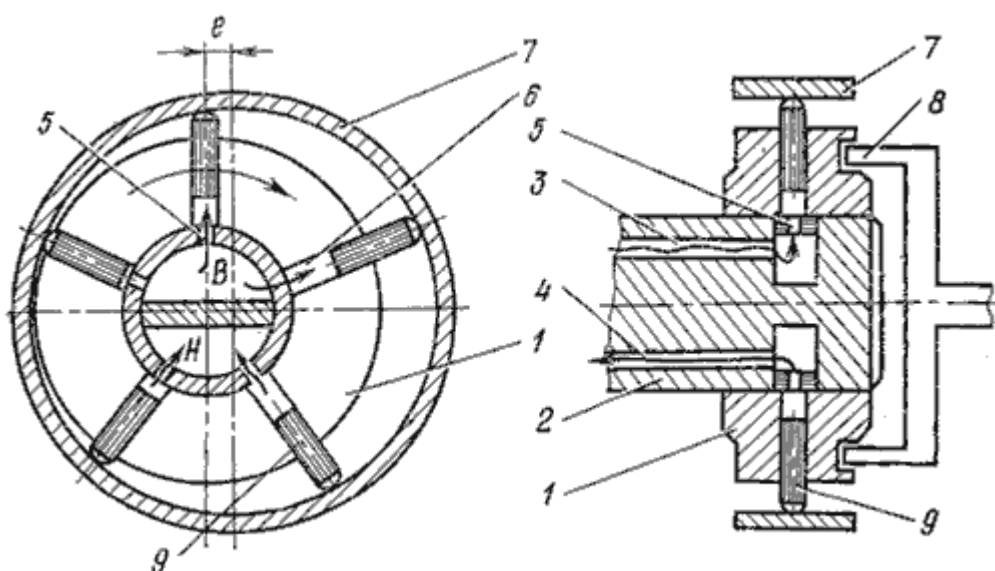


Рис.3.6. Схема радиально-поршневого насоса однократного действия

Ротор вращается от приводного вала через муфту 8. При вращении ротора в направлении, указанном на рис.3.6. 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 рис.3.7. 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 достигаются 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.

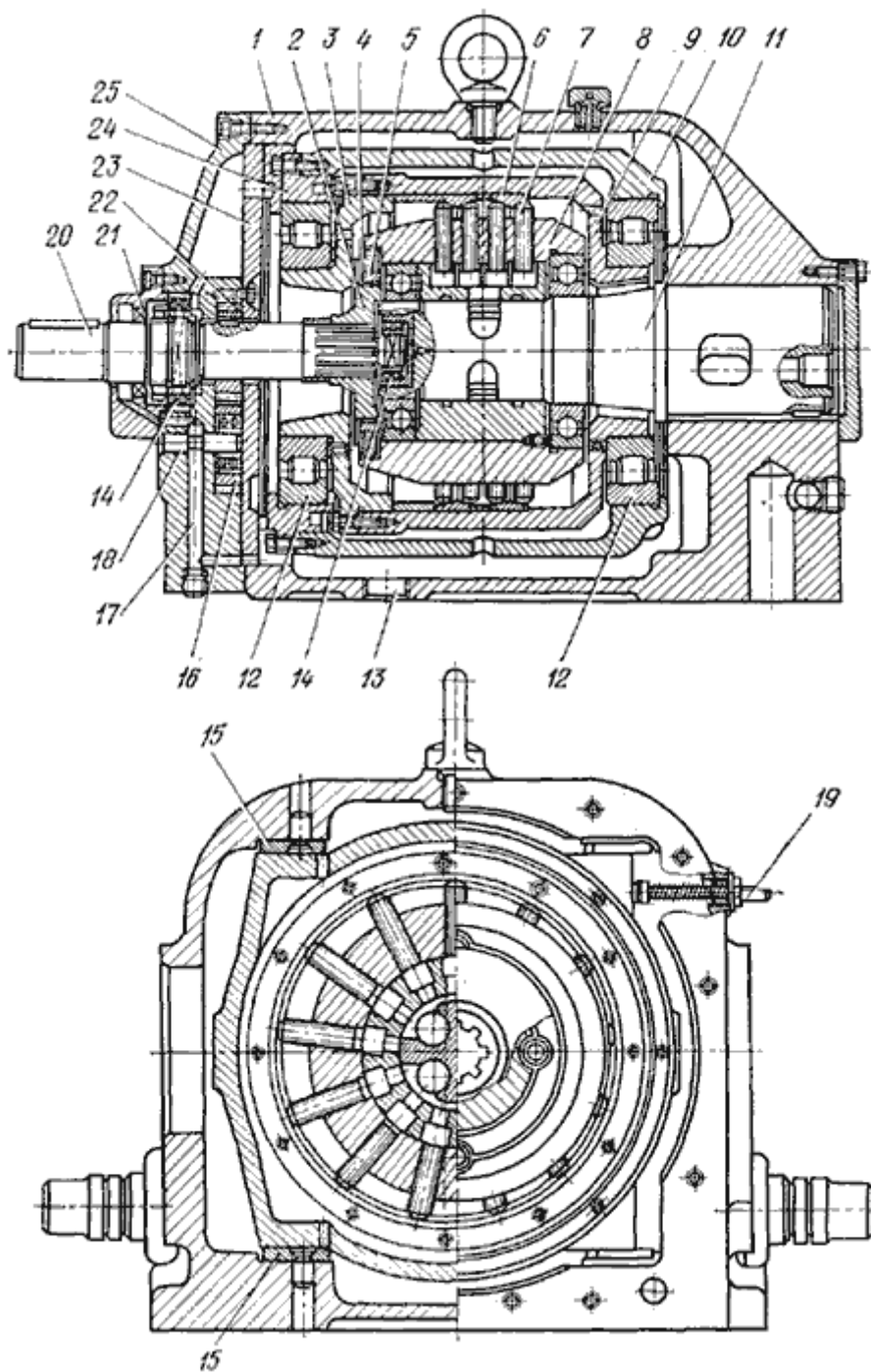


Рис.3.7. Радиально-поршневой насос однократного действия типа НП

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 гидромашин.

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

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

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

### 3.5. 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 (рис.3.8) с поршнями (плунжерами) 4, шатунов 7, упорного диска 5, распределительного устройства 2 и ведущего вала 6.

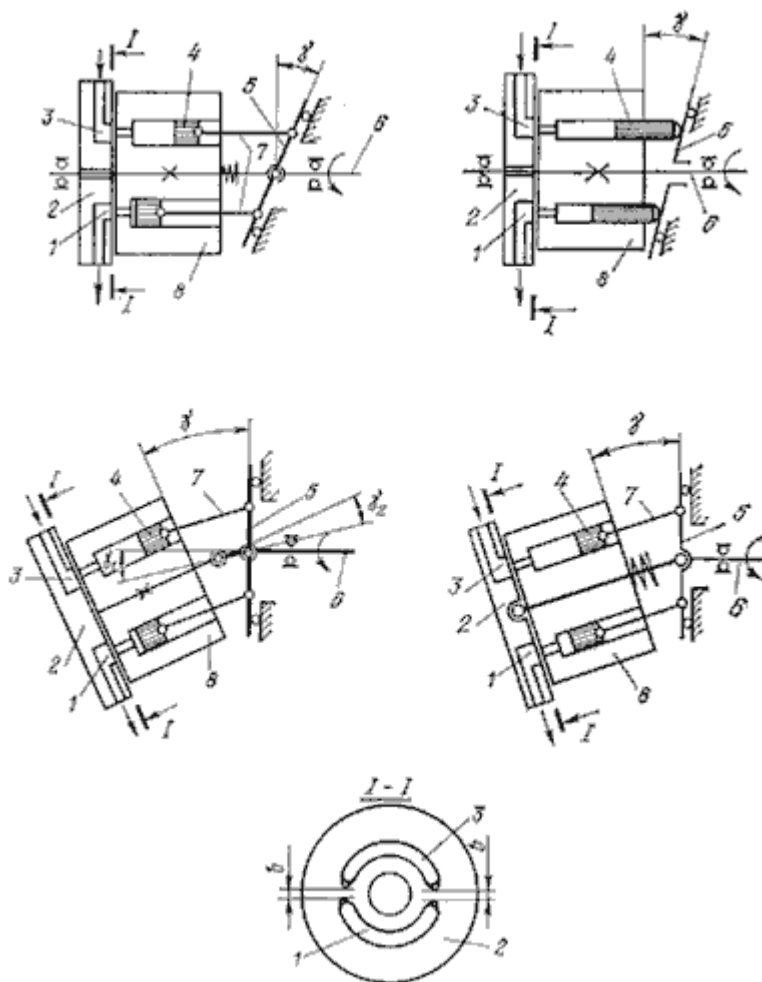


Рис.3.8. Принципиальные схемы аксиально-поршневых насосов:  
 1 и 3 - окна; 2 - распределительное устройство; 4 - поршни;  
 5 - упорный диск; 6 - ведущий вал; 7 - шатуны; 8 - блок цилиндров  
 а - с иловым карданом; б - с несильным карданом;  
 в - с точечным касанием поршней; г - бескарданного типа

Во время работы насоса при вращении вала приходит во вращение и блок цилиндров. При наклонном расположении упорного диска (см. рис.3.8, а, в) или блока цилиндров (см. рис.3.8, 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. рис.3.8, б, г) и с наклонным диском (см. рис.3.8, а, в). Известные конструкции аксиально-поршневых насосов выполнены по четырем различным принципиальным схемам.

*Насосы с силовым карданом* (см. рис.3.8, 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 несильным карданом* (см. рис.3.8, б) углы между осью промежуточного вала и осями ведущего и ведомого валов принимают одинаковыми и равными  $1 = 2 = /2$ . 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. рис.3.8, в) имеют наиболее простую конструкцию, поскольку здесь нет шатунов и карданных валов. Однако для того, чтобы машина работала в режиме насоса, необходимо принудительное 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 (рис.3.9). Эти машины выпускаются небольшой мощности, т.к. в местах контакта поршней с диском создается высокое напряжение, которое ограничивает давление жидкости.

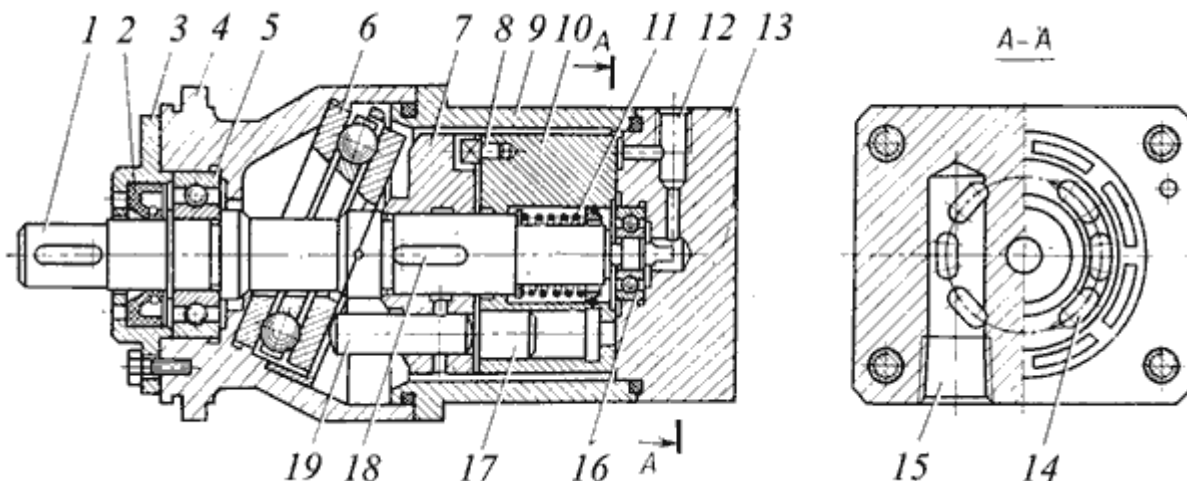


Рис.3.9. Аксиально-поршневой гидромотор типа Г15-2:

- 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

Аксиально-поршневые машины бескарданного типа (см. рис.3.8, 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 (рис.3.10).

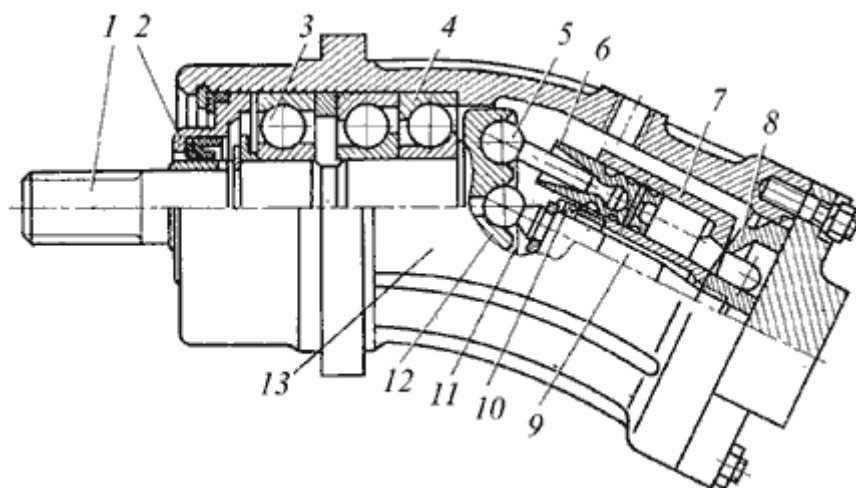


Рис.3.9. Аксиально-поршневой гидромотор типа Г15-2:

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 рис.3.11.

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

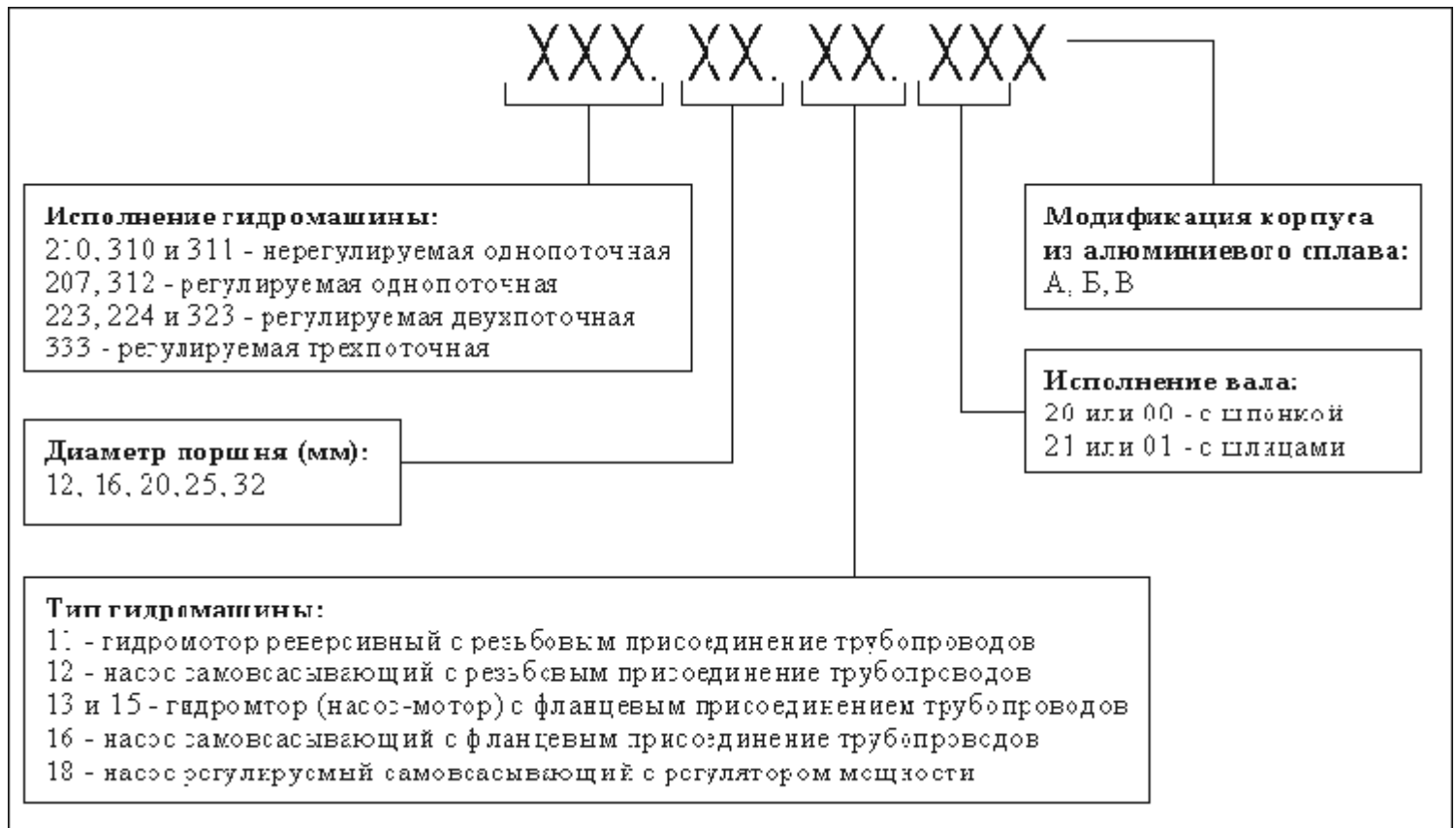


Рис.3.11. Структура условного обозначения аксиально-поршневых гидромашин серий 200 и 300

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

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

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

Крутящий момент аксиально-поршневого гидромотора определяют по формуле:

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