

## Практическое занятие №1.

### Изучение конструкции и параметров объемных гидромашин.

#### 1.1. Шестеренные гидромашинны.

Шестеренные гидромашинны относятся к классу роторно-вращательных гидромашин. Они могут работать как в режиме насоса, так и в режиме мотора, то есть являются обратимыми. Рабочие камеры образованы рабочими поверхностями смежных зубчатых колес, внутренней расточкой корпуса и поверхностью боковых крышек.

Шестеренные насосы отличаются простотой конструкции, надежностью, компактностью и малым весом. Они более надежно осуществляют подачу вязких жидкостей и поэтому нашли широкое применение в системах смазки автомобильных двигателей, в которых возможно значительное повышение вязкости масла при его охлаждении. К тому же шестеренные насосы способны устойчиво работать на загрязненных рабочих жидкостях, подвергнутых лишь очень грубой очистке (тонкость фильтрации 0,2 – 0,3 мм). Отсутствие конструктивных элементов, подверженных действию центробежных сил, а также элементов, движущихся с ускорением, позволяет эксплуатировать их на достаточно больших частотах вращения (до 2500 об/мин).

По виду зубчатого зацепления шестеренные гидромашинны подразделяются на гидромашинны с внешним и внутренним зацеплением.

Из шестеренных гидромашин в гидравлических системах грузовых и легковых машин наибольшее распространение получили гидромашинны с внешним зацеплением, состоящие из двух шестерен с одинаковым числом зубьев эвольвентного профиля. Шестеренные гидромашинны с внутренним зацеплением нашли применение в автоматических коробках передач, в системах смазки и в топливных насосах современных автомобилей.

На рис. 1.1 показана кинематическая схема шестеренного насоса с внешним зацеплением.

Для шестерен с эвольвентной формой зуба можно с достаточной для практического использования точностью считать, что объем самих зубьев равен объему впадин между ними. Поэтому количество рабочей жидкости, которое насос теоретически подает за один оборот, можно считать равным сумме объемов впадин между зубьями, и что объем впадины равен объему зуба.

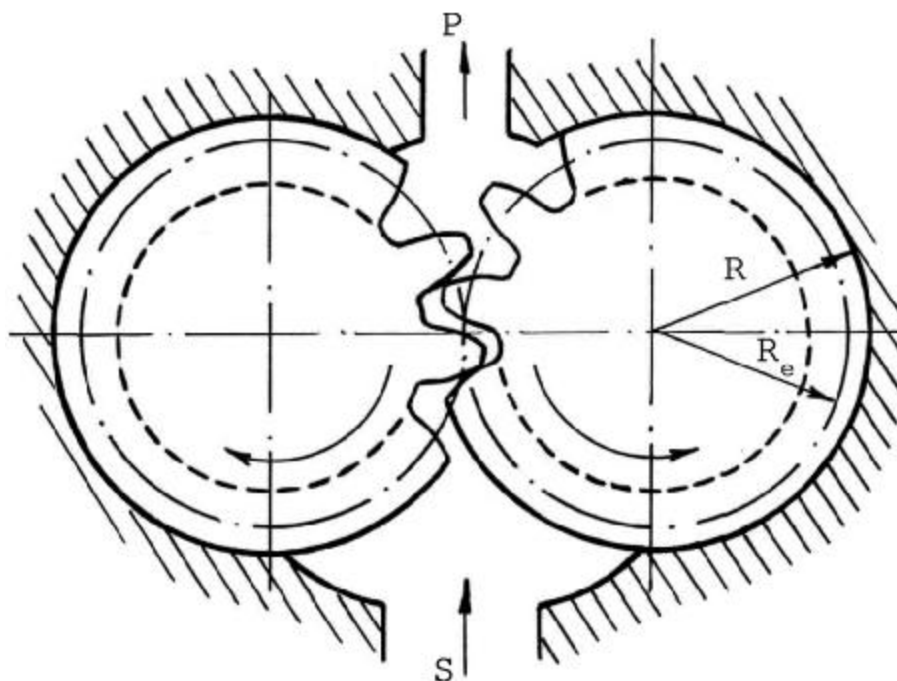


Рис.1.1. Кинематическая схема шестеренного насоса с внешним зацеплением:  $R$  – радиус вершин зубьев шестерни;  $R_e$  – радиус основной окружности.

При таком допущении рабочий объем гидромашины

$$W = 4\pi R_e m b, \quad \text{см}^3; \quad (1.1)$$

где  $R_e$  – радиус начальной окружности, см.;  $m$  – модуль зацепления, см.;  $b$  – ширина шестерни, см.

Так как параметры, определяющие рабочий объем шестеренных гидромашин постоянны, то эти машины являются нерегулируемыми.

Количество зубьев шестерни составляет  $z = 6 \div 16$ , их уменьшение определяется стремлением к увеличению рабочего объема  $W$  и, следовательно, это ведет к увеличению подачи насоса. Однако при уменьшении числа зубьев наблюдается подрезка последних, что влечет за собой нарушение зацепления, в результате чего шестерни работают с шумом и быстро изнашиваются. Указанный недостаток устраняется коррегированием зубьев, то есть при нарезании шестерни ось инструмента смещается от оси заготовки при нарезании каждого зуба на некоторую величину  $a = km$ , где  $k$  – коэффициент коррегирования (известно, что нарезка зубьев шестерни со смещением применяется при количестве зубьев  $z < 17$ ). Межосевое расстояние для шестерен с одинаковым числом зубьев принимают в соответствии с диаметром начальной окружности, при этом  $k = 0,5$ , и  $D_e = mz + 2km = m(z + 1)$ .

Модуль зубчатого зацепления с одинаковым числом зубьев при их числе  $z < 17$  определяется как

$$m = \frac{D_e}{z + 1}, \text{ см.} \quad (1.2)$$

Теоретическая производительность насоса

$$Q_{\text{т.н}} = W_{\text{н}} n = \frac{2\pi m^2 (z + 1) b n}{10^3}, \text{ л/мин,} \quad (1.3)$$

где  $n$  – частота вращения ведущего вала, об/мин.

Из формулы (1.3) видно, что производительность насоса  $Q_{\text{т.н}}$  пропорциональна квадрату модуля  $m$ . Значит, при одинаковых размерах шестерен насос, имеющий больший модуль  $m$  и, следовательно, меньшее число зубьев, будет иметь больший рабочий объем. Но в то же время возникает большая пульсация, что является одним из существенных недостатков шестеренных насосов.

Максимальная теоретическая подача насоса, приходящаяся на одну рабочую камеру, равна

$$Q_{\text{т.н. max}} = 2\pi b n (R^2 - R_e^2), \quad (1.4)$$

где  $R$  – радиус окружности выступов зубьев шестерни.

При повороте шестерни на один шаг ( $t_0 = 2m$ ) теоретическая подача будет минимальна, то есть

$$Q_{\text{т.н. min}} = 2\pi b n (R^2 - R_e^2 - 4m^2), \quad (1.5)$$

Пульсация рабочей жидкости будет происходить при повороте шестерни на угол, соответствующий одному шагу. На основании этого можно построить график пульсации (рис. 1.2).

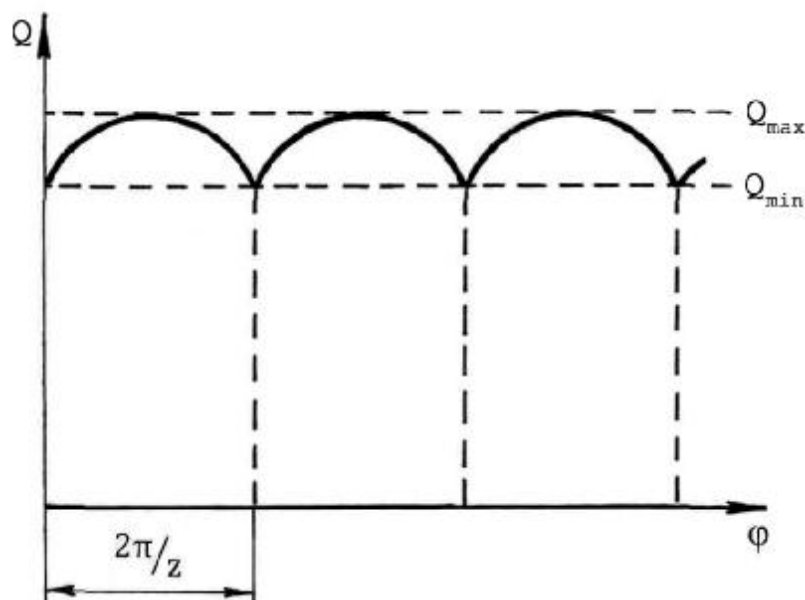


Рис. 1.2. График пульсаций шестеренных насосов.

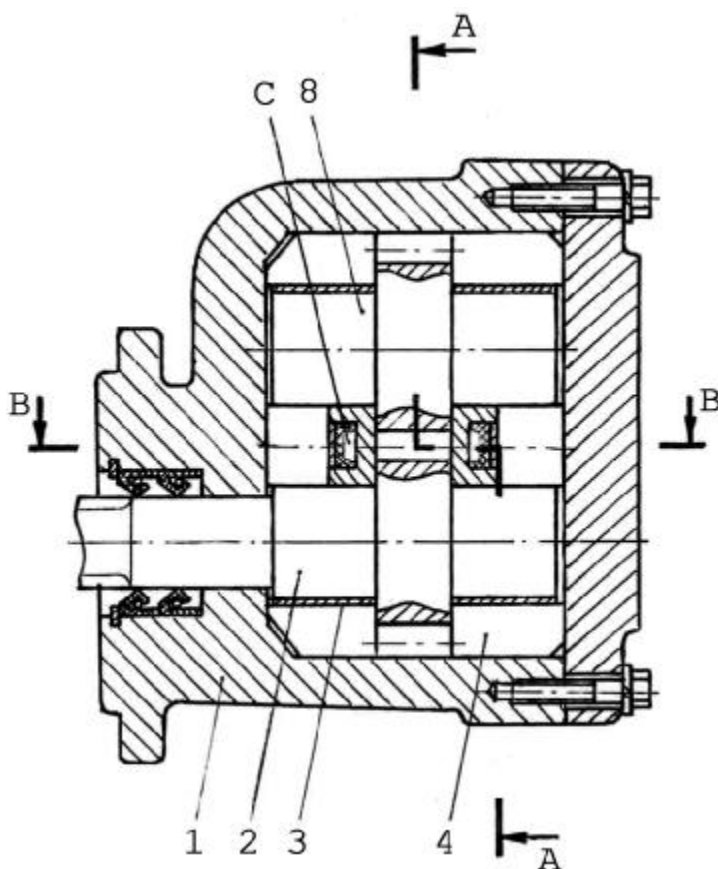
Итак, равномерность подачи жидкости шестеренным насосом зависит от числа зубьев шестерни  $z$  и модуля  $m$ , то есть чем больше зубьев у шестерни, тем меньше подача насоса при тех же габаритах.

Неравномерность подачи жидкости шестеренным насосом и, как следствие, неравномерность давления в нагнетательной полости, сглаживается благодаря сжимаемости жидкости в гидросистеме, объем которой значительно больше, чем мгновенная подача насоса. Также для сглаживания пульсаций подачи (давления) возможно применение гидроаккумулятора.

КПД шестеренного насоса составляет: объемный  $\eta_0 = 0,85 \div 0,95$ ; гидромеханический  $\eta_{гм} = 0,7 \div 0,9$ . Полный КПД шестеренного насоса составляет  $\eta = \eta_0 \eta_{гм} = 0,6 \div 0,85$ .

### Насос НШ – 32А

Вал – шестерни 2 и 8 вращаются в опорах, образованных деталями 5 и 7. При работе насоса осуществляется автоматическое регулирование осевого и радиального зазоров. Регулирование осевого зазора достигается за счет поджима пластика 5 к боковым поверхностям зубчатых колес. С этой целью в камеры С, Д и Е подводится рабочая жидкость из зоны нагнетания насоса. Радиальный зазор компенсируется за счет поджима обоймы 4. Усилие поджима обусловлено давлением жидкости на поверхность манжеты 6, установленной в выходном отверстии корпуса 1 насоса (рис. 1.3, а, б и с).



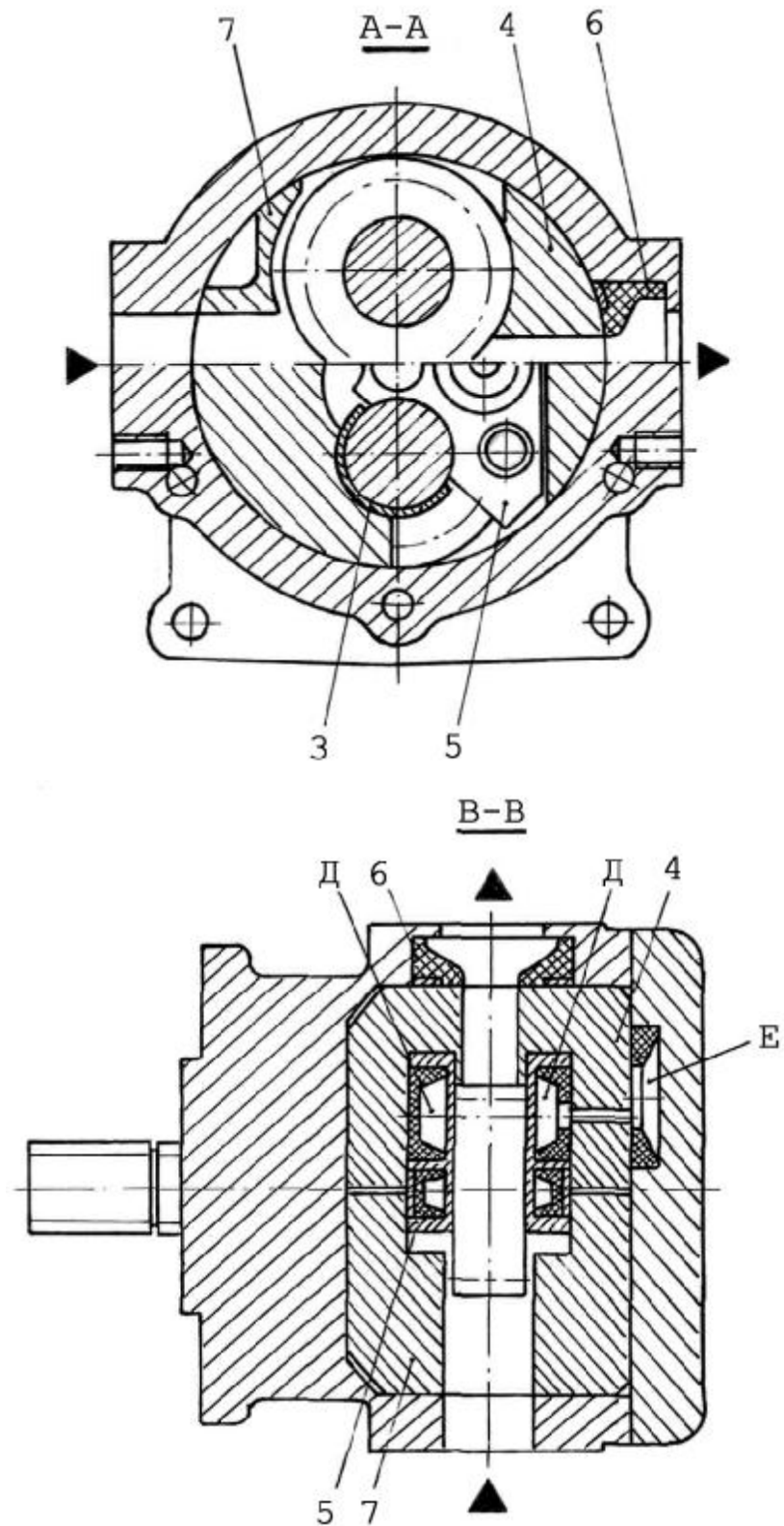


Рис. 1.3. Насос шестеренный НШ – 32А: 1 – корпус; 2 и 8 – ведущий и ведомый валы; 3 – обойма подшипника скольжения; 4 –обойма поджимная; 5 – манжета торцового уплотнения; 6 – манжета радиального уплотнения; 7 - обойма подшипниковая; С, Д и Е – полости давления.

## Насос НШ – 32У

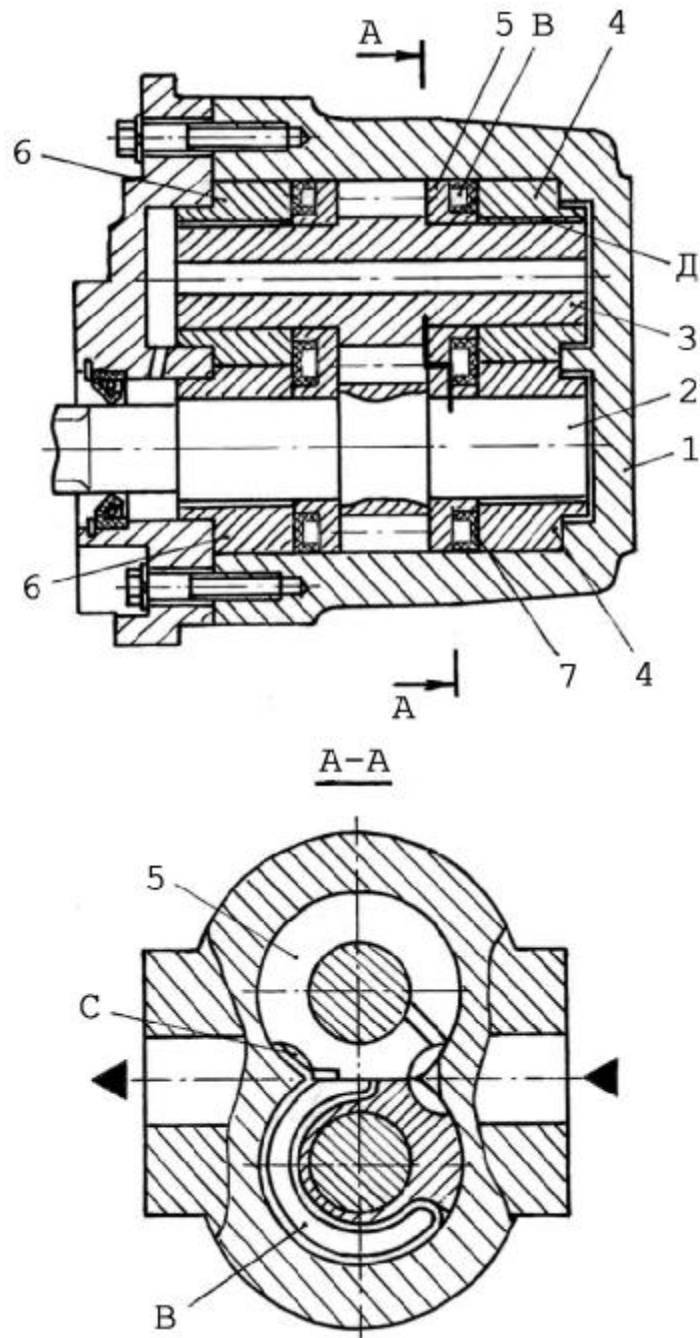


Рис. 1.4. гидронасос НШ – 32У: 1 – корпус; 2 и 3 – ведущий и ведомый валы; 4 и 6 - втулки; 5 – поджимная пластина; 7 – манжета; В и С – полости давления; Д – канал.

Втулки 4 и 6 служат опорами скольжения для вал – шестерни 2 и 3. Для уменьшения перетечек жидкости из полости высокого давления в полость низкого давления в насосе предусмотрено автоматическое регулирование зазоров по торцам зубчатых колес. С этой целью давление рабочей жидкости подводится из напорной линии через зазор С в полость В, образованную резиновым уплотнением 7 и пластиной 5. За счет действия этого давления пластина 5 поджимается к торцам зубчатых колес, уменьшая торцевой зазор. Рабочая жидкость через канавки Д во втулках 4 и 6 подводится к задним торцам втулок, обеспечивая нормальную работу подшипников скольжения.



## 1.2. Пластинчатые гидромашины.

Пластинчатые роторно – поступательные гидромашины, так же как и шестеренные, просты по конструкции, надежны в эксплуатации и относительно долговечны. Благодаря малым габаритным размерам, удобству встраивания и высокому КПД пластинчатые гидромашины получили широкое применение в технике, и в первую очередь, в станкостроении. В автомобилях пластинчатые гидромашины получили применение в гидроусилителях руля.

По принципу действия пластинчатые насосы делятся на машины однократного, двукратного и многократного действия. Особенно распространены пластинчатые нерегулируемые гидронасосы двукратного действия для давлений  $7 \div 12$  МПа, отличающихся большой надежностью (рис. 2.1).

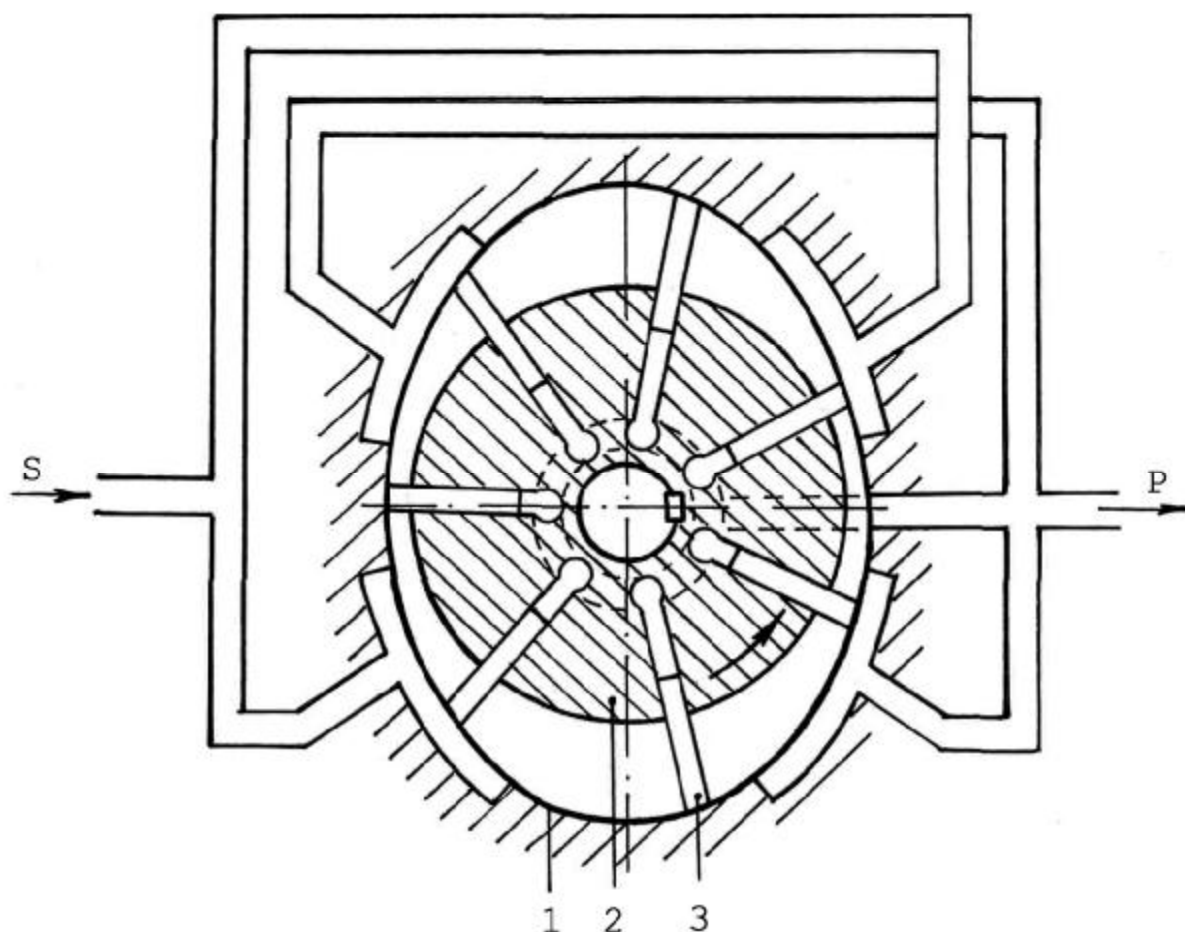


Рис.2.1. Кинематическая схема пластинчатой гидромашин двукратного действия: 1 – внутренняя поверхность статора; 2 – ротор; 3 – пластины.

Рабочие камеры насоса образованы поверхностями статора 1, ротора 2, торцовых распределительных дисков и двумя соседними подвижными пластинами 3, которые способны радиально перемещаться в пазах ротора при его вращении. При вращении ротора пластины под действием центробежной

силы, пружин и подводимой под их торцы жидкости под давлением, выдвигаются из пазов и прижимаются к внутренней поверхности статора. Вблизи канала всасывания рабочие камеры имеют небольшие размеры. По мере вращения ротора рабочие камеры увеличиваются в размерах, и за счет создаваемого разрежения наполняются рабочей жидкостью. Когда камеры достигают максимальных размеров (при максимальном расстоянии между внутренней дорожкой статора и центром ротора), с помощью торцовых распределительных дисков, через которые производится подвод и отвод жидкости, они отделяются от стороны всасывания, соединяясь со стороной нагнетания. Затем объем камер начинает уменьшаться и жидкость вытесняется в напорную линию. Поскольку кривая статора имеет двухэксцентричную форму, то каждая рабочая камера принимает участие в процессе нагнетания жидкости дважды. Таким образом, в насосе образуются две противоположные камеры, в результате чего вал привода гидравлически разгружен.

В автоматических коробках передач современных легковых автомобилей используются регулируемые пластинчатые насосы, обеспечивающие переменную подачу рабочей жидкости при постоянной частоте вращения двигателя. Необходимо отметить, что регулируемые пластинчатые насосы являются насосами однократного действия (рис.2.2).

Подвижное кольцо 2 имеет одну шарнирную опору 5, относительно которой оно может поворачиваться в пределах внутреннего пространства корпуса 1, и таким образом, изменять свое положение относительно ротора 4. Это позволяет увеличивать или уменьшать эксцентриситет  $e$ , что позволяет изменять подачу насоса в зависимости от величины давления в напорной линии. В случае, если подвижное кольцо займет крайнее левое положение (максимальный эксцентриситет), то подача будет максимальной, если крайнее правое (минимальный эксцентриситет) – минимальной.

В процессе работы насоса возникают утечки жидкости, которые могут оказывать нежелательное давление при перемещении подвижного кольца. Во избежание этого внутреннюю полость между корпусом и кольцом соединяют со сливной магистралью.

Пружина 7 возвращает подвижное кольцо 2 в исходное положение в случае снижения давления управления, тем самым увеличивая величину эксцентриситета  $e$  и подачу насоса.

Теоретическая подача (расход  $Q$ ) пластинчатых гидромашин определяется по формуле:

$$Q_{т.н} = \frac{W_n n}{10^3}, \text{ л/мин}, \quad (2.1)$$

где  $W_n$  – рабочий объем насоса,  $\text{см}^3$ ;  $n$  – частота вращения насоса, об/мин.

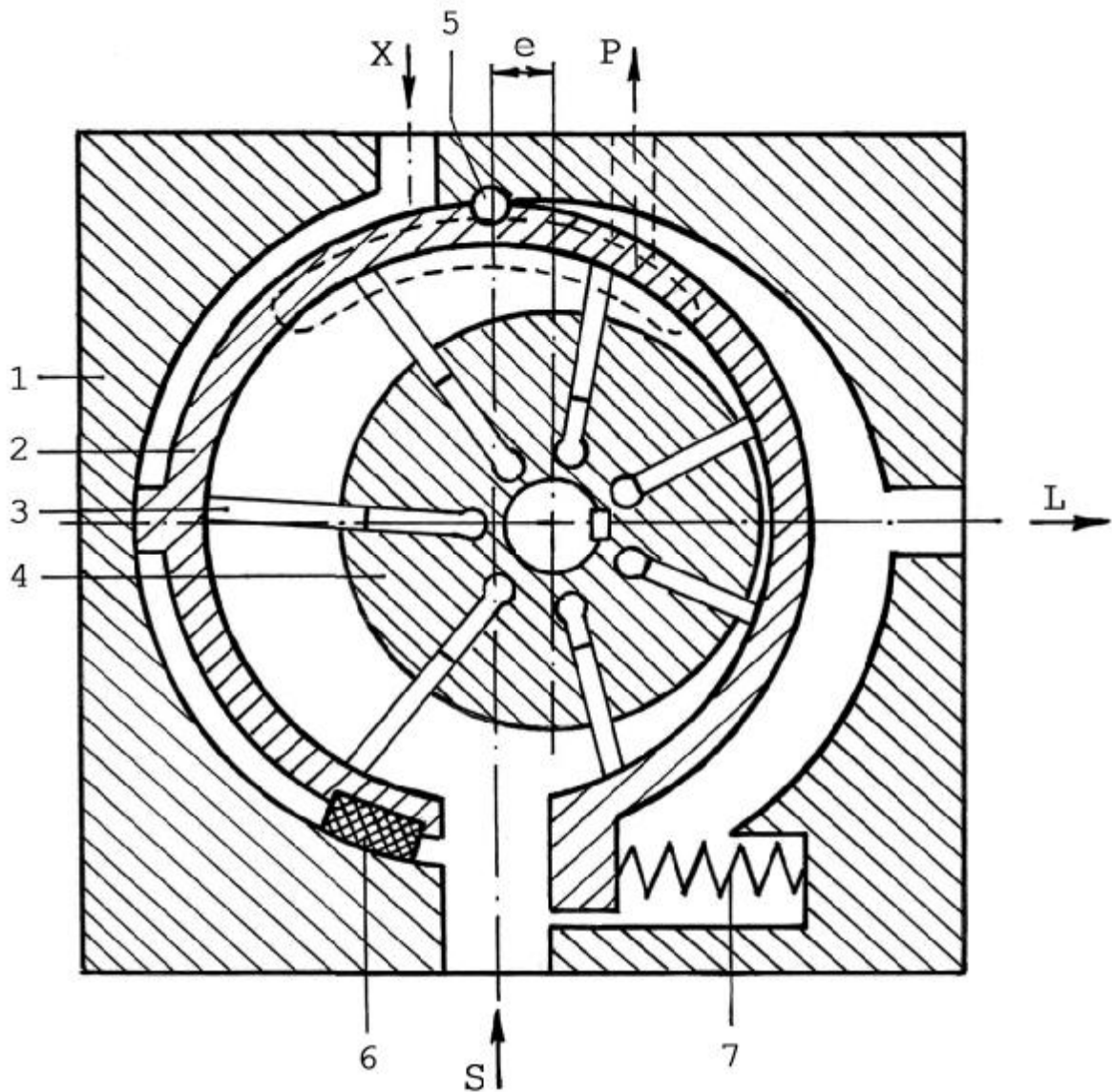


Рис. 2.2. Кинематическая схема регулируемого пластинчатого гидронасоса: 1 – корпус; 2 – подвижное кольцо; 3 – пластины; 4 – ротор; 5 – шарнирная опора подвижного кольца; 6 – уплотнение; 7 – возвратная пружина;  $e$  – эксцентриситет;  $S$  – линия всасывания;  $P$  – линия нагнетания;  $X$  – управляющее давление;  $L$  – линия утечек.

Средняя величина теоретической подачи насоса определяется уравнением:

$$Q_{т.н} = \frac{2bn}{10^3} \left[ \pi(R^2 - r_0^2) - \frac{zt(R - r_0)}{\cos \varphi} \right], \text{ л/мин} \quad (2.2)$$

где  $b$  – ширина ротора, см;  $n$  – частота вращения ротора, об / мин;  $R$  и  $r_0$  – максимальный и минимальный радиусы поверхности статора, см;  $z$  – количество пластин;  $t$  – толщина пластин, см;  $\varphi$  – угол наклона пластин на радиусе ротора.

Пластины по отношению к радиусу ротора располагаются под углом в  $8 \div 13^\circ$ , что необходимо для устранения заклинивания пластин в зоне нагнетания при скольжении их по кривой профиля статорного кольца.

## Гидронасос 5Г12 – 31АМ.

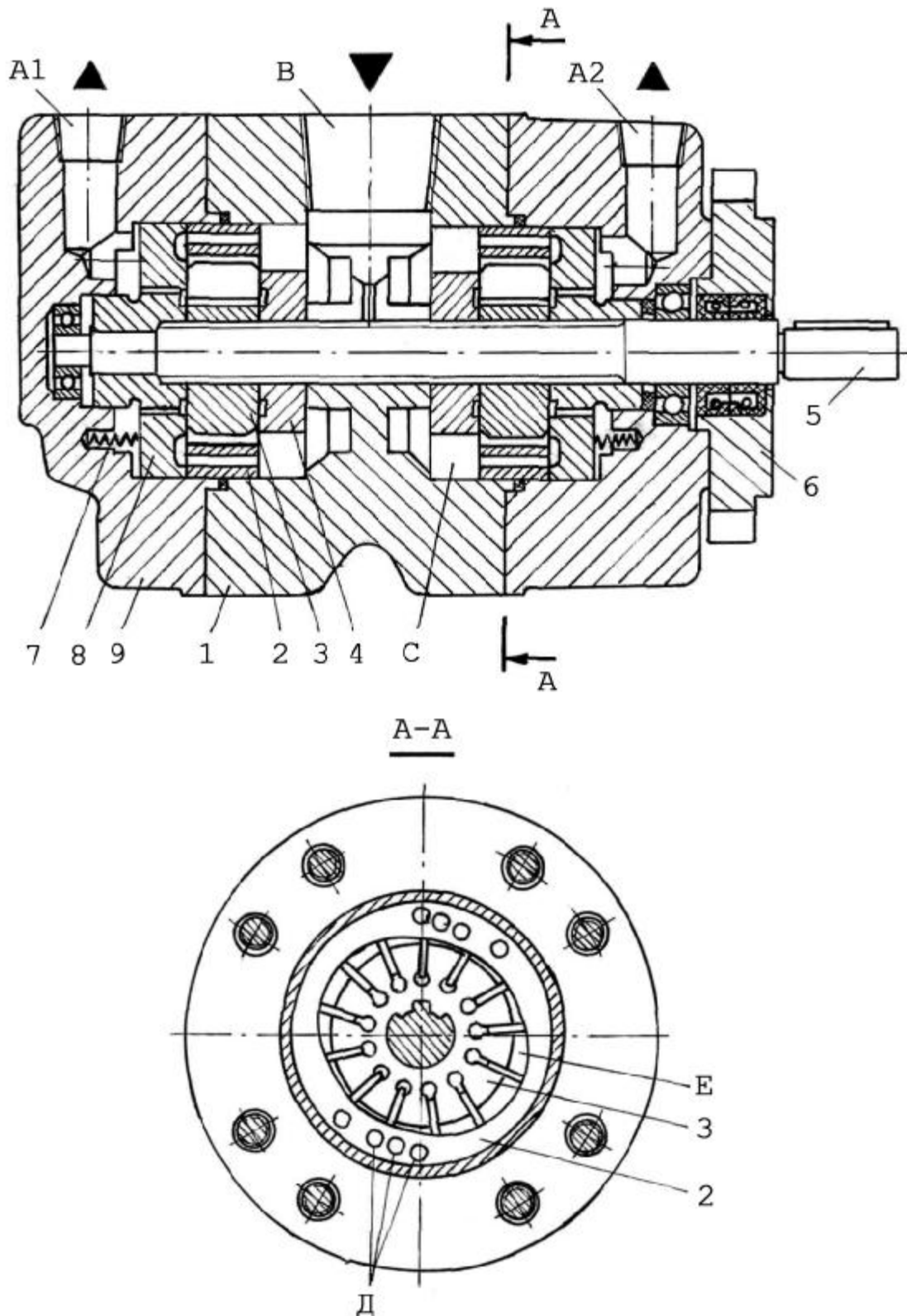


Рис. 2.3. Гидронасос пластинчатый 5Г12 – 31АМ: 1 – корпус; 2 – статорное кольцо; 3 – ротор; 4 и 8 – распределительные диски; 5 – приводной вал; 6 – установочная пластина; 7 – пружина поджимная; 9 – крышка; В – линия всасывания; А1 и А2 – линии нагнетания; С – окна всасывания; Д – отверстия всасывания в статоре; Е – рабочая камера.

Двухпоточный насос с постоянным по величине и направлению потоком рабочей жидкости предназначен для подачи при номинальном давлении минерального масла в гидросистемы машин.

Пластины, установленные в пазах ротора 3, под действием центробежной силы в момент пуска и в дальнейшем под действием подводимого под их торцы давления жидкости, всегда прижаты к внутренней поверхности статорного кольца 2. За счет эксцентриситета статорного кольца попеременно происходит увеличение рабочих камер Е (при всасывании жидкости) и их уменьшение (при вытеснении жидкости в напорную линию). При наличии двух эксцентриситетов каждая рабочая камера принимает участие в нагнетании жидкости в напорную линию дважды.

Подвод жидкости из всасывающего отверстия В и отвод в нагнетательное отверстие А осуществляется через окна в распределительных дисках 4 и 8. Поджим распределительного диска к ротору в момент пуска осуществляется пружинами 7, а при дальнейшей работе за счет создаваемого давления в напорной линии.

### **Гидронасос ГУР а/м "ЗИЛ" – 4331.**

Поскольку двигатель автомобиля работает на различных частотах вращения, то насос гидроусилителя должен быть высокопроизводительным, чтобы уже при невысокой частоте вращения коленчатого вала обеспечивать поворот рулевых колес с требуемой быстротой и легкостью. Для обеспечения этого условия насос имеет двойной достаточно большой эксцентриситет.

Рабочая жидкость из бачка 11 через полость в корпусе насоса попадает в пространство между лопастями и вытесняется при дальнейшем вращении ротора (из-за уменьшения объема рабочих камер) через отверстия в распределительном диске 4 в напорную линию через дросселирующее отверстие 5.

При повышении частоты вращения коленчатого вала двигателя разность давлений на торцах предохранительного клапана 9 растет (из-за перепада давлений в дросселирующем отверстии 5). При чрезмерном повышении давления в корпусе насоса перепускной клапан 6 смещается вправо, преодолевая усилие пружины 8, и сообщает полость нагнетания с бачком 11.

Внутри перепускного клапана 6 установлен предохранительный клапан 9, который открывается при повышении давления до  $6,7 \div 7$  МПа для пропуска рабочей жидкости из напорной линии в бачок 11.

Коллектор 10 принудительно направляет масло из перепускного клапана 6 в полость корпуса насоса и далее в напорную линию. Этим достигается уменьшение износа деталей насоса и уровня шума при его работе при повышенных частотах вращения двигателя. Сапун 12 поддерживает давление внешней среды внутри бачка.

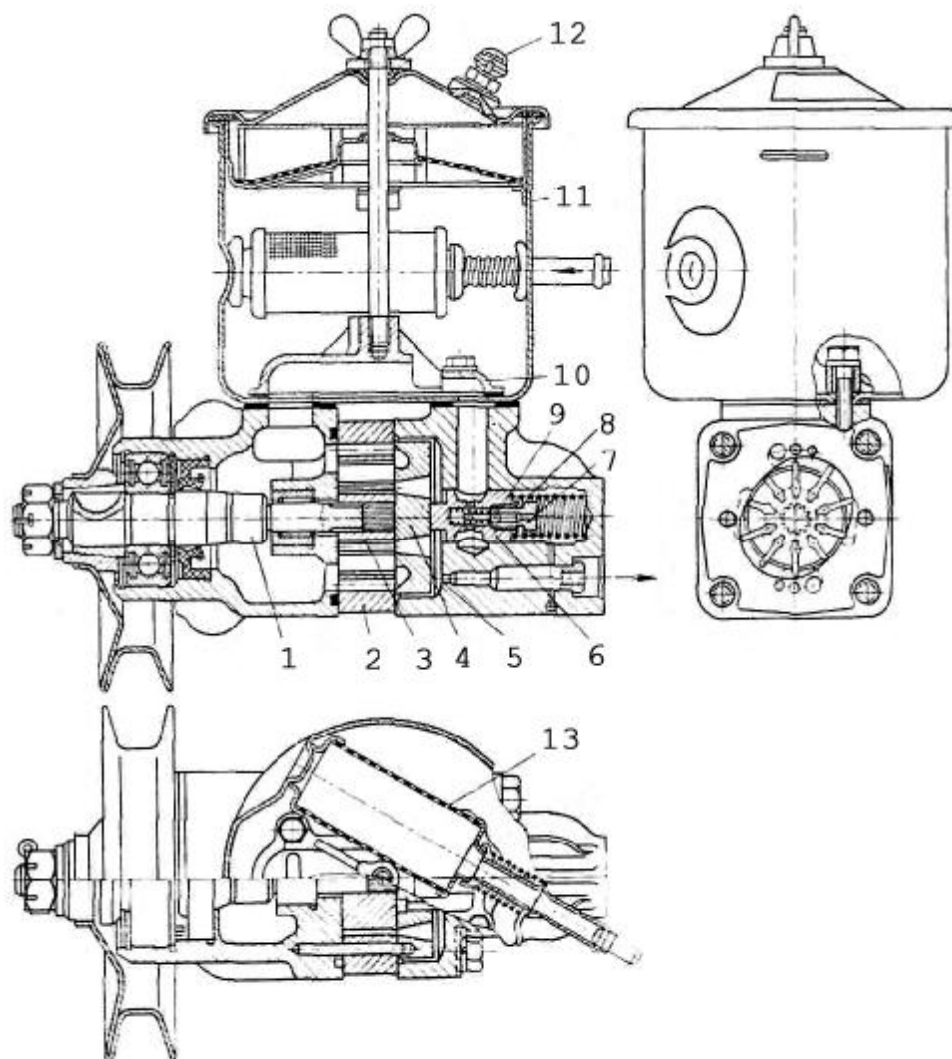


Рис. 2.4. Пластинчатый гидронасос ГУР а/м "ЗИЛ": 1 – приводной вал; 2 – статорное кольцо; 3 – ротор; 4 – распределительный диск; 5 - дросселирующее отверстие; 6 – перепускной клапан; 7 – седло предохранительного клапана; 8 – пружина; 9 – предохранительный клапан; 10 – коллектор; 11 – бачок; 12 – сапун; 13 – сетчатый фильтр.

#### Задание к работе № 1.2.

1. Изучение конструкции гидронасосов 5Г12 – 31АМ и ГУР а/м "ЗИЛ" .
2. Определение параметров гидронасосов 5Г12 – 31АМ и ГУР а/м "ЗИЛ" .

- объем насоса  $W_n$ ;
- теоретическая подача насоса  $Q_{тн}$ ;
- коэффициент подачи насоса  $\eta_0$ ;
- полезная мощность насоса  $N_n = P_n Q_{т.н} \eta_0$ .

Исходные данные:

Таб. 2.1

Тип насоса	Наибольший радиус статора R, см	Наименьший радиус статора r <sub>0</sub> , см	Кол-ство пластин z	Толщина пластин t, см	Ширина ротора b, см	Частота вращения n, об/мин	Подача Q, л/мин	Номинальное давление P, МПа	Угол наклона пластин φ, град	Масса m, кг
5Г12-31АМ	3,1	2,88	12	0,22	2,4	960	12,7	6,3	8,5	17
ГУР а/м "ЗИЛ"	2,45	2,1	10	0,2	2,2	600	9	5,5±0,5	0	7,15
						2000	17	7,0±0,5		

3. Построить графики  $Q_n = f(n)$  и  $N_n = f(n)$  для гидронасоса ГУР а/м "ЗИЛ".
4. Результаты расчетов свести в таб. 2.2. Сделать вывод о значении величины рабочей камеры.

Таб.2.2.

Тип насоса	Рабочий объем W <sub>н</sub> , см <sup>3</sup>	Теоретическая подача Q <sub>т.н</sub> , л/мин	Коэффициент подачи η <sub>0</sub> , %	Полезная мощность N <sub>п</sub> , кВт
5Г12-31АМ				
ГУР а/м "ЗИЛ".		При n=600 и 2000 об/мин		
		1.	1.	1.
		2.	2.	2.

### 1.3. Аксиально – поршневые гидромашины.

Аксиально – поршневые гидромашины получили широкое применение в мощных и точных объемных гидроприводах строительных и дорожных машин, в крановых гидроустановках и сельхозтехнике.

Рабочими камерами аксиально – поршневых гидромашин (от лат. "axis" – осевой) являются цилиндры, расположенные аксиально относительно оси ротора, а вытеснителями – поршни (плунжеры). Небольшие радиальные габариты позволяют использовать эти машины на достаточно больших частотах вращения (до 4000 об/мин). Поршни (плунжеры) при этом совершают сложное вращательно – поступательное движение.

По виду передачи поступательного движения поршням (плунжерам) аксиально – поршневые гидромашины делятся на машины с наклонным блоком цилиндров (несоосные) и машины с наклонным диском (соосные). Кинематическая схема таких машин изображена на рис. 3.1 и 3.2.

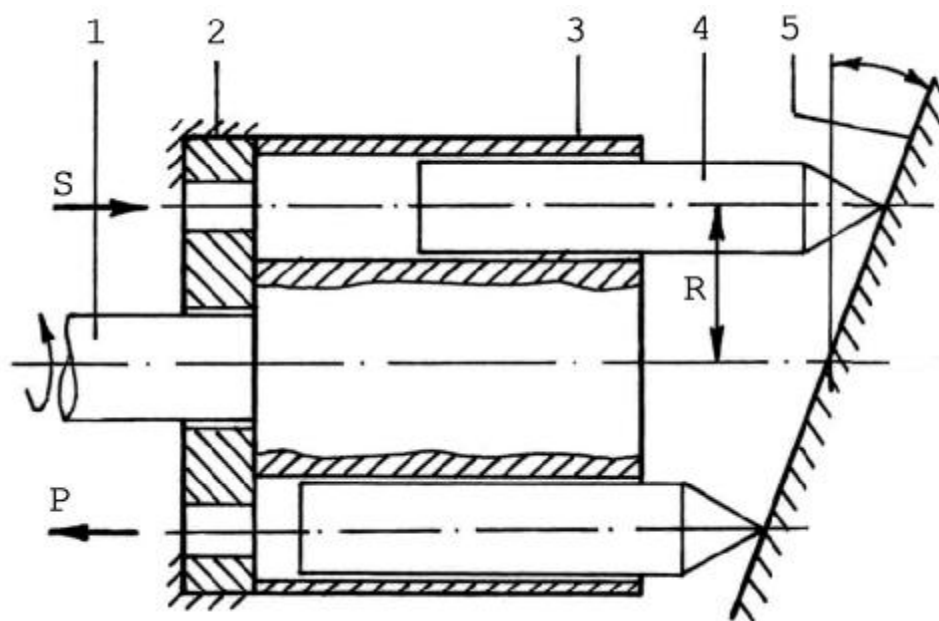


Рис. 3.1. Кинематическая схема аксиально – поршневой гидромашины с наклонным диском: 1 – приводной вал; 2 – торцовый распределитель; 3 – блок цилиндров; 4 – плунжер; 5 – наклонный диск.

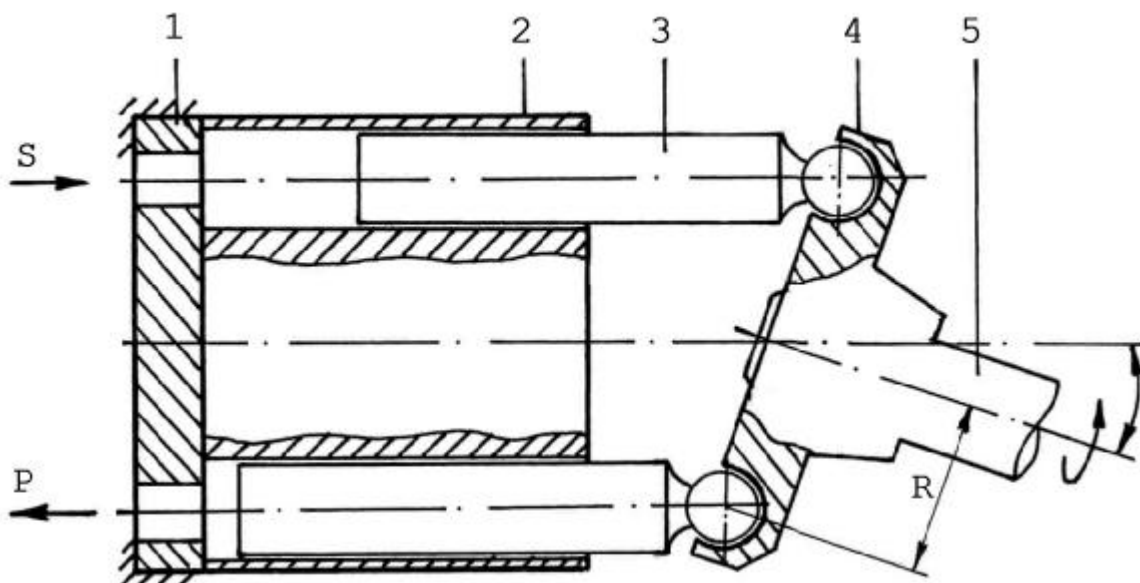


Рис. 3.2. Кинематическая схема аксиально – поршневой гидромашины с наклонным блоком: 1 – торцовый распределитель; 2 – блок цилиндров; 3 – поршень; 4 и 5 – приводной вал с диском.

Подача насоса осуществляется за счет попеременного наполнения рабочих камер и вытеснения рабочей жидкости в напорную линию. Протяженность поверхностей соприкосновения плунжера и цилиндра обеспечивает минимальные утечки жидкости и создание достаточно больших давлений (до  $30 \div 40$  МПа). Однако применение плунжеров требует высокой точности изготовления пары плунжер – цилиндр, что ведет к удорожанию гидромашины. Полные КПД этих насосов достигает  $\eta = 0,9 \div 0,93$ , а объемные КПД  $\eta_0 = 0,95 \div 0,98$ .

Осевое перемещение плунжеров в блоке цилиндров осуществляется за счет скольжения опорных пят плунжеров по наклонному диску при вращении блока цилиндров от приводного вала (рис. 3.1), или при вращении составляющего с приводным валом единое целое ведущего диска, в котором закреплены сферические головки поршней или шатунов (рис. 3.2). Подвод жидкости из всасывающей линии и нагнетание в напорную осуществляется с помощью распределительного диска.

Подача (расход  $Q$ ) аксиально – поршневых гидромашин зависит от хода поршня, который определяется углом наклона  $\alpha$ . Если конструкция гидромашины допускает изменение угла  $\alpha$ , то такие машины называют регулируемыми. При изменении предельно допустимого угла наклона с  $+15^\circ$  до  $-15^\circ$  осуществляется реверсирование движения потока рабочей жидкости в насосе или вращения вала гидромотора.

В нерегулируемых аксиально – поршневых насосах с наклонным блоком угол равен  $\alpha = 17 \div 25^\circ$ . В регулируемых насосах этот угол изменяется в пределах  $\alpha = 0 \div 25^\circ$ , в регулируемом гидромоторе -  $\alpha = 7 \div 25^\circ$  (при  $\alpha < 7^\circ$  может произойти заклинивание гидромотора).

Теоретическая подача аксиально – поршневых насосов определяется по формуле:

$$Q_{т.н} = W_n n / 10^3, \text{ л/мин}, \quad (3.1)$$

где  $W_n$  – рабочий объем насоса,  $\text{см}^3$ ;  $n$  – частота вращения вала насоса, об/мин.

Рабочий объем определяется по формулам:

- для гидромашин с наклонным блоком

$$W_n = S_{п} z 2R \sin \alpha, \text{ см}^3, \quad (3.2)$$

- для гидромашин с наклонным диском

$$W_n = S_{п} z 2R \tan \alpha, \text{ см}^3, \quad (3.3)$$

где  $S_{п}$  – площадь поршня (плунжера),  $\text{см}^2$ ;  $z$  – количество поршней (плунжеров);  $2R \sin \alpha$  и  $2R \tan \alpha$  – ход поршня (плунжера), см.

Обычно число поршней (плунжеров) составляет  $z = 7 \div 9$ . Из-за разницы в значениях ( $\sin 25^\circ = 0,42$  и  $\tan 18^\circ = 0,32$ ) гидромашин с наклонным блоком имеют больший рабочий объем и, следовательно, большую полезную мощность ( $N_{п} = P_n Q_n$ ) и КПД ( $\eta = P_n Q_n / M_n \omega_n$ ). Гидромашин этого типа имеют хорошую жесткую характеристику и наиболее широкий диапазон устойчивых частот вращения.

### **Гидромашина аксиально – поршневая с наклонным блоком 310.112**

Нерегулируемая (с постоянным рабочим объемом) аксиально – поршневая гидромашина с наклонным блоком (рис 3.3) состоит из вала 1, установленного в подшипниках качения, наклонного блока 2 с семью поршнями 6 с шатунами 7, сферического распределителя 5, центрального шипа 3 и крышки 4.

Шатуны 7 и шип 3 закреплены в сферических отверстиях вала 1 с помощью штампованной пластины. На распределителе 5, закрепленном неподвижно относительно крышки 4, выполнены два дугообразных паза, совмещенных с отверстиями в крышке. Блок цилиндров с помощью тарельчатых пружин прижат к распределителю 5.

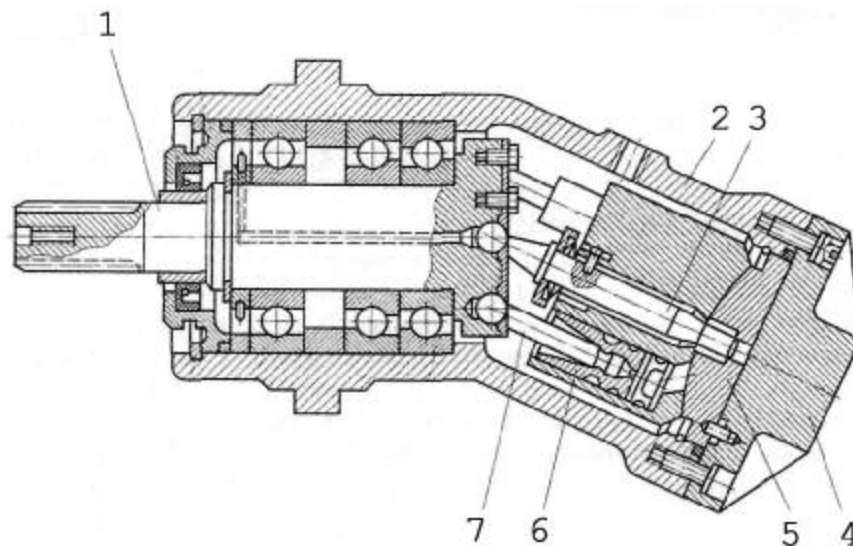


Рис. 3.3. Аксиально – поршневой насос с наклонным блоком 310.56: 1 - приводной вал с диском; 2 – наклонный блок; 3 – центральный шип; 4 – крышка; 5 – сферический распределитель; 6 – поршень; 7 – шатун.

*Работа гидромашины в режиме насоса.* При вращении вала шатуны с поршнями ведут блок цилиндров, совершая возвратно – поступательное движение относительно блока цилиндров. За один оборот вала каждый поршень совершает один двойной ход – всасывание и нагнетание рабочей жидкости.

*Работа гидромашины в режиме мотора.* Жидкость нагнетается из гидросистемы через отверстие в крышке 8 и распределитель 9 в камеры блока цилиндров. Давление жидкости на поршни передается через шатуны на вал, создавая крутящий момент. Частота вращения вала гидромотора зависит от расхода жидкости, проходящий через гидромотор. При изменении направления подачи жидкости изменяется направление вращения вала гидромотора.

### **Гидронасос аксиально – поршневой регулируемый с наклонным диском НАД 63/200 с регулятором мощности с постоянным направлением потока рабочей жидкости.**

Приводной вал 10 при помощи эвольвентного шлицевого соединения, компенсирующего в процессе работы относительное смещение осей и угол излома осей, приводит во вращение блок цилиндров 3. При этом плунжеры 4, опираясь бронзовыми подпятниками на наклонный диск, совершают возвратно - поступательное движение, осуществляя таким образом всасывание и нагнетание рабочей жидкости. Пружина 5 через сферическую опору 6 и прижимной диск 14 осуществляет постоянный поджим плунжеров 4 с подпятниками к опорному диску 13. Рабочая жидкость подводится к торцу блока цилиндров и вытесняется в напорную линию через распределительный диск 2.

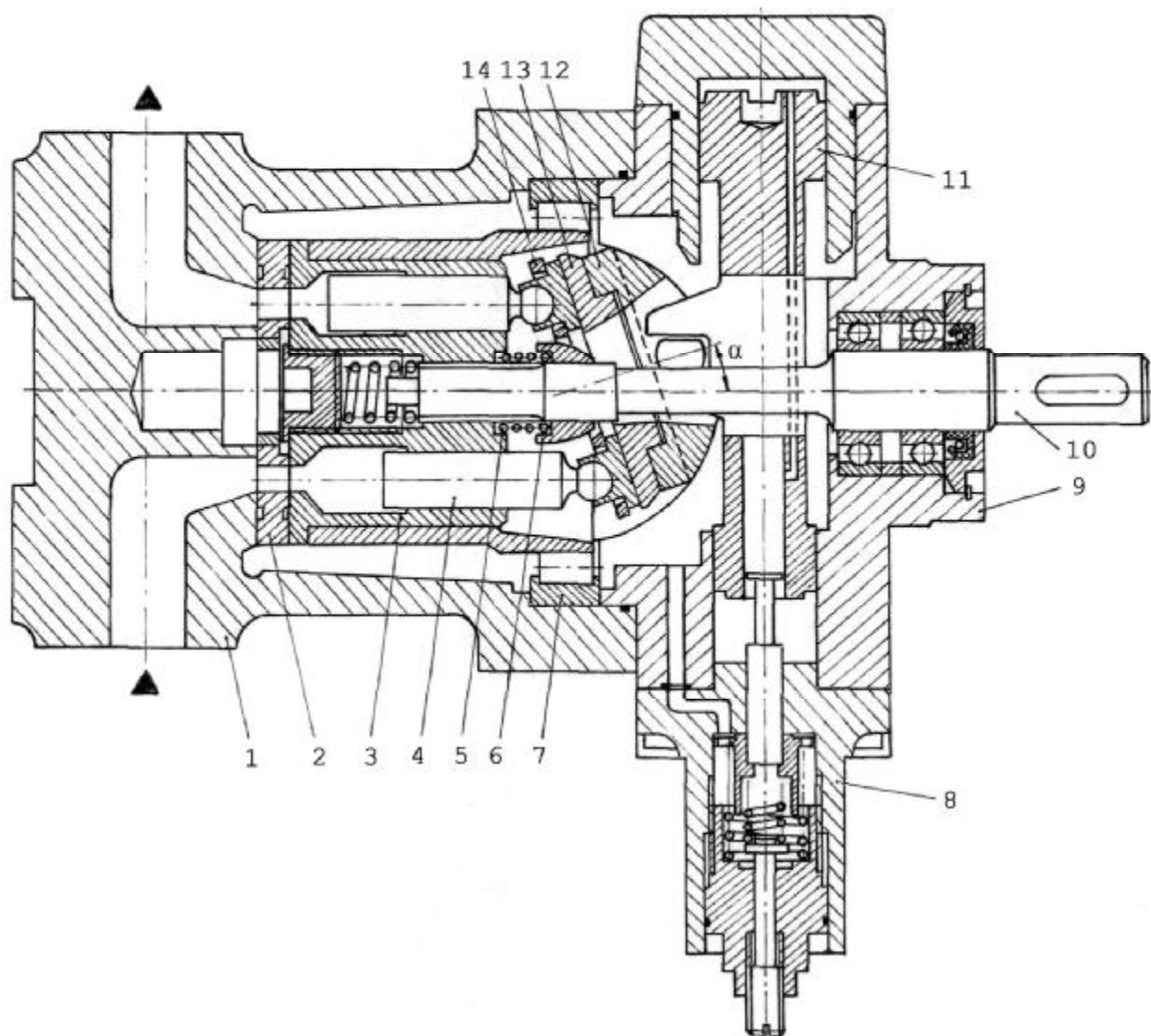


Рис. 3.4. Гидронасос аксиально – поршневой с наклонным диском НАД 63/200 с регулятором мощности: 1 – корпус; 2 – распределительный диск; 3 – блок цилиндров; 4 – плунжер; 5 – поджимная пружина; 6 – сферическая опора; 7 – роликовый подшипник; 8 – регулятор мощности; 9 – передняя крышка; 10 – приводной вал; 11 – сервопоршень; 12 – наклонная шайба; 13 - опорный диск; 14 – прижимной диск.

Роликовый подшипник 7 служит опорой блоку цилиндров 3 и воспринимает радиальные нагрузки, возникающие в месте контакта плунжеров 4 через подпятники с наклонным диском.

Изменение подачи насоса осуществляется поворотом наклонной шайбы 12 в цилиндрической направляющей передней крышки 9. Наклонная шайба 12 посредством пальцев связана с сервопоршнем 11, который перемещает наклонную шайбу на некоторый угол в соответствии с увеличением давления в напорной линии выше установленного, изменяя таким образом подачу насоса.

**Сравнительная оценка аксиально - поршневых гидромашин с наклонным диском и с наклонным блоком.** Гидромашины с наклонным блоком имеют мощный подшипниковый узел, превосходящий габаритными размерами и массой размеры и массу блока цилиндров, срок службы которого обычно определяет срок службы гидромашин. Срок службы гидромашин с наклонным диском определяется сроком службы пары поршень – цилиндр. Дело в том, что боковая составляющая силы, действующей со стороны шатуна на поршень гидромашин с наклонным блоком, очень мала, что обуславливает небольшие силы трения поршня о стенку цилиндра. В гидромашин с наклонным диском поршень шарнирно опирается на наклонную поверхность, боковая составляющая реакции которой приводит к возникновению боковых сил, которые при движении поршня вызывают значительные силы трения. Поэтому механический КПД гидромашин с наклонным блоком выше, чем гидромашин с наклонным диском. Минимальная частота вращения гидромотора с наклонным диском составляет  $25 \div 50$  об/мин, а гидромотора с наклонным блоком – 1 об/мин.

Увеличение угла наклона блока и диска приводит к уменьшению размеров и массы гидромашин. Угол поворота наклонного диска не превышает  $20^\circ$  (обычно этот угол составляет  $18^\circ$ ). Угол поворота наклонного блока нерегулируемых гидромашин может достигать  $40^\circ$ , регулируемых -  $30^\circ$  (чаще всего он составляет  $25^\circ$ ).

Диапазон регулирования (изменения рабочего объема) при максимальном  $25^\circ$  и минимальном  $7^\circ$  угле поворота для гидромотора с наклонным блоком составляет  $\epsilon = 3,5$ , тогда как для гидромотора с наклонным диском  $\epsilon = 2,6$ . Меньший диапазон регулирования является существенным недостатком последнего гидромотора.

Наибольшая допустимая частота вращения вала гидромашин ограничивается максимальной скоростью поршня. Способность гидромашин работать с высокой частотой вращения оценивается коэффициентом быстроходности  $C_n$ , который имеет размерность скорости и пропорционален максимальной скорости поршня:

$$C_n = n^3 \sqrt{W_{\max}}, \text{ см/мин.} \quad (3.4)$$

Коэффициент быстроходности может оценивать способность гидромашин работать с высокой частотой вращения: чем выше этот коэффициент, тем больше для заданного рабочего объема допустимая частота вращения.

Важным показателем гидромашин является ее удельная масса, то есть масса, отнесенная к номинальной установочной мощности (при максимальном рабочем объеме)



## 1.4. Радиально – поршневые гидромашины.

Радиально – поршневые гидромашины представляют собой отдельные поршневые насосы, установленные в корпусе гидромашины радиально в плоскости, перпендикулярной оси эксцентрикового вала, при вращении которого происходит попеременное всасывание и нагнетание рабочей жидкости в напорную линию (рис. 4.1).

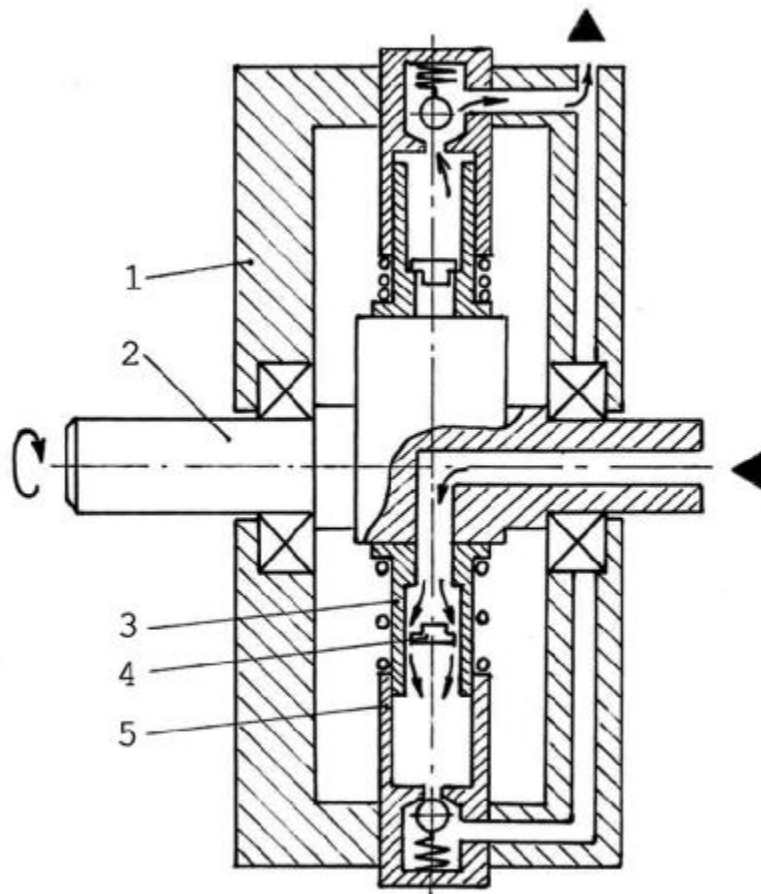


Рис. 4.1. Кинематическая схема радиально – поршневого насоса: 1 – корпус; 2 – вал с эксцентриком; 3 – поршень; 4 – всасывающий клапан; 5 – цилиндр.

Рабочая жидкость через отверстие в приводном валу под действием центробежных сил и вакуума, создаваемого поршневым насосом в режиме всасывания (нижний поршневой насос), поступает в полость цилиндра 5. При дальнейшем вращении эксцентрикового вала 2 под действием создаваемой рабочей жидкостью давления всасывающий клапан 4 закрывается, и жидкость через обратный клапан поступает в напорную линию.

Отличительными особенностями радиально – поршневого насоса являются небольшие частоты вращения из-за наличия большого момента инерции и большие давления, создаваемые насосом. Вследствие этого широкого

применения в автомобилестроении они не получили. Они применяются в многофункциональных системах с гидроаккумулятором для обеспечения одновременной работы гидроусилителя руля, тормозной системы, гидропневматической подвески, системы изменения дорожного просвета, гидropодъемников и т. д. (например, Ситроен DX 16 RC и БелАЗ – 752110), а также в гидравлических системах специальных транспортных средств.

Теоретическая подача (расход  $Q$ ) радиально – поршневого насоса определяется по формуле:

$$Q_{т.н} = W_n n / 10^3, \text{ л/мин}, \quad (4.1)$$

где  $W_n$  – рабочий объем насоса,  $\text{см}^3$ ;  $n$  – частота вращения вала насоса, об/мин.

Рабочий объем насоса определяется как

$$W_n = S_{п} 2ezk, \text{ см}^3, \quad (4.2)$$

где  $S_{п}$  – площадь поршня,  $\text{см}^2$ ;  $e$  – эксцентриситет, см;  $z$  – число поршней в одном ряду;  $k$  – число рядов поршней.

Величина  $2e$  определяет полный ход поршня (ход поршня  $l = 2e$ ), а число поршней в насосе нечетное. При нечетном числе поршней зону перехода от всасывания к нагнетанию одновременно проходит один поршень, а при четном числе – два, что увеличивает нервномерность подачи (пульсацию жидкости).

Наибольшее распространение среди радиально – поршневых гидромашин получили высокомоментные радиально – поршневые гидромоторы. Достоинствами высокомоментных гидродвигателей являются возможность передачи больших крутящих моментов и устойчивой работы под нагрузкой при малой частоте вращения ( $7 \div 10$  об/мин), а также малый осевой габаритный размер. Это позволяет применять данные гидромоторы в гидрообъемных трансмиссиях самоходных машин (они могут встраиваться в свободное пространство обода колеса, образуя так называемое "мотор – колесо"). Использование в этом качестве аксиально – поршневого гидромотора требует установки между двигателем и колесом понижающего редуктора.

### **Насос радиально – поршневой 50НР 32/2.**

Конструкция радиально – поршневого насоса высокого давления 50НР 32/2 построена по схеме радиального расположения поршней 5 с качающейся осью.

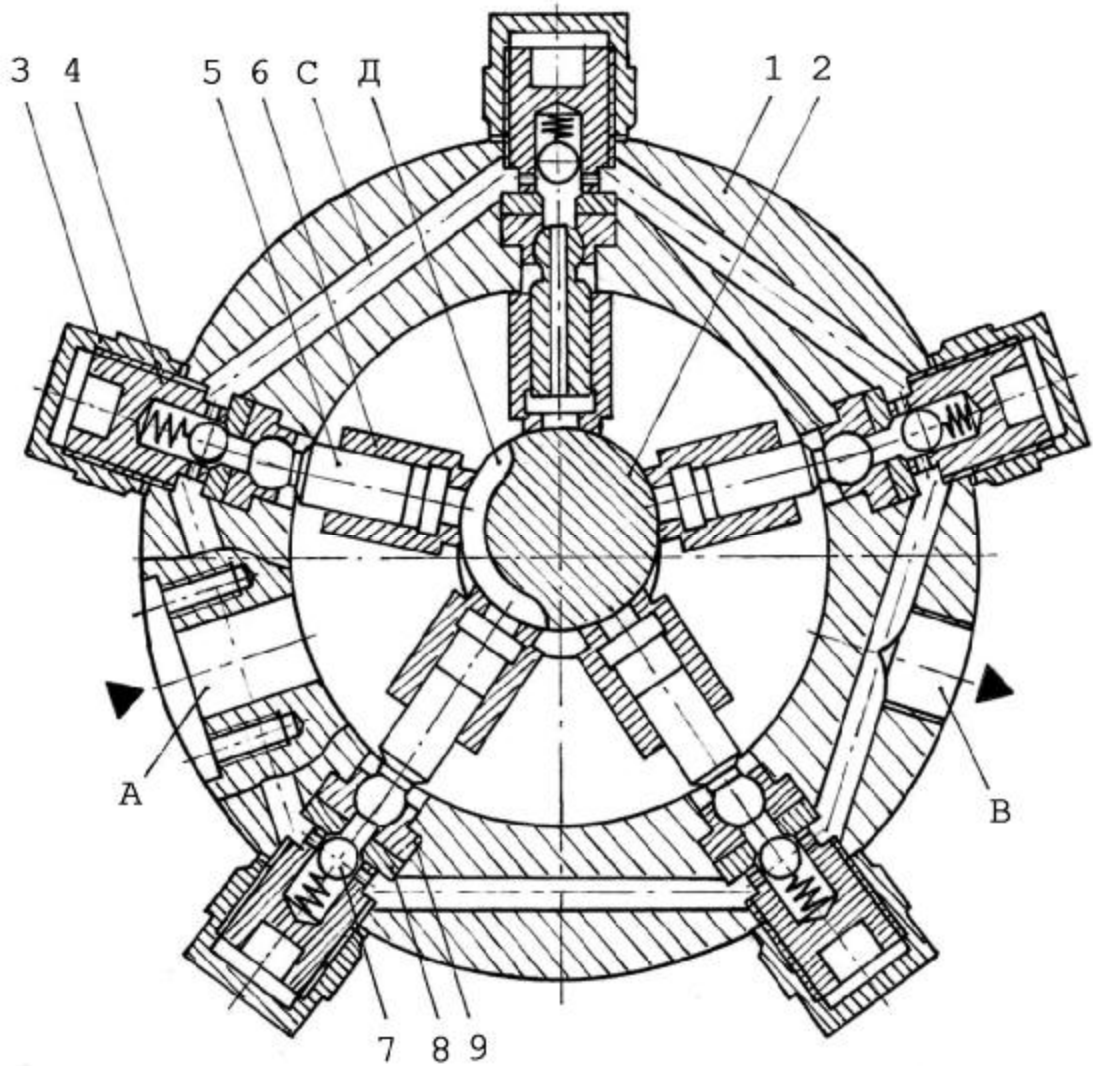


Рис. 4.2. Гидронасос 50HP 32/2: 1 – корпус, 2 – эксцентриковый вал; 3 - колпачок; 4 – корпус клапана; 5 – поршень; 6 – цилиндр; 7 – обратный клапан; 8 – седло; А – канал подачи рабочей жидкости; В – канал нагнетания; С - коллектор нагнетания; Д – паз для подвода рабочей жидкости.

На эксцентрик вала 2 опираются два ряда цилиндров 6 по пять в каждом ряду. В цилиндрах находятся поршни 5, сферические головки которых завальцованы в подпятники, образуя при этом подвижное шарнирное соединение. Каждая такая пара поршень – подпятник вставлена в радиальную расточку корпуса, в которой расположен нагнетательный клапан.

Рабочая жидкость поступает в рабочую камеру, образованную цилиндром 6 и поршнем 5, через пазы Д на эксцентрике вала 2 под действием разрежения, которое создается в рабочей камере при вращении эксцентрика. Когда внутреннее отверстие цилиндра выходит из зоны паза на эксцентрике вала и перекрывается, происходит нагнетание рабочей жидкости через обратный клапан 7 и коллектор С.

