Лекция – 12

1 ОБЪЕМНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ [1]

Объемная гидропередача (гидропривод) с вращательным движением выходного звена гидродвигателя (часто называемая гидравлической трансмиссией) состоит из объемных гидронасоса и гидромотора регулируемого или нерегулируемого типов, соединенных между собой трубопроводами.

В объемных гидропередачах энергия давления рабочей жидкости, подаваемой гидронасосом, преобразовывается с помощью гидромотора в механическую работу на выходном его валу.

Действие объемной гидропередачи можно сравнить (рис. 3.3) с работой шариковой связи ведущего и ведомого валов, в которой ведомая звездочка *b* (соответствующая гидромотору) приводится во вращение шариками *c*, вытесняемыми по шарикоприводу ведущей звездочкой *a* (соответствующей гидронасосу).

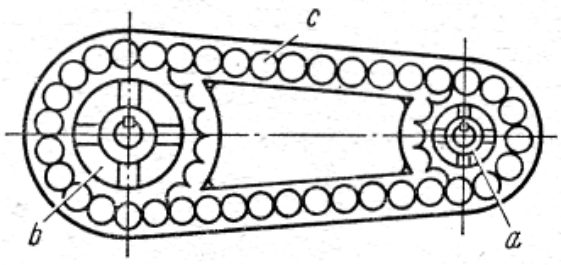


Рис. 3.3. Схема шариковой связи для передачи энергии вращения с ведущего вала на ведомый

Ниже рассмотрены основные сведения сначала об устройстве и работе гидронасосов и гидромоторов, а затем и о функционировании объемных гидравлических передач вращательного движения.

1.1ГИДРОМОТОРЫ И ГИДРОНАСОСЫ

Гидромоторы – это устройства, предназначенные для преобразования энергии жидкости в механическую энергию вращения выходного вала с последующим воздействием на рабочий орган, выполняющий определенные технологические функции в составе машин и агрегатов, применяемых в газовой и нефтяной отраслях, авиации и космической индустрии, автомобильном транспорте и автокранах, строительной технике и коммунальных машинах, а также в железнодорожной, лесотехнической, сельскохозяйственной и других отраслях.

В составе средств автоматизации в мехатронных и робототехнических системах применяют в основном следующие виды гидромоторов (гидродвигателей с вращательным движением выходного вала), а именно:

- роторные радиально-поршневые;
- роторные аксиально-поршневые;
- шестеренные;
- лопастные (шиберные, пластинчатые).

1.1.1 Роторные радиально-поршневые гидромашины [1]

Роторная радиально-поршневая гидромашина представляет собой гидромашину (насос или гидромотор), у которой оси поршней или плунжеров перпендикулярны оси вращения ротора (или составляют с ней углы более 45°).

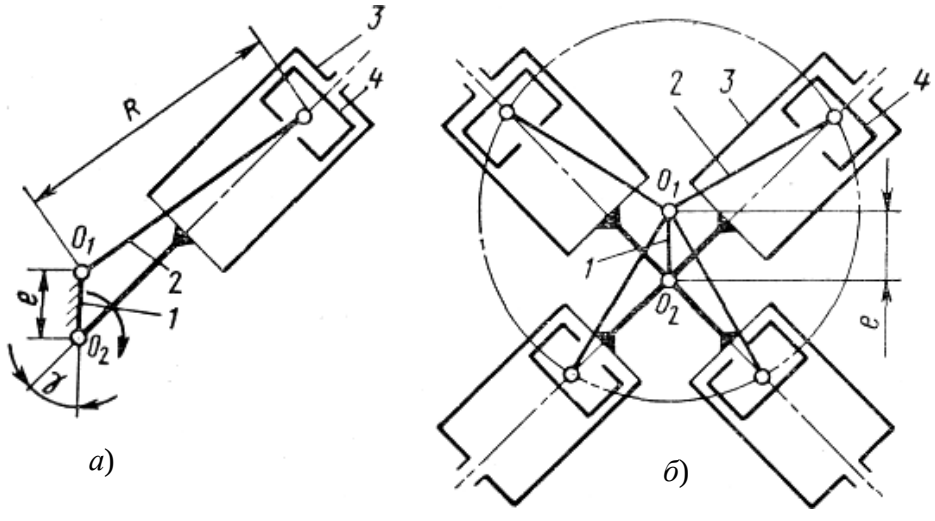


Рис. 3.4. Кинематические схемы роторных радиально-поршневых гидромашин

В роторных радиально-поршневых насосах жидкость вытесняется из рабочих камер (цилиндров) в процессе вращательно-поступательного движения вытеснителей (поршней, плунжеров). Кинематической основой этого насоса является известный кривошипно-шатунный механизм, преобразованный так, что его неподвижным звеном является кривошип *1* (рис. 3.4, *а*), цилиндр же *3* вращается (приводится) с постоянной угловой скоростью вокруг оси O_2, а шатун *2* вращается с переменной скоростью вокруг оси O_1. Расстояние e между этими осями (соответствующее размеру r неподвижного кривошипа *1*) называется эксцентриситетом.

Поскольку поршень (ползун) *4* этого кривошипно-шатунного механизма связан с шатуном *2*, вращающимся вокруг оси O_1, он будет при вращении цилиндра *3* вокруг оси O_2 совершать в нем возвратно-поступательные перемещения с ходом $h = 2e$, при которых камеры (полости) цилиндров будут последовательно (через каждые 180° поворота) увеличиваться и уменьшаться. Следовательно, и в этой схеме движение поршня в сторону увеличения камеры может быть использовано для засасывания жидкости в цилиндр, а в сторону уменьшения камеры – для вытеснения ее из цилиндра.

Взяв не один, а несколько звездообразно расположенных цилиндров *3*, оси которых пересекаются в общем центре вращения O_2, а шатуны *2* поршней *4* шарнирно связаны с осью O_2, получим кинематическую схему многопоршневого насоса с радиальным расположением цилиндров (рис. 3.4, *б*). Поскольку цилиндры *3* в этой схеме вращаются вокруг неподвижной оси O_2, представляется возможным использовать ее в качестве распределительной цапфы (золотника), в которой для этого выполняются каналы всасывания *a* и нагнетания *b* (рис. 3.5). Цилиндры *3* последней схемы посажены своим основанием на распределительную цапфу и отверстиями в своих донышках соединяются с осевыми сверлениями *a* и *b*, через которые отводится и подводится к цилиндрам жидкость.

Кинематика механизма (рис. 3.5) сохранится, если ведение поршней здесь осуществлено с помощью кольца *2*, радиус которого равен радиусу R шатуна прежней схемы (см. также штрихпунктирную окружность на рис. 3.4, *б*). Для этого поршни связываются тем или иным способом (с помощью пружин, давления жидкости подкачивающих насосов и пр.) со статорным кольцом *2*, ось которого смещена относительно оси вращения цилиндрового блока *1*.

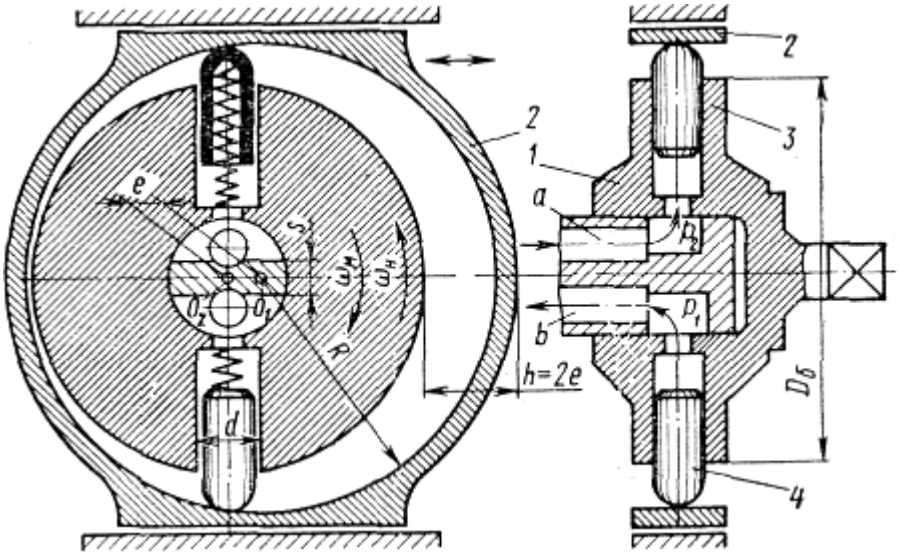
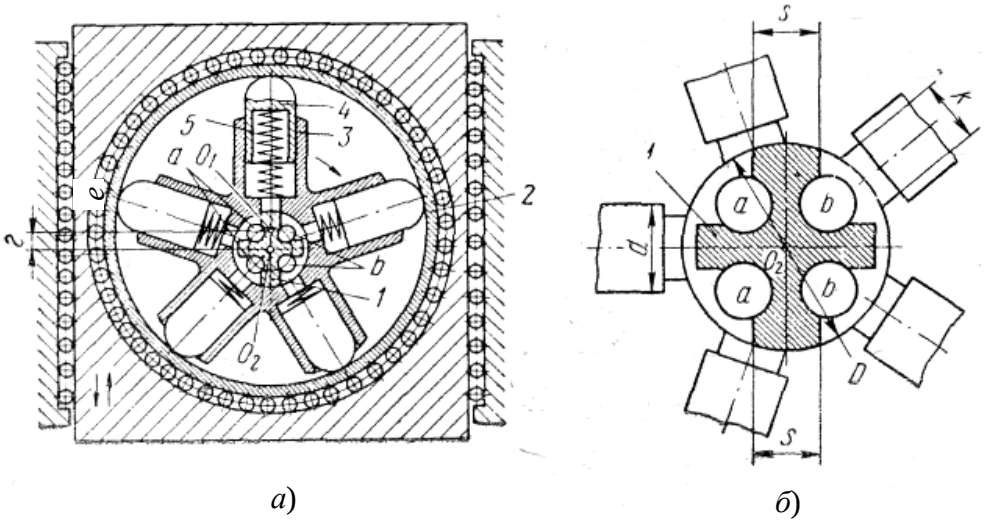


Рис. 3.5. Принципиальная схема роторно-поршневого насоса (гидромотора) радиального типа [1]

Из изложенного выше следует, что радиально-поршневой насос, схема которого представлена на рис. 3.5, построен на базе общеизвестного кривошипно-шатунного механизма, в соответствии с чем известные для кривошипно-шатунного механизма кинематические зависимости [1] будут справедливы и для насоса данной схемы.

Конструктивная схема радиального насоса этого типа изображена на рис. 3.6. Насос имеет свободно посаженный на цапфу *1* (диаметр *D*) цилиндровый блок *3* (рис. 3.6) со звездообразным расположением нескольких (5 – 9) цилиндров (диаметр *d*), смещенных один относительно другого на угол 360/*z*, где *z* – число цилиндров. Поршни *4* прижимаются к статорному кольцу *2* под действием центробежных сил и усилий пружин *5*. Эти насосы называют часто звездообразными, понимая под этим насосы, у которых рабочие органы расположены на нескольких пересекающихся осях.

Оси цилиндров блока этого насоса расположены в общей плоскости и пересекаются в центре O_2 вращения блока. Распределение жидкости осуществляется через выполненные в цапфе *1* окна *a* и *b* (рис. 3.6, *б*), с которыми при вращении блока поочередно соединяются цилиндры через отверстия в их донышках (размер *k*). Распределительные окна через осевые каналы цапфы соединяются с всасывающей и нагнетающей магистралями.



а) *б*)

Рис. 3.6. Конструктивная схема многопоршневого радиально-поршневого насоса (гидромотора) [1]

При ходе поршней *4* от центра блока *3* (величина хода поршней равна двойной величине эксцентриситета *е*) жидкость будет засасываться поршнями через окно *a*, а при ходе к центру – нагнетаться через окно *b*. При переходе цилиндров через нейтральное положение (вертикальную ось) они перекрываются уплотнительной частью (перевальной перемычкой) распределительной цапфы, ширина *s* которой больше размера отверстия в донышках цилиндров $s > k$.

При работе машины в качестве насоса поршни связываются с барабаном при помощи различных механических устройств или пружин, помещенных в цилиндры, а также при помощи сил давления жидкости вспомогательного насоса (насоса подкачки). В некоторых конструкциях радиальных насосов эта связь осуществляется с помощью одной лишь центробежной силы поршней. Поршни под действием указанной силы прижимаются к статорному кольцу *2*, вступая с ним во фрикционное взаимодействие.

Для снижения сил трения поршней о статорное кольцо последнее выполняется обычно в виде обоймы роликового подшипника *2* (рис. 3.6, *а*). Поршни при своем движении увлекают эту обойму, благодаря чему трение скольжения головок поршней заменено здесь трением качения роликов. В результате кольцо будет следовать за ротором с угловой скоростью, практически равной угловой скорости ротора.

Для обеспечения надежного ведения поршней сила прижима их к статорному кольцу должна превышать суммарную силу противодействия, слагаемую из:

а) силы трения поршня в цилиндре; б) силы инерции поршня в возвратно-поступательном движении его в цилиндре; в) силы отрицательного давления на поршень, возникающей в зоне всасывания в результате образования вакуума под поршнем (расчет ведется исходя из наличия полного вакуума в цилиндре).

При работе гидромашины в качестве гидромотора поршни во время рабочего хода перемещаются от центра под действием рабочего давления жидкости, поступающей от источника питания (насоса), а во время нерабочего (холостого) хода – к центру, вследствие эксцентричного расположения ротора *1* относительно статора *3*.

Радиально-поршневые насосы и гидромоторы изготовляют мощностью до 3000 кВт и выше с расходом жидкости до 8000 л/мин. Насосы этого типа малых размеров выполняют для давлений до 100 МПа (1000 кгс/см^2). Эти насосы выпускаются преимущественно в регулируемом варианте. Цилиндры обычно располагают в несколько (до шести) рядов, благодаря чему получают высокую подачу насоса или большой крутящий момент на валу гидромотора. В одном ряду обычно располагают от 5 до 13 цилиндров.

1.1.2. Роторные аксиально-поршневые гидромашины [1]

Роторная аксиально-поршневая гидромашина – машина, у которой рабочие камеры вращаются относительно оси ротора, а оси поршней или плунжеров параллельны оси вращения или составляют с ней угол меньше 45°. Насосы и гидромоторы с аксиальным или близким к аксиальному расположением цилиндров, являются наиболее распространенными в гидравлических системах (гидроприводах). По числу разновидностей конструктивного исполнения они во много раз превосходят прочие типы гидромашин.

Эти насосы и гидромоторы получили широкое применение еще в конце XIX столетия на флоте многих стран (Россия, Англия, США, Япония), причем использовались они для выполнения наиболее ответственных функций, как например, управление кораблем и его вооружением.

Они обладают наилучшими из всех типов гидромашин габаритами и весовыми характеристиками, отличаются компактностью, высоким КПД, пригодны

для работы при высоких частотах вращения и давлениях, обладают сравнительно малой инерционностью, а также просты по конструкции.

Особо следует отметить их высокую энергоемкость на единицу веса (удельный вес). Вес нерегулируемых насосов (или гидромоторов равной мощности) меньше регулируемых в 2 раза. Весовое преимущество гидромоторов этого типа по сравнению с электродвигателем составляет от ~80 раз для малой и до ~12 раз для большой мощности.

Особенностью рассматриваемых машин является относительно малый момент инерции вращающихся частей, что имеет существенное значение при использовании их в качестве гидромоторов.

Маховые массы аксиально-поршневого гидромотора мощностью 150 кВт составляют менее 1/10 маховых масс электродвигателя такой же мощности. Маховой момент гидромотора мощностью 60 кВт при частоте вращения n = 1500 об/мин в 62 раза меньше, чем маховой момент электродвигателя такой же мощности.

Важным параметром для многих случаев применения является также приемистость (быстродействие) насоса при регулировании подачи. Изменение подачи от нулевой до максимальной осуществляется в некоторых типах этих насосов за 0,04 с и от максимальной до нулевой – за 0,02 с.

Наиболее распространенное число цилиндров в аксиально-поршневых машинах равно 7 – 9, диаметры цилиндров гидромашин (насосов, гидромоторов) обычно находятся в пределах от 10 до 50 мм, а рабочие объемы машин – в пределах от 5 до 1000 см^3. Максимальный угол между осями цилиндрового блока и наклонной шайбы обычно равен в насосах 20° и в гидромоторах 30°.

Частота вращения насосов средней мощности равна 1000 – 2000 об/мин; частота вращения гидромоторов может быть выше примерно в 1,5 раза, чем у насосов той же конструкции и мощности. Частота вращения подобных насосов в авиационных гидросистемах обычно равна 3000 – 4000 об/мин, однако в отдельных случаях применяют насосы со значительно большей частотой вращения. По данным иностранной печати изготовляются насосы с максимальной частотой вращения 20 000 и 30 000 об/мин и минимальной 5 – 10 об/мин.

Для специальных целей созданы малогабаритные насосы на рабочий объем $q = 0{,}7 \div 1$ см^3/об (диаметр поршня $d = 5 \div 6$ мм, ход $h = 4$ мм, диаметр блока

D = 20 мм); подача такого миниатюрного насоса достигает (за счет большой n) 20 л/мин при p = 20 МПа (200 кгс/см^2).

Насосы и гидромоторы с аксиальным расположением цилиндров применяются при давлениях 21 – 35 МПа (210 – 350 кгс/см^2) и реже при – более высоких давлениях, причем, насосы с подачей до 400 л/мин часто выпускаются на рабочие давления до 55 МПа (550 кгс/см^2)]. Мощность уникальных насосов, выпускаемых для некоторых отраслей промышленности (для прокатных станов и пр.), достигает 4000 – 4500 л. с. (подача до 8700 л/мин) и более.

Насосы и гидромоторы этих типов имеют высокий объемный КПД, который для большинства моделей достигает при оптимальных режимах работы значений 0,97 – 0,98. Многие отечественные и зарубежные фирмы гарантируют для насосов с подачей 130 – 150 л/мин объемный КПД при давлении 35 МПа (350 кгс/см^2) не менее 0,99. Общий КПД этих насосов составляет примерно 0,95.

Различают гидромашины (гидромоторы и насосы) с наклонным цилиндровым блоком и машины с наклонным диском, понимая под первыми аксиально-поршневые гидромашины, у которых ось ведущего звена и ось вращения ротора пересекаются (см. рис. 3.7, *а*), и под вторыми – аксиально-поршневые гидромашины, у которых ось ведущего звена и ось вращения ротора совпадают, т.е. у таких гидромашин ведущее звено и ротор расположены на одной оси (см. рис. 3.7, *б*). Помимо указанного, существует много других конструктивных различий, однако они обычно не являются принципиальными и предельные характеристические возможности всех машин этого типа в большинстве случаев равноценны.

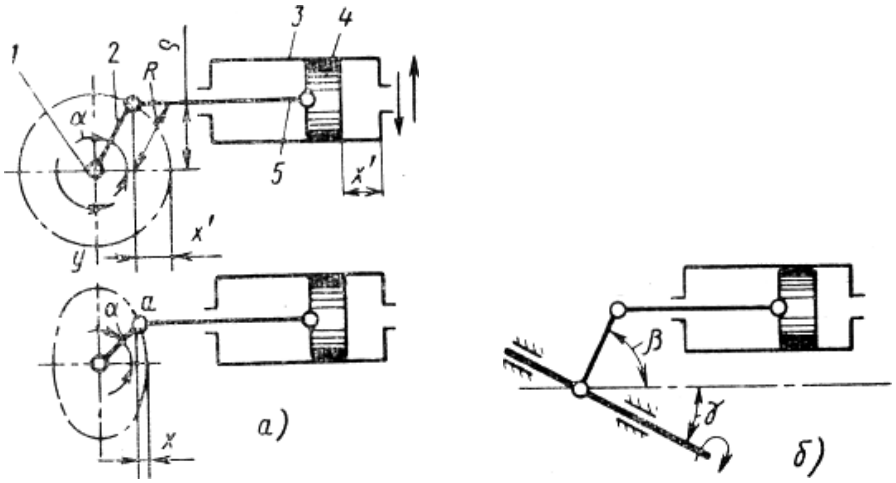


Рис. 3.7. Кинематическая схема аксиально-поршневого насоса

Кинематической основой аксиально-поршневых гидромашин является видоизмененный кривошипно-шатунный механизм (рис. 3.7, *а*), цилиндр *3* в кото-ром при повороте кривошипа *2* вокруг оси *1* совершает вместе со штоком *5* перемещения в вертикальной плоскости (в плоскости чертежа), двигаясь параллельно самому себе и сохраняя осевое положение штока. Перемещение поршня *4* при повороте кривошипа *2* на угол $\alpha = \omega t$ будет

$$x' = R - R\cos\alpha = R\,(1-\cos\alpha),$$

где R – длина кривошипа.

Очевидно, что полное перемещение (ход) h' поршня в цилиндре при повороте кривошипа на угол $\alpha = 180°$ составит $h' = 2R$. На это же расстояние переместится цилиндр вместе с поршнем в плоскости чертежа.

Схема принципиально не изменится, если плоскость вращения кривошипа повернуть (наклонить) вокруг вертикальной оси *y* относительно прежнего положения на некоторый угол β меньший 90° С (рис. 3.7, *б*). В этом случае схема превратится в пространственную, а следовательно, цилиндр для сохранения прежней кинематики поршня (для обеспечения осевого положения штока) должен перемещаться в пространстве по эллипсу, представляющему собой след проекции центра шарнира, связывающего кривошип *2* со штоком *5*, на плоскость, перпендикулярную к оси цилиндра.

При этом перемещение поршня

$$x = x'\cos\beta = R\,(1-\cos\alpha)\cos\beta, \qquad (3.1)$$

где β – угол наклона плоскости вращения кривошипа.

Ввиду того, что перемещение цилиндра по подобной траектории практически неосуществимо, эту траекторию заменяют окружностью, описанной радиу-сом *R*, что вносит в расчет по данной формуле некоторую неточность (нарушает-ся, вследствие возникновения колебаний штока *5*, синусоидальный закон перемещения поршня).

Взяв вместо одного цилиндра несколько и разместив их равномерно по кругу с расположением осей параллельно оси блока цилиндров 2, а также заменив кривошип диском *5* (рис. 3.8, *а*), ось которого наклонена относительно оси бло-

ка *2* на угол γ = 90° – β, получим принципиальную схему многопоршневой машины (насоса или мотора) пространственного типа, вытеснители которого выполняются либо в виде поршней, связанных с наклонным диском с помощью штоков *4* (рис. 3.8, *а*), либо в виде свободно посаженных плунжеров *2* со сферической головкой, которые прижимаются к наклонному диску *3* (рис. 3.8, *б*) с помощью пружин *1* или давления подпиточных насосов.

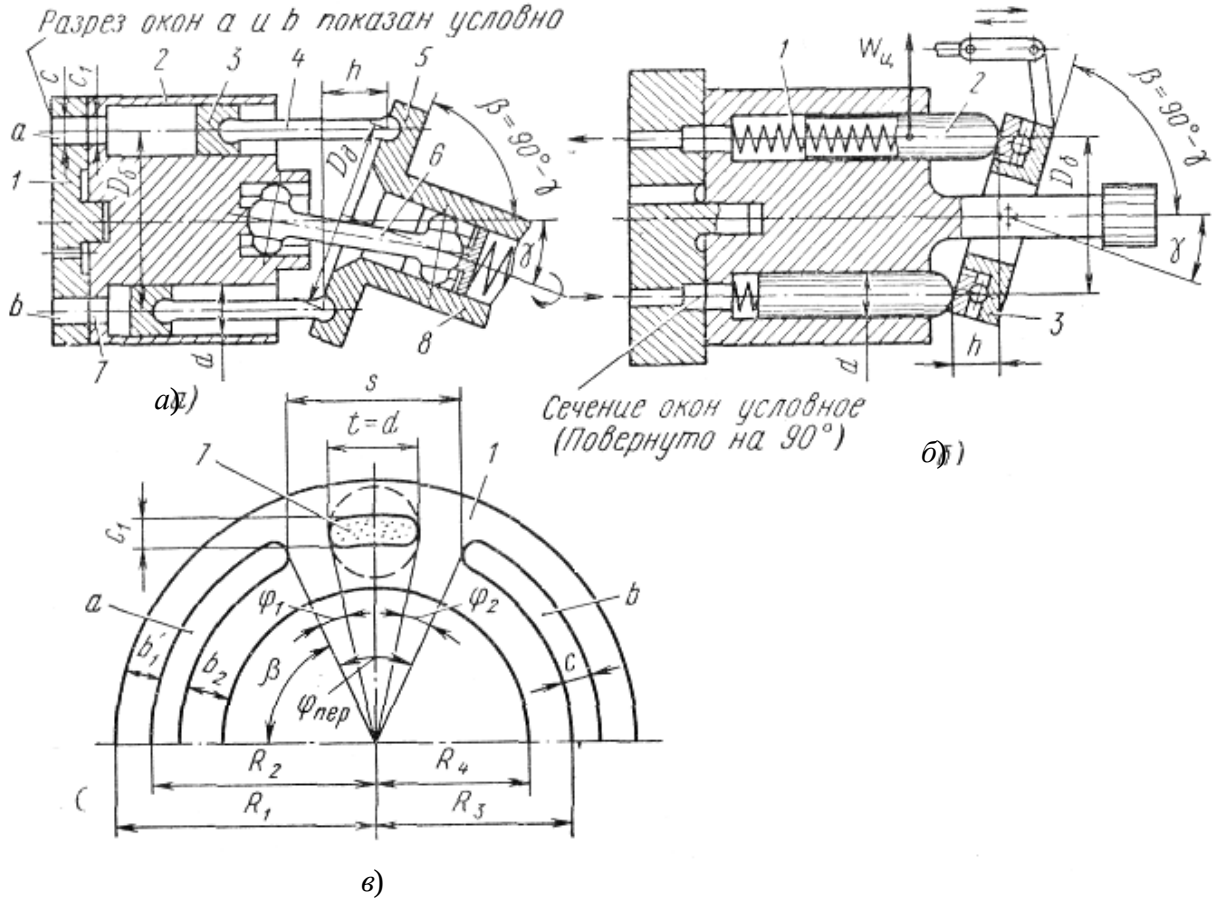


Рис. 3.8. Схемы аксиально-поршневых насосов [1]

Первые машины получили название аксиально-поршневых гидромашин с наклонной люлькой или наклонным цилиндровым блоком (рис. 3.8, *а*), вторые – аксиально-поршневых гидромашин с наклонным диском (рис. 3.8, *б*). К этим основным двум типам можно отнести практически все существующие конструкции аксиально-поршневых гидромашин.

Конструктивно в аксиально-поршневой машине с наклонной люлькой оси приводного вала и блока цилиндров расположены под углом γ друг к другу, а в машинах с наклонным диском эти оси составляют одну линию.

В машинах первого типа (рис. 3.8, *а*) поршни соединяются с приводным наклонным диском с помощью шарниров (штоков) *4*. Осевое усилие поршней, воспринимаемое от приводной наклонной шайбы *5*, преобразуется, вследствие наклонного ее расположения, в крутящий момент, который затем через карданные шарниры *6* передается на центральный вал. Машины этого типа называются так-же машинами с передачей крутящего момента на наклонную шайбу.

Крутящий момент в таких машинах снимается непосредственно в месте его возникновения, т.е. – с приводной наклонной шайбы *5* на поршни *3* (как показано в [1]) этот момент не передается. Через поршни в этой схеме передается на блок цилиндров *2* лишь момент от сил трения и инерции (ускорения или замедления). Поэтому поршни *3* скользят в цилиндрах здесь практически без поперечных нагрузок, и их функции в этом случае сводятся к герметизации цилиндров.

Благодаря этому фактически устраняется износ поршней и цилиндров и обеспечивается высокий механический КПД машины, а также хороший пусковой момент при работе машины в режиме гидромотора. Однако угловое расположе-ние приводного диска и блока цилиндров и соответствующее ему распределение действующих сил в приводном механизме требует применения мощных опор и подшипников качения.

Конструктивно всякая машина этого типа (рис. 3.8, *а*) имеет многоцилиндровый блок (барабан) *2*, поршни *3* которого связываются при помощи шатунов *4* или иных средств с наклонным диском (шайбой) *5*, выполняющим в этой схеме роль кривошипа ранее рассмотренной принципиальной схемы (см. рис. 3.7). Угол γ наклона этого диска относительно оси цилиндрового блока определяет для данного диаметра блока величину хода h поршня, а следовательно и расчетную (геометрическую) подачу насоса.

Силовая и кинематическая связь цилиндрового блока 2 с приводным валом *8* осуществляется с помощью различных механических средств, обеспечивающих приближенную синхронность (равенство) угловых скоростей цилиндрового блока и вала. Наиболее распространена связь с помощью двойного универсального кардана *6*, который обеспечивает при соответствующем выполнении практическую синхронность угловых скоростей ведущего и ведомого (цилиндровый блок) валов.

В машинах второго типа (рис. 3.8, *б*) поршни (плунжеры) *2* непосредственно опираются на наклонную шайбу *3* через сферические головки или башмаки, а развиваемое ими при этом усилие вращения передается в результате скольжения поршней по наклонной шайбе на блок цилиндров. Крутящий же момент в этой машине передается через поршни непосредственно на цилиндровый блок и далее на центральный вал. В подобной схеме передачи момента поршни работают на изгиб и должны быть по прочности рассчитаны на передаваемый ими полезный момент и момент потерь, т.е. рассчитаны на полный момент [1]. В частности, длина заделки поршней в цилиндрах должна быть такой, чтобы было устранено защемление их и обеспечено допустимое напряжение сжатия материала.

Общим для обоих конструктивных разновидностей рассматриваемых машин является преобладающее применение торцового распределения рабочей жидкости. Поскольку цилиндровый блок *2* у рассматриваемого насоса (рис. 3.8, *а*) вращается (цилиндры перемещаются относительно корпуса), упрощается распределение жидкости, которое обычно выполняется через серпообразные окна *a* и *b* (см. также рис. 3.8, *в*) в распределительном золотнике *1* и каналы (отверстия) *7* в донышках цилиндров блока *2* (на рисунке канал *7* показан условно). При работе насоса торец цилиндрового блока скользит по поверхности распределительного золотника (рис. 3.8, *в*). При этом цилиндры попеременно соединяются с окнами *a* или *b* золотника и через них – с магистралями всасывания и нагнетания. Поверхности торцов распределителя выполняются плоскими (рис. 3.8) или сферическими. Преимуществом последнего типа является то, что он не требует точного совпадения осей скользящих поверхностей, а допускает наличие некоторой несоосности (пересечения этих осей), чего не допускает плоский распределитель. Однако плоский распределитель обладает существенным преимуществом, заключающимся в отсутствии необходимости индивидуальной подгонки поверхностей скольжения.

В нейтральных (мертвых) положениях цилиндров (в верхнем и нижнем) отверстия *7* в донышках цилиндров (рис. 3.8, *в*) перекрываются нижней и верхней перевальными (разделительными) перемычками, расположенными между распределительными окнами *a* и *b*; ширина *s* перемычек несколько превышает размер отверстий *7* ($t < s$).

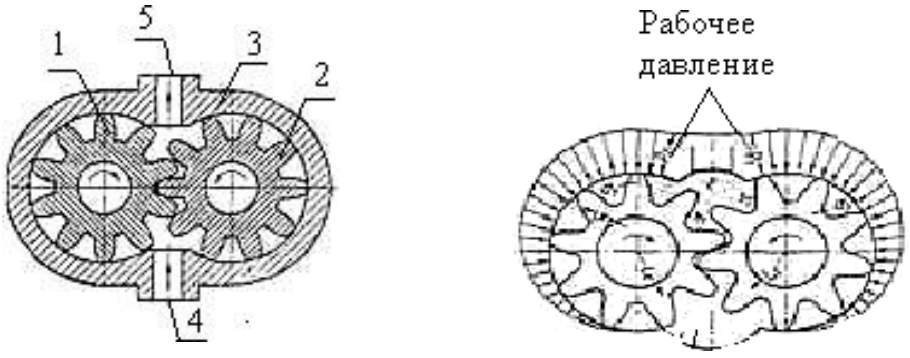
Применение насосов с наклонной люлькой (см. рис. 3.8, *а*) предпочтительнее в открытом контуре и при высокой частоте вращения. Насосы с наклонной шайбой (см. рис. 3.6, *б*) имеют преимущества при очень высоких давлениях и быстрых процессах переключения, которые здесь осуществимы благодаря малой массе перемещающихся при этом деталей узла регулирования.

1.1.3 Шестеренные гидронасосы и гидромоторы [5]

Шестеренные гидромашины отличаются простотой конструкции, надежностью, малой массой и компактностью. Поэтому они широко применяются в гидроприводах сельскохозяйственных, дорожно-строительных, коммунальных и других самоходных машинах при давлении рабочей жидкости 15 – 20 МПа и частоте вращения вала 1800 – 2400 об/мин.

Наиболее распространенными являются гидронасосы и гидромоторы с шестернями внешнего зацепления. Они состоят (рис. 3.9, *а*) из пары сцепленных друг с другом цилиндрических шестерен *1, 2*, выполненной заодно с валами и помещенных в плотно обхватывающий их корпус *3*, имеющий каналы *4, 5* в местах входа в зацепление и выхода из него.

При вращении шестерен рабочая жидкость, заключенная во впадинах зубьев, переносится через камеру нагнетания из канала *4* в канал *5*. Распределение давления перекачиваемой жидкости внутри шестеренного насоса проиллюстрировано на рис. 3.9, *б*.



а) *б*)

Рис. 3.9. Схема шестеренной гидромашины [5]:

а – конструктивная схема; *б* – распределение давления в шестеренном насосе

Конструкция шестеренных гидромоторов аналогична конструкции шестеренных гидронасосов. Рабочая жидкость, подведенная под давлением к шестеренному гидромотору, действует на неуравновешенные зубья шестерен и создает крутящий момент. Шестеренные гидромоторы работают с частотой вращения 100 – 5000 об/мин.

1.1.4 Пластинчатые гидронасосы и гидромоторы [5]

Пластинчатые гидронасосы и гидромоторы часто называют лопастными или шиберными. Они имеют наиболее простую конструкцию из существующих типов гидромашин.

По числу циклов работы за один оборот вала различают пластинчатые гидронасосы и гидромоторы однократного и многократного (двух-, трех-, четырехкратного и т.д.) действия.

Гидронасос однократного действия выполняется как регулируемым (за счет изменения эксцентриситета), так и нерегулируемым, а гидронасосы многократного действия – нерегулируемыми.

Гидронасос многократного действия имеет преимущество – уравновешенность радиальных сил давления жидкости на пластинчатый ротор, благодаря чему они пригодны для работы при более высоком, чем гидронасосы однократного действия, давлении рабочей жидкости (14,0 МПа и выше).

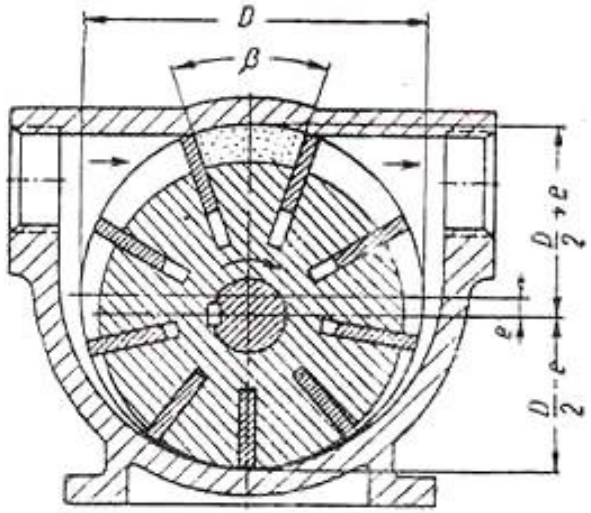


Рис. 3.10. Схема пластинчатой гидромашины

Схема простейшего из пластинчатых гидронасосов приведена на рис. 3.10, где e – эксцентриситет насоса. В пластинчатых гидронасосах применяют положительное перекрытие, при котором рабочая камера в ее среднем положении размещается на перевальной (разделительной) перемычке, будучи отсеченной (изолированной) как от полости всасывания, так и от полости нагнетания.

Для избежания компрессии рабочей жидкости в камере, положительное перекрытие должно быть по возможности малым, однако таким, чтобы было обеспечено разделение полостей всасывания и нагнетания.

Минимальное значение этого перекрытия соответствует соотношению размеров перемычки и раствора концов пластин, при котором кромки окон питания касались бы внутренних сторон пластин (соответствует углу β расположения пластин в роторе).

Радиальное движение пластин и плотность их контакта со статором осуществляется с помощью давления рабочей жидкости, подводимой в прорези под пластины, или при помощи пружин.

Пластинчатые гидронасосы обычно содержат 8 – 12 пластин. При увеличении числа пластин уменьшается действующая на них нагрузка и повышается равномерность потока нагнетаемой жидкости. При уменьшении числа пластин (меньше восьми) поток становится неравномерным.

Пластинчатые гидромашины применяют также для работы в качестве гидромоторов. Наиболее часто они применяются в качестве ротаторов на гидравлических кранах-манипуляторах. В пластинчатых гидромоторах без принудительно-го радиального движения пластин в роторе необходимо предусмотреть механизм прижима пластин к статору при пуске мотора.

Гидромоторы однократного (одинарного) действия выпускаются реверсивными как в регулируемом, так и нерегулируемом исполнении, а моторы двукратного действия – нерегулируемыми в реверсивном и нереверсивном исполнениях.