

2.4. Классификация объемных гидромашин

В соответствии с тем, создают гидромашин поток жидкости или используют его, их разделяют на объемные насосы и гидродвигатели.

В объемном насосе жидкость перемещается вследствие вытеснения ее из рабочих камер вытеснителями.

Под **рабочей камерой** объемной гидромашин понимается пространство внутри машин, ограниченное рабочими поверхностями рабочих элементов, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщаемое с входом и выходом насоса.

Объемная гидромашин может иметь одну или несколько рабочих камер, которые образуются различными элементами, например, парами поршень – цилиндр, впадина шестерни – зуб шестерни и т.п.

Под **вытеснителями** понимается рабочий орган насоса, непосредственно всасывающий и вытесняющий жидкость из рабочих камер. Типичные вытеснители – поршень, плунжер, шестерня, пластина и др.

По характеру движения вытеснителя объемные гидромашин делятся на роторные и возвратно-поступательные.

В роторных гидромашин рабочие камеры вращаются или совершают вращательное и возвратно-поступательное движение. Эти гидромашин имеют три основных рабочих элемента: ротор, статор и вытеснитель. Ротор насоса вращается синхронно с валом приводного двигателя.

Рабочий цикл состоит из следующих фаз: увеличение объема рабочей камеры (процесс всасывания для насоса и нагнетания для гидромотора), замыкание, уменьшение объема рабочей камеры (процесс нагнетания для насоса и слива для гидромотора) и вновь замыкание.

Разделение этих фаз обеспечивает специальное распределительное устройство торцевого, осевого (цапфенного), клапанного и клапанно-щелевого типа. Некоторые гидромашин, например, шестеренные и винтовые, не имеют специальных распределительных устройств.

Роторные гидромашин подразделяются на роторно-вращательные, в которых вытеснители совершают только вращательное движение, и роторно-поступательные, в которых вытеснители совершают одновременно два движения: вращательное и поступательное.

Роторно-вращательные насосы бывают зубчатые и винтовые. В зубчатых насосах ротор и вытеснитель имеют форму зубчатых колес, а жидкость перемещается в плоскости их вращения. В винтовых насосах ротор имеет форму винта, который одновременно выполняет функцию вытеснителя, а жидкость в насосе перемещается вдоль осей вращения

винтов. Основной разновидностью зубчатых насосов являются шестеренные.

К роторно-поступательным гидромашинам относятся шибберные (в основном пластинчатые) и роторно-поршневые. Различаются они не только формой вытеснителей (пластин и поршней), но и по способу образования рабочих камер. Если в пластинчатых гидромашинах рабочие камеры ограничиваются двумя соседними вытеснителями (пластинами) и поверхностями ротора и статора, то в роторно-поршневых они образованы внутри ротора и замыкаются вытеснителями.

Виды роторно-поршневых гидромашин: аксиально-поршневые, в которых вытеснители и рабочие камеры расположены аксиально, и радиально-поршневые, в которых вытеснители расположены перпендикулярно оси вращения ротора.

Кроме того, роторные гидромашинны подразделяются по возможности регулирования рабочего объема – на регулируемые и нерегулируемые; по направлению потока рабочей жидкости – с постоянным и реверсивным потоком; по числу рабочих циклов, совершаемых за один оборот вала, – одно-, двух- и многократного действия. Роторные гидромашинны (кроме машин с клапанным распределением) могут быть обратимы, т.е. способны работать как в режиме насоса, так и в режиме гидромотора.

В конструкции гидромоторов, однако, можно заметить некоторые отличия от соответствующих роторных насосов, обусловленные различным функциональным назначением этих гидромашин.

В **возвратно-поступательных** насосах жидкость вытесняется из **неподвижных камер** в результате прямолинейного возвратно-поступательного движения вытеснителя. По виду вытеснителей эти насосы делятся на поршневые и диафрагменные. Плунжерные насосы тоже относятся к поршневым. Различие между ними – в конструкции вытеснителя и характере уплотнения.

Основные свойства роторных насосов, вытекающие из специфики их рабочего процесса и отличающие их от поршневых насосов, следующие:

1.Обратимость, т.е. способность роторных насосов работать в качестве гидромоторов. Поршневые насосы этой способностью не обладают.

2.Большая быстроходность. Максимально допустимые значения частоты вращения вала для роторных насосов $n = 2000...5000$ об/мин.

Для поршневых насосов эти значения в несколько раз меньше.

3.Способность работать только на чистых (отфильтрованных и не содержащих абразивных и металлических частиц), неагрессивных и

смазывающих жидкостях. Эти требования к жидкости обусловлены малыми зазорами в роторном насосе и трением между обработанными по высшим классам точности и чистоты поверхностями статора, ротора и вытеснителей.

Если первые два свойства роторных насосов являются их преимуществами, то третье ограничивает их применение.

Следует отметить, что наибольшее распространение в гидроприводах дорожно-строительных и других машин получили роторные гидромашины.

2.5. Поршневые насосы

Для перекачивания жидкости применяют поршневые насосы (рис. 2.5, 2.6), принцип действия которых основан на перемещении жидкости под действием вытеснителя,двигающегося возвратно-поступательно относительно неподвижной рабочей камеры.

Рабочий цикл насоса состоит из двух фаз: всасывания и нагнетания. Возвратно-поступательное движение вытеснителей (поршней, плунжеров, диафрагм и т.д.) чаще всего осуществляется посредством кривошипно-шатунного механизма, но применяются и другие механизмы (кулачковые, эксцентриковые и т.п.).

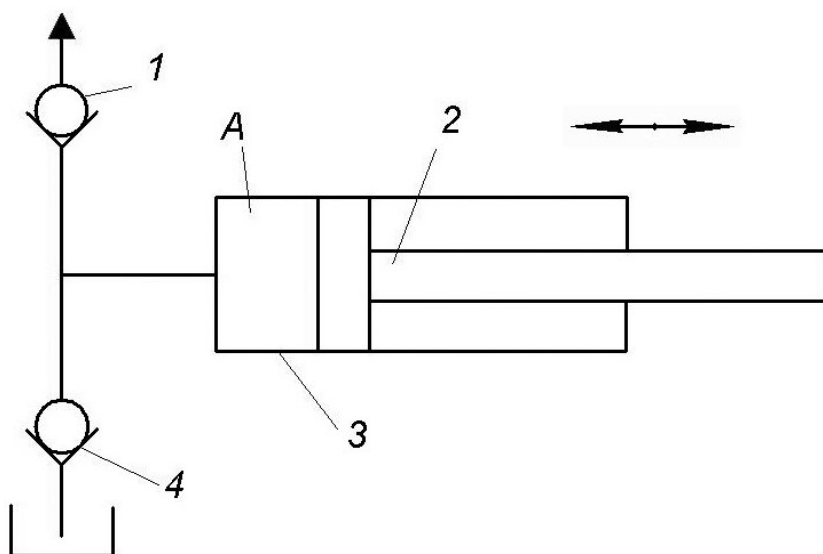


Рис. 2.5. Схема поршневого насоса:
1, 4 – обратные клапаны; 2 – вытеснитель (поршень);

3 – цилиндр; А – рабочая камера

Рассмотрим схему диафрагменного насоса (рис. 2.7), состоящего из неподвижной рабочей камеры 6, диафрагмы (вытеснителя) 1, выполненной из эластичного материала. Рабочая камера соединена со всасывающей 5 и напорной 3 гидролиниями, снабженными обратными клапанами 2 и 4. При заполнении рабочей камеры жидкостью всасывающий клапан 4 открыт, а напорный 2 – закрыт. При нагнетании жидкости – наоборот. Диафрагма соединена со штоком 7 привода, совершающим возвратно-поступательное движение.

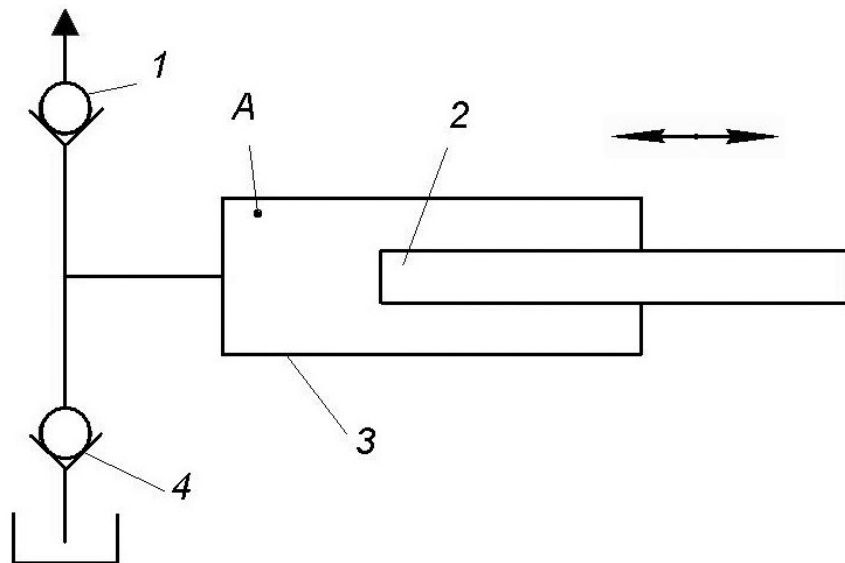


Рис. 2.6. Схема плунжерного насоса:
1, 4 – обратные клапаны; 2 – вытеснитель (плунжер);
3 – цилиндр; А – рабочая камера

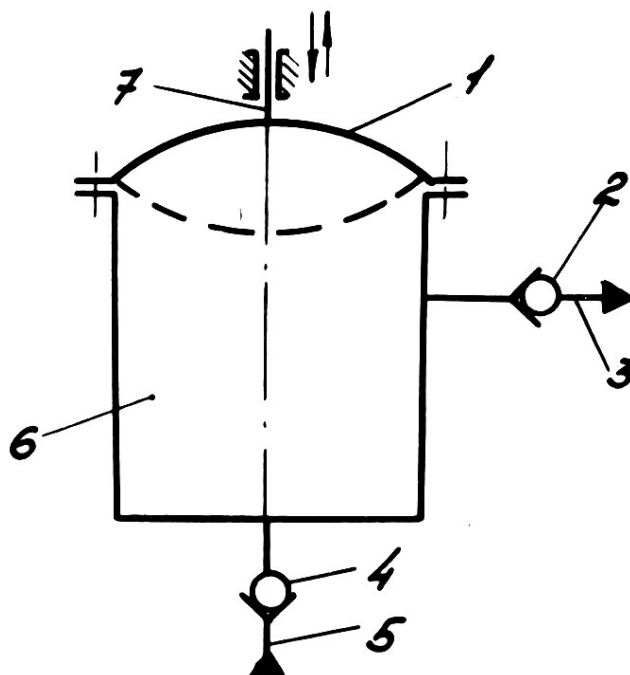


Рис. 2.7. Схема диафрагменного насоса:
 1 – диафрагма (вытеснитель); 2, 4 – обратные клапаны;
 3 – напорная гидролиния; 5 – всасывающая гидролиния;
 6 – рабочая камера; 7 – шток привода

Диафрагменные насосы часто используют для перекачивания жидкостей, загрязненных различными примесями (песком, абразивными материалами), а также химически активных жидкостей. Насосы кулачкового типа находят применение в гидроприводах стационарного (кузнечно-прессового, металлургического и др.) оборудования.

Конструктивное оформление поршневых насосов чрезвычайно разнообразно и в настоящем пособии не рассматривается.

2.6. Шестеренные гидромашины

Шестеренные гидромашины имеют рабочие камеры, образованные рабочими поверхностями зубчатых колес, корпуса и боковых крышек, а вытеснители совершают только вращательное движение. Эти машины просты по конструкции, содержат малое число деталей, технологичны и получили широкое распространение.

Эти гидромашины бывают с внутренним и внешним зацеплением, многосекционными, многшестеренными, многоступенчатыми. В них используют косозубые и шевронные шестерни. Шестеренные насосы с внутренним зацеплением более компактны, но сложнее в изготовлении.

Наибольшее распространение получил шестеренный насос с внешним зацеплением и одинаковым числом зубьев эвольвентного профиля (рис. 2.8). Такой насос состоит из пары сцепляющихся между собой шестерен 1 (ротора) и 3 (вытеснителя), помещенных в корпус (статор) 2 с каналами для подвода и отвода жидкости.

Принцип работы данного насоса заключается в следующем. При вращении шестерен 1 и 3, когда зубья выходят из зацепления, объем камеры увеличивается, давление в полости В уменьшается, происходит всасывание жидкости. Жидкость, попавшая во впадины зубьев, перемещается по внешней дуге в направлении вращения шестерен в полость Н. На выходе зубья входят в зацепление, объем камеры уменьшается и жидкость вытесняется в напорную гидролинию.

При малых зазорах в зубчатом зацеплении возможно образование полости с защемленным объемом рабочей жидкости, что может привести к резкому увеличению давления и радиальной силы, действующей на оси и валы насоса. Для устранения резкого роста давления (разгрузки насоса) предусматривают каналы во впадинах шестерен, на боковых крышках и на нерабочих поверхностях зубьев (для нереверсивных насосов).

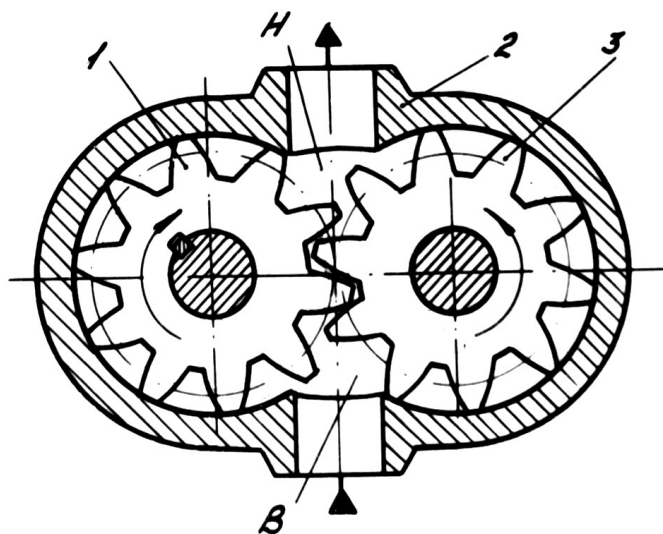


Рис. 2.8. Схема шестеренного насоса:
1 – ведущая шестерня (ротор); 2 – корпус (статор);
3 – ведомая шестерня (вытеснитель)

Шестеренные насосы способны создавать давление до 10...16 МПа, а иногда и выше (до 20 МПа). Однако при давлении больше 10 МПа необходимо предусматривать устройство для компенсации зазоров по торцам шестерен. Это устройство состоит из плавающих втулок, которые давлением жидкости прижимаются к торцевым поверхностям

шестерен и тем самым уменьшают зазор, повышая степень герметичности в насосе.

Для получения особо высоких давлений иногда применяют многоступенчатые шестеренные насосы. Их составляют из нескольких шестеренных насосов, соединенных последовательно. Такой насос создает давление, равное сумме давлений, развиваемых всеми ступенями.

Рабочий объем шестеренного насоса определяется по формуле

$$q = 2\pi m^2 (z + 1)b , \quad (2.15)$$

где m – модуль зубчатого зацепления; z – число зубьев шестерни, $z = 6...16$; b – ширина шестерни.

Подачу насоса определяют по формулам (2.1), (2.4), мощность, КПД – по формулам (2.7), (2.8) и (2.13).

Так как параметры, определяющие рабочий объем шестеренного насоса, – величины постоянные, то шестеренные насосы нерегулируемы.

Насос подает рабочую жидкость неравномерно: мгновенная подача является периодической функцией угла поворота вала ведущей шестерни. Коэффициент пульсации подачи рабочей жидкости определяют по формуле

$$k_{\pi} = 1,25 \frac{\cos^2 \alpha}{z} , \quad (2.16)$$

где α – угол зацепления, $\alpha = 20^\circ$; z – число зубьев.

Неравномерность подачи вызывает пульсацию давления и отрицательно сказывается на работе насоса и гидропривода, создавая вибрации. Таким образом, для уменьшения пульсации подачи необходимо увеличивать число зубьев шестерни.

Для увеличения подачи насоса или получения нескольких независимых потоков жидкости применяют многшестеренные насосы с тремя и более шестернями, размещенными в одном корпусе с одной ведущей шестерней.

Шестеренные насосы получили наибольшее применение в гидроприводах строительных, дорожных и коммунальных машин, работающих при давлении до 15...20 МПа.

Наибольшее распространение получили односекционные шестеренные насосы с прямозубыми колесами внешнего зацепления.

Работают эти насосы при высокой частоте вращения вала, поэтому их можно соединять непосредственно с валами приводящих двигателей.

Применяют в основном шестеренные насосы типа НШ: НШ 10, НШ 32, НШ 50 (рис. 2.9) и т.д., где цифры, стоящие рядом с буквами, указывают рабочий объем в см^3 . В соответствии с ГОСТ 8754–80 шестеренные насосы по исполнению делятся на три группы, которые обозначают цифрами 2, 3, 4 и указывают на способность развивать определенное давление.

К группе 2 относят насосы с номинальным давлением нагнетания 14 МПа, к группе 3 – насосы с номинальным давлением нагнетания 16 МПа, к группе 4 относят насосы с номинальным давлением нагнетания 20 МПа. Цифры, указывающие на исполнение, пишут последними в индексации насосов. После индексации пишут букву Л, если насос левого вращения (для правого вращения букву не пишут). Так, например, насос с правым направлением вращения ведущего вала с рабочим объемом 32 см^3 исполнения 3 обозначается следующим образом: НШ 32-3.

Объемный КПД шестеренных насосов зависит от давления и вязкости рабочей жидкости. При номинальном давлении 16 МПа и вязкости рабочей жидкости порядка 60...70 сСт он составляет не менее 0,92...0,98. Полный КПД шестеренных насосов – не менее 0,82...0,90.

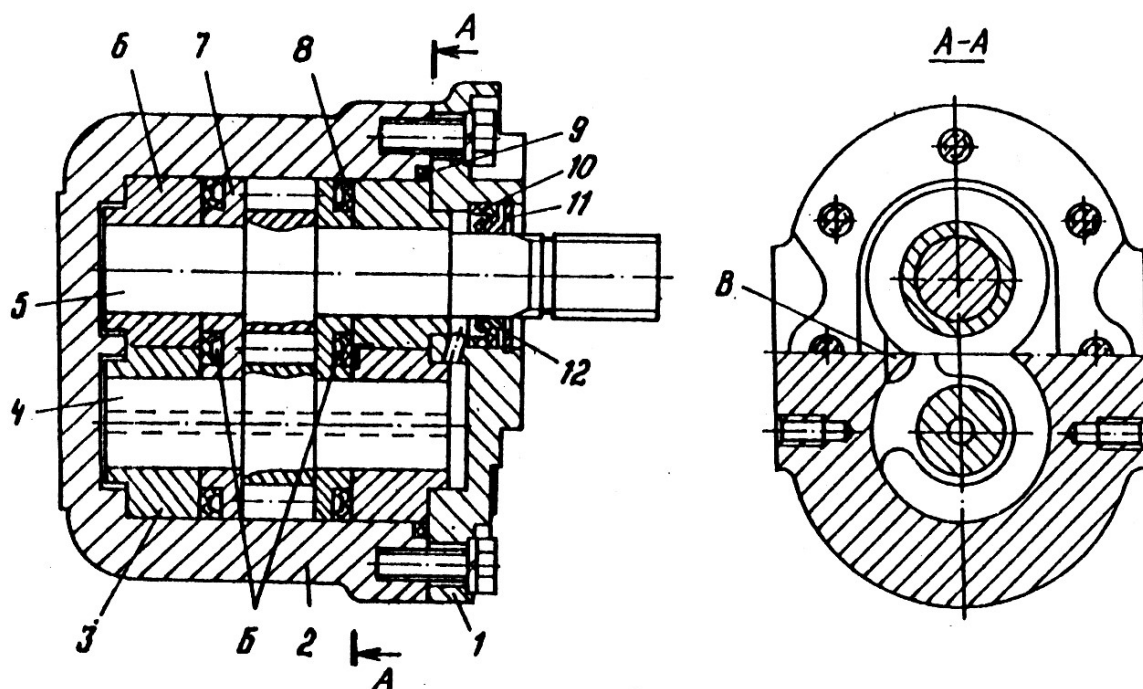


Рис. 2.9. Шестеренные насосы НШ 32У-3 и НШ 50У-3:

- 1 – крышка; 2 – корпус; 3, 6 – опорные втулки;
- 4, 5 – ведомая и ведущая шестерни; 7 – компенсатор;
- 8 – 10 – манжеты; 9 – уплотнительное кольцо;
- 11 – стопорное кольцо; 12 – опорное кольцо;
- Б – полость подвода давления жидкости из напорной

зоны для поджима компенсаторов; В – камера всасывания

Корпуса шестеренных насосов изготавливают из чугуна, стали или алюминия. Для изготовления шестерен используют легированные стали (20Х,40Х,18НХ13А и др.). Боковые крышки выполняют, как и корпуса, из чугуна и стали, иногда из бронзы.

Общий вид насоса НШ 32... представлен на рис. 2.10 .

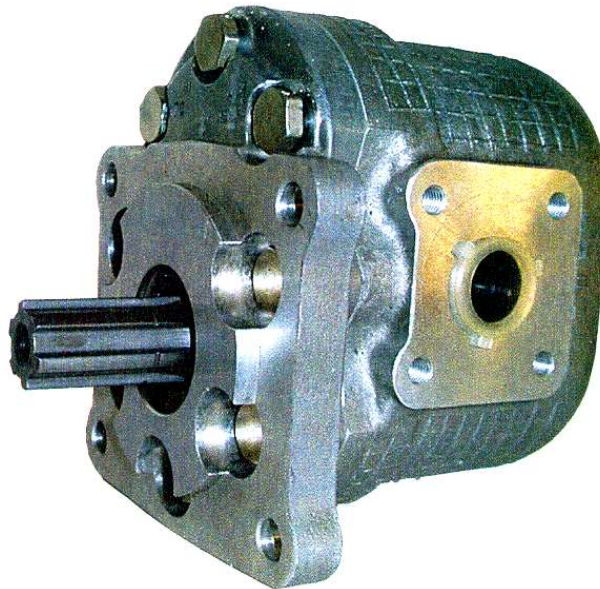


Рис. 2.10. Общий вид насоса НШ 32

Общий вид насоса НШ 71 (100) ... представлен на рис. 2.11.

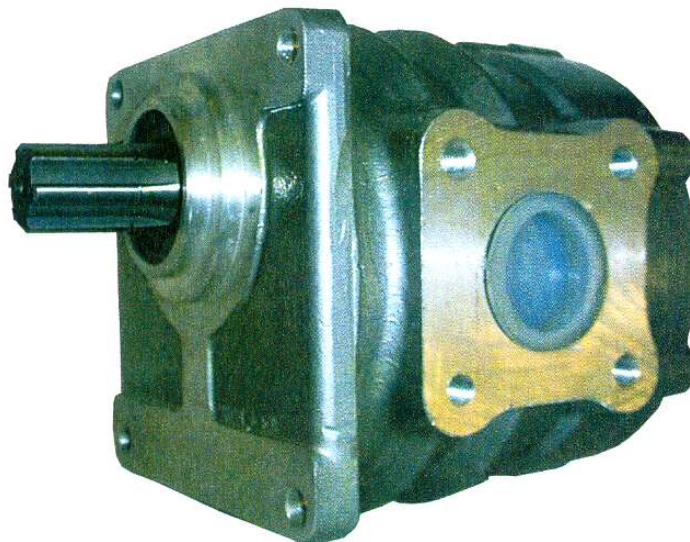


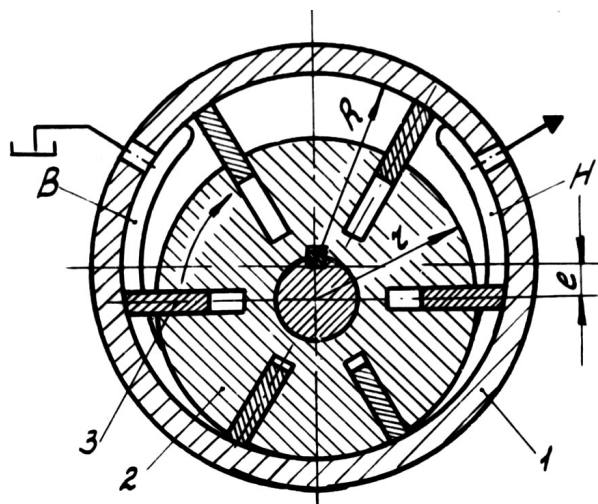
Рис. 2.11. Общий вид насоса НШ 71 (100)

К недостаткам шестеренных насосов относятся следующие: наличие полости с защемленным объемом рабочей жидкости между зубьями шестерен, что может привести к поломке насоса; значительный шум и пульсация потока по сравнению с другими типами насосов.

2.7. Пластинчатые гидромашины

Рабочие камеры пластинчатых гидромашин образованы рабочими поверхностями ротора, статора (корпуса), двух смежных пластин (вытеснителей) и боковых крышек. Пластинчатые гидромашины разделяются на машины одно-, двух- и многократного действия. В насосах однократного действия за один оборот ротора насос подает в напорную гидрولينию один объем рабочей жидкости, в насосах двухкратного действия – два объема и т.д.

а)



б)

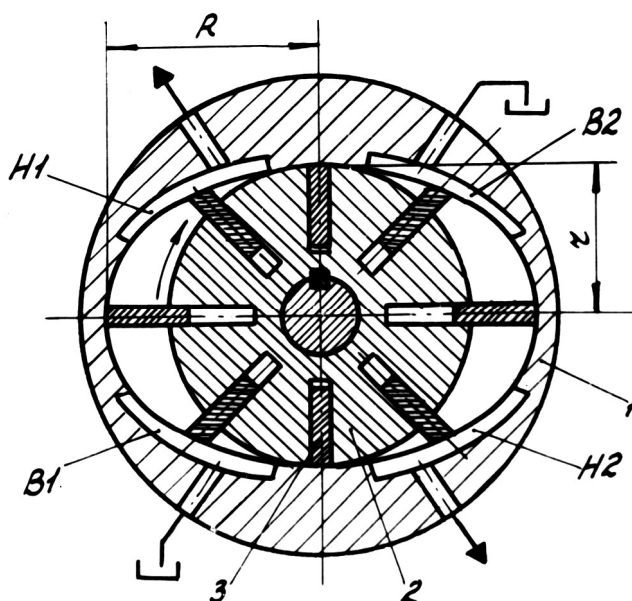


Рис. 2.12. Схема пластинчатого насоса:

a – однократного действия; *б* – двукратного действия;

1 – статор (корпус); 2 – ротор; 3 – пластина (вытеснитель)

Пластинчатый насос однократного действия (рис. 2.12, *a*) состоит из статора 1, ротора 2 с радиальными или наклонными (для насосов одностороннего вращения) пазами, в которых расположены пластины 3 (вытеснители). Ось вращения ротора смещена относительно расточки статора на величину эксцентриситета. На боковых крышках корпуса имеются два окна В и Н, соединенные со всасывающей и напорной гидролиниями.

Принцип работы насоса заключается в следующем. При вращении ротора пластины всегда прижаты к внутренней поверхности статора и скользят по ней. Начальный прижим пластин в насосе обычно осуществляется под действием центробежных сил и иногда пружин, а рабочий прижим – под действием сил давления жидкости на внутренние торцы пластин.

Из-за наличия эксцентриситета между ротором и статором пластины 3 совершают сложное движение: вращение вместе с ротором и возвратно-поступательное движение в пазах. При этом заключенный между двумя соседними пластинами объем по мере вращения ротора изменяется, увеличиваясь при движении пластин от полости нагнетания к полости всасывания (процесс всасывания) и уменьшаясь при движении пластин от полости всасывания к полости нагнетания (процесс нагнетания). В зоне перемычек между окнами В и Н объемы рабочих камер не изменяются. Размер перемычки между окнами должен быть не меньше углового расстояния между соседними пластинами для устранения перетечек жидкости.

Рабочий объем пластинчатого насоса однократного действия зависит от радиусов статора R и ротора r , которые связаны с эксцентриситетом, и определяется по формуле

$$q = 2e(\pi D - \delta z)b, \quad (2.17)$$

где e – эксцентриситет, $e = R - r$; D – диаметр статора, $D = 2R$; δ – толщина пластины; z – число пластин; b – ширина пластины.

Рабочий объем насоса регулируют, изменяя эксцентриситет. Путем смещения статора можно получать различные значения эксцентриситета по обе стороны от ротора, что позволяет осуществлять реверс подачи насоса.

Из-за разности давлений в полостях нагнетания и всасывания на ротор и его опоры (подшипники) действует радиальная сила, которая определяется по формуле

$$F_p = \Delta p D b, \quad (2.18)$$

где F_p – сила, действующая на ротор; Δp – перепад давления, $\Delta p = p_1 - p_2$, здесь p_1, p_2 – давления на выходе и входе в насос соответственно.

Пластинчатые насосы однократного действия используются при давлениях не более 10...12 МПа. Ограниченность давления обусловлена значительными радиальными нагрузками, действующими на ротор.

Для разгрузки опор ротора от радиальных сил применяют пластинчатые насосы двукратного действия (рис. 2.12, б). В них ротор 2 с пластинами 3 охвачен корпусом (статором) 1 специального профиля. Число пластин – четное (не менее 8). При вращении ротора всасывание жидкости происходит через диаметрально расположенные окна всасывания В1 и В2, а вытеснение через окна Н1 и Н2. Так как давление жидкости действует на диаметрально расположенные стороны ротора, то опоры ротора разгружены от давления жидкости. За один оборот ротора две любые соседние пластины совершают два рабочих цикла, перемещая жидкость из окна В1 в окно Н1 и потом из окна В2 в окно Н2. Рабочий объем пластинчатого насоса двукратного действия определяется по формуле

$$q = 2\pi b(R^2 - r^2), \quad (2.19)$$

где R – большая полуось статора; r – радиус статора, b – ширина пластин.

При определении рабочего объема насоса по формуле (2.19) не учтен объем, занимаемый выдвигающимися частями пластин.

Недостатком пластинчатых насосов двукратного действия является невозможность их регулирования, так как параметры, определяющие рабочий объем, – величины постоянные, что видно из формулы (2.19).

Пластинчатые насосы просты по конструкции, имеют малое число деталей, равномерную подачу жидкости и находят применение в гидроприводах с давлением до 14...16 МПа, в основном в станкостроении, а также в качестве вспомогательных насосов системы подпитки и управления в гидроприводах высокого давления.

Пластинчатые гидромашины обратимы, однако большинство насосов этого типа не могут быть использованы как гидромоторы без изменения конструкции. Полный КПД пластинчатых гидромашин достигает 0,8. Основные потери в них – механические.

2.8. Аксиально-поршневые гидромашины

Аксиально-поршневые гидромашины относятся к роторно-поршневым гидромашинам с пространственной кинематикой, в которых вращательное движение вала (для насосов) преобразуется в возвратно-поступательное движение поршней (вытеснителей).

У этих гидромашин рабочие камеры образованы рабочими поверхностями цилиндров и поршней, а оси поршней параллельны (аксиальны) оси блока цилиндров (ротору) или составляют с ней угол не более 45° . По кинематическим схемам, заложенным в основу конструкции, аксиально-поршневые гидромашины разделяют на гидромашины с наклонным блоком цилиндров и с наклонным диском.

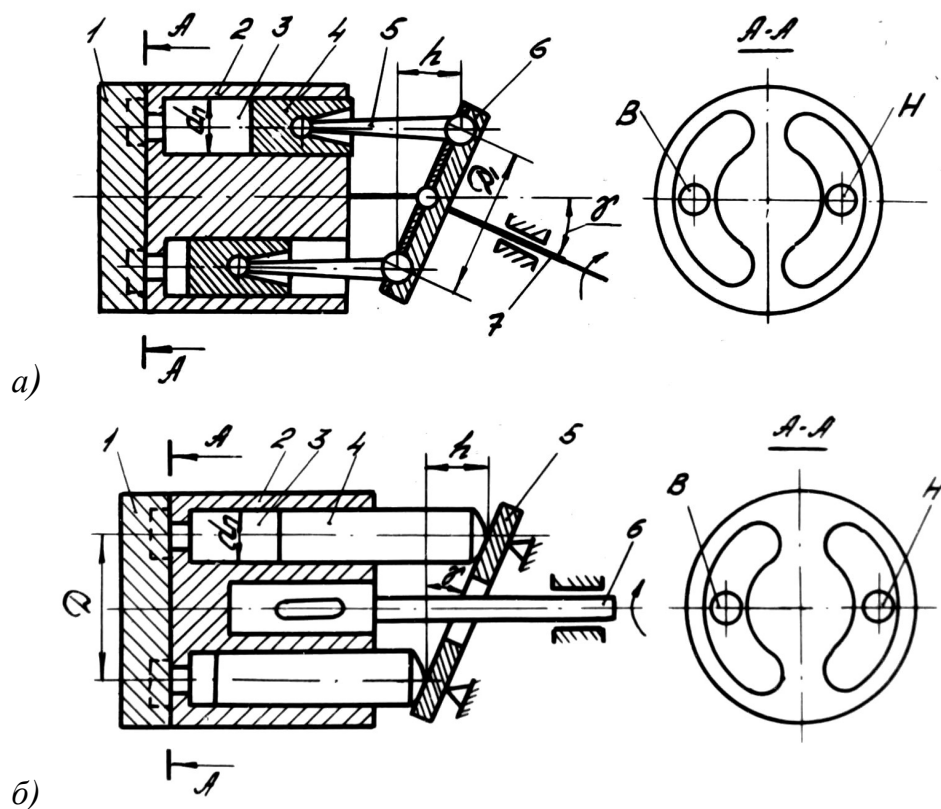


Рис. 2.13. Схема аксиально-поршневого насоса:

а – с наклонным блоком:

- 1 – распределительный диск; 2 – блок цилиндров;
 3 – рабочая камера; 4 – поршень (вытеснитель); 5 – шатун;
 6 – упорный фланец; 7 – приводной вал

б – с наклонным диском:

- 1 – распределительный диск; 2 – блок цилиндров; 3 – рабочая камера;
 4 – поршень (вытеснитель); 5 – наклонный диск; 6 – приводной вал

На рис. 2.13, *а* показана схема аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком цилиндров. Насос состоит из неподвижного распределительного диска 1, имеющего два серпообразных канала, соединенных со всасывающей В и напорной Н гидролиниями.

Внутри вращающегося блока цилиндров 2 расположены рабочие камеры 3, образованные поверхностями цилиндров и перемещающихся

поршней 4. Поршни шарнирно соединены шатунами 5 с упорным фланцем 6, который вращается вместе с приводным валом 7.

При совместном вращении вала 7 и блока цилиндров 2 вокруг своих осей поршни 4, вращаясь вместе с блоком, совершают возвратно-поступательное движение относительно цилиндров. За один оборот вала каждый поршень насоса совершает один двойной ход.

В результате этого каждый поршень в течение одной половины оборота освобождает некоторое пространство внутри цилиндра и рабочая камера заполняется жидкостью из всасывающей гидролинии В. Происходит цикл всасывания. В течение следующей половины оборота поршень вытесняет жидкость из рабочей камеры в напорную гидролинию Н. Происходит цикл нагнетания.

Рабочий объем аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком характеризуется суммарным объемом жидкости, вытесняемой поршнями за один оборот вала, и определяется по формуле

$$q = \frac{\pi d_n^2}{4} z h = \frac{\pi d_n^2}{4} z D_1 \sin \gamma, \quad (2.20)$$

где d_n – диаметр поршня; z – число всех поршней; h – максимальный ход поршня; $h = D_1 \sin \gamma$, здесь D_1 – диаметр окружности упорного фланца, на котором расположены центры шаровых шарниров шатунов; γ – угол наклона оси блоков цилиндров к оси приводного вала, обычно $\gamma = 15...25^\circ$ (иногда до 40°).

Из формулы (2.20) видно, что рабочий объем насоса зависит от угла наклона блока цилиндров. Изменяя угол наклона блока цилиндров, можно изменять рабочий объем, а следовательно, и подачу насоса (см. формулу (2.1)). Чем больше угол γ , тем больше рабочий объем и подача насоса.

В гидромашинах с наклонным диском (рис. 2.13, б) блок цилиндров (ротор) 2 соосен с приводным валом 6 и вращается вместе с ним, а поршни (плунжеры) 4 опираются на неподвижный наклонный диск (шайбу) 5, благодаря чему совершают возвратно-поступательное движение.

При этом происходит всасывание жидкости при выдвижении поршней 4 из блока цилиндров 2 и вытеснение жидкости при движении поршней в блок цилиндров. Для подвода и отвода жидкости к рабочим камерам 3 в неподвижном торцевом распределительном диске 1 выполнены два серпообразных канала, соединенных со всасывающей В и напорной Н гидролиниями.

Для обеспечения движения поршней во время цикла всасывания применяется принудительное прижатие их к наклонному диску пружинами или давлением жидкости.

Рабочий объем аксиально-поршневого насоса с наклонным диском определяется по формуле

$$q = \frac{\pi d_{\text{п}}^2}{4} zh = \frac{\pi d_{\text{п}}^2}{4} z D t g \gamma, \quad (2.21)$$

где $d_{\text{п}}$ – диаметр поршня; z – число всех поршней; h – максимальный ход поршня, $h = D t g \gamma$; D – диаметр окружности блока, на котором расположены оси цилиндров; γ – угол наклона диска, обычно $\gamma = 20 \dots 25^\circ$.

Подача насоса определяется по формуле (2.1). Принцип регулирования подачи, основанный на изменении рабочего объема насоса, вытекает из соотношений (2.1), (2.20) и (2.21). Из них следует, что изменение величины угла γ приводит к изменению подачи.

Обозначим через γ_{max} максимально возможный по конструкции угол наклона блока цилиндров или диска, а через $Q_{\text{т max}}$ соответствующую ему максимальную подачу.

Тогда подачу $Q_{\text{т}}$, соответствующую значению угла γ , можно представить в виде

$$Q_{\text{т}} = Q_{\text{т max}} \frac{\sin \gamma}{\sin \gamma_{\text{max}}} \quad \text{или} \quad Q_{\text{т}} = Q_{\text{т max}} \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg} \gamma_{\text{max}}}. \quad (2.22)$$

Введем величину ψ , которую назовем параметром регулирования:

$$\psi = \frac{\sin \gamma}{\sin \gamma_{\text{max}}} \approx \frac{\gamma}{\gamma_{\text{max}}} \quad \text{или} \quad \psi = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg} \gamma_{\text{max}}} \approx \frac{\gamma}{\gamma_{\text{max}}}. \quad (2.23)$$

Представление параметра регулирования ψ в виде отношения углов $\gamma/\gamma_{\text{max}}$ эквивалентно линеаризации формулы (2.23). При $\gamma = 25^\circ$ максимальная погрешность от линеаризации составляет около 3 % для насосов с наклонным блоком и около 7 % для насосов с наклонным диском.

С учетом формул (2.22), (2.23) и (2.4) подачу насоса можно представить в виде

$$Q_{\text{т}} = Q_{\text{т max}} \psi \quad \text{или} \quad Q_{\text{н}} = Q_{\text{н max}} \psi. \quad (2.24)$$

Для регулируемых насосов с постоянным направлением потока жидкости параметр регулирования изменяется в пределах $0 \leq \psi \leq 1$, а для насосов с реверсивным потоком параметр регулирования изменяется в

пределах $-1 \leq \psi \leq 1$. Зависимость $Q_n = f(\psi)$ называется регулировочной характеристикой насоса.

В некоторых насосах предусматривается установка угла наклона на два-три дискретных значения. Такое регулирование называется ступенчатым. Коэффициент пульсации подачи аксиально-поршневого насоса определяют по формулам:

– для нечетного числа поршней

$$k_{\text{пн}} = \frac{1,25}{z^2} ; \quad (2.25)$$

– для четного числа поршней

$$k_{\text{пч}} = \frac{0,5}{z^2} . \quad (2.26)$$

Аксиально-поршневые гидромашины стали одними из самых применяемых в гидроприводах мобильных машин и стационарном оборудовании благодаря следующим преимуществам:

- более высокому полному КПД (0,85...0,94) по сравнению с КПД шестеренных и пластинчатых гидромашин;
- работоспособности при высоком давлении в пределах 20...32 МПа (до 40...50 МПа);
- возможности регулировать рабочий объем за счет наклона диска или блока цилиндров;
- широкому диапазону рабочих объемов – от 0,5 см³/об до 30 дм³/об;
- высокой всасывающей способности насосов, обеспечивающей возможность их эксплуатации в гидросистемах с открытой циркуляцией рабочей жидкости;
- широкому диапазону частоты вращения – от 1 до 6000 об/мин;
- длительным срокам службы – до 10000...12000 ч;
- низкому уровню шума;
- достаточно высоким удельным показателям и др.

Однако у них сложная кинематика, много прецизионных деталей, поэтому они сложны в изготовлении, имеют высокую стоимость и предъявляют повышенные требования к тонкости фильтрации рабочей жидкости.

Конструкции аксиально-поршневых гидромашин отличаются большим разнообразием.

На строительных и дорожных машинах наиболее широко применяют аксиально-поршневые нерегулируемые и регулируемые гидромашины с наклонным блоком цилиндров.

В основу серийно выпускаемых гидромашин, отличающихся габаритными размерами, положена унифицированная конструкция качающего узла.

Начатое в конце 60-х годов XX века производство аксиально-поршневых насосов и гидромоторов с наклонным блоком цилиндров позволило на их основе принципиально изменить конструкцию большинства видов строительных и дорожных машин: улучшились основные параметры, разработаны гидромашины с поворотным распределителем, создана конструкция регулируемых гидромоторов с бесступенчатым изменением рабочего объема, а также реализован ряд других достижений.

Для гидроприводов строительных и дорожных машин производятся аксиально-поршневые нерегулируемые (типа 210 и 310) и регулируемые (типа 207, 224, 303, 321 и 333) насосы и гидромоторы. Основой каждого типоразмера гидромашин является унифицированная конструкция качающего узла, на базе которого созданы различные исполнения.

Насосы и гидромоторы типа 210...Г относятся к гидромашинам с нерегулируемым рабочим объемом (рис. 2.14), качающий узел которых состоит из приводного вала 1, семи поршней 10 с шатунами 9, радиального 6 и сдвоенного радиально-упорного 7 шарикоподшипников, блока цилиндров 11, центрируемого сферическим распределителем 12 и центральным шипом 15.

От осевого перемещения внутренние кольца подшипников удерживаются стопорным кольцом (гидромашина 210) или двумя пружинными кольцами (гидромашина 310.224). В передней крышке 3 установлено армированное манжетное уплотнение 2.

Центральный шип 15 сферической головкой установлен в гнезде фланца приводного вала 1, другой конец шипа входит в отверстие втулки, запрессованной в распределитель 12. В сферических периферийных гнездах фланца приводного вала 1 установлены головки шатунов 9, которые вместе со сферической головкой центрального шипа 15 прижаты к фланцу вала пластиной.

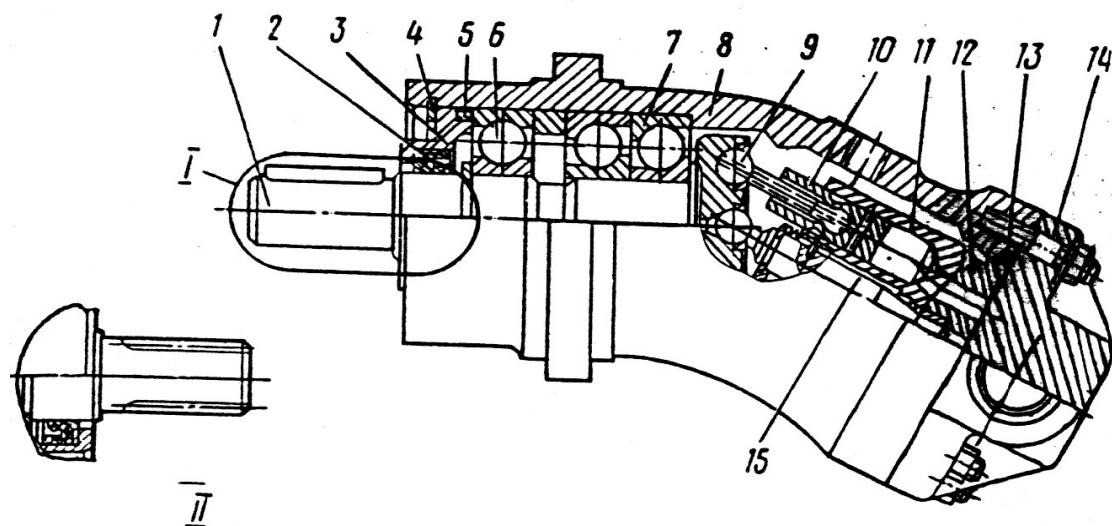


Рис. 2.14. Аксиально-поршневой нерегулируемый насос (гидромотор) типа 210...Г:

I и II – варианты исполнения вала (шпоночный и шлицевой);

1 – приводной вал; 2 – манжетное уплотнение; 3 – передняя крышка; 4 – кольцо упорное; 5, 13 – кольца уплотнительные; 6, 7 – шарикоподшипники; 8 – корпус; 9 – шатун; 10 – поршень; 11 – блок цилиндров; 12 – сферический распределитель; 14 – задняя крышка; 15 – центральный шип

К внутренней поверхности задней крышки 14 неподвижно примыкает распределитель 12, два дугообразных паза которого совмещены с соответствующими пазами в крышке. Под воздействием тарельчатых пружин сферические поверхности блока цилиндров 11 и распределителя 12 постоянно прижаты. При вращении блока полости цилиндров последовательно совмещаются с дугообразными пазами распределителя.

При вращении вала 1 вращаются шатуны 9 с поршнями 10, установленными в блоке цилиндров. Одновременно поршни совершают возвратно-поступательное движение в цилиндрах, полости которых попеременно сообщаются с напорным или всасывающим каналом.

За один оборот вала каждый поршень совершает один двойной ход. При работе гидромашины в режиме насоса в течение одной половины оборота вала поршень всасывает рабочую жидкость через трубопровод из бака, а в течение второй – вытесняет ее в напорную магистраль гидросистемы.

Величина подачи насоса прямо пропорционально зависит от частоты вращения приводного вала.

При работе в режиме гидромотора напор рабочей жидкости из гидросистемы через отверстие в задней крышке 14 и дугообразный паз распределителя действует на поршни 10, приводя их в движение. Поршни 10 через шатуны 9 сообщают валу 1 крутящий момент.

При этом в течение одной половины оборота вала происходит заполнение рабочей камеры цилиндра жидкостью, а в течение другой – вытеснение жидкости в сливную магистраль.

Общий вид гидромашины типа 210... представлен на рис. 2.15.

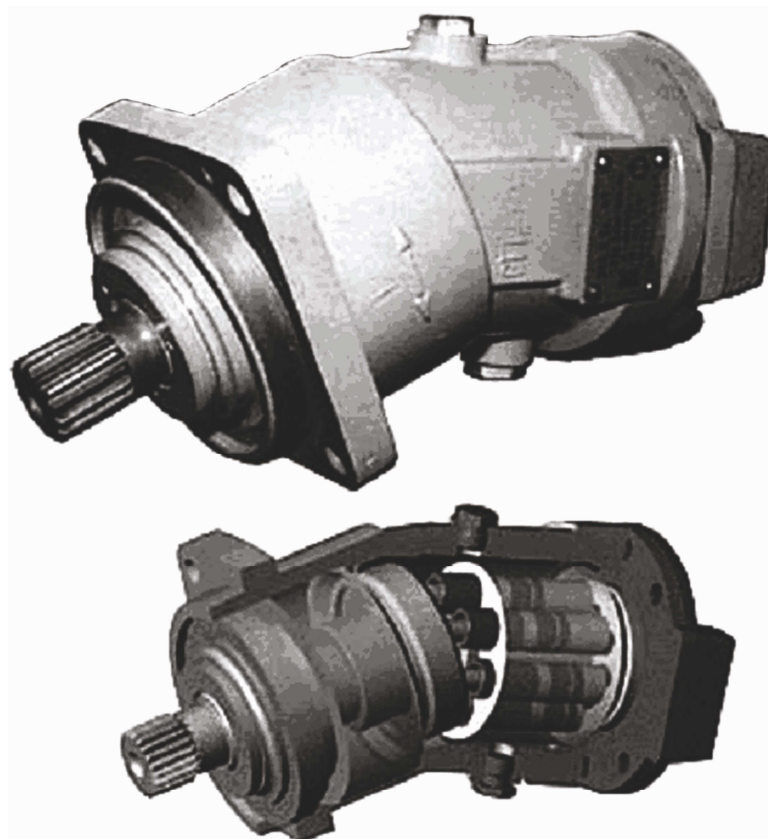


Рис. 2.15. Общий вид гидромашины типа 210...

Аксиально-поршневые нерегулируемые насосы и гидромоторы типа 210... являются по принципу действия обратимыми гидромашинами, имеют строго зафиксированный угол наклона блока цилиндров (25°).

Индексы насосов и гидромоторов образуются следующим образом: первые три цифры (210) обозначают тип гидромашины, следующие две цифры (12, 16, 20, 25, 32) – диаметр поршня качающегося узла (мм), третья группа цифр – исполнение (насос или гидромотор), последние две цифры исполнение приводного вала. Буквы «А» и «Б» в индексе обозначают исполнение насоса в корпусе из алюминиевых сплавов.

Пример обозначения нерегулируемой гидромашины типа 210...:

210.00.00.00.А(Б)

Нерегулируемая гидромашина

Типоразмер (диаметра поршня, мм)

11-насос-мотор

12-насос, 13-гидромотор

00 или 20-шпоночный вал

01 или 21-шлицевой вал

Корпус из алюминиевого сплава

Конструкция аксиально-поршневой гидромашины серии 300 приведена на рис.2.16.

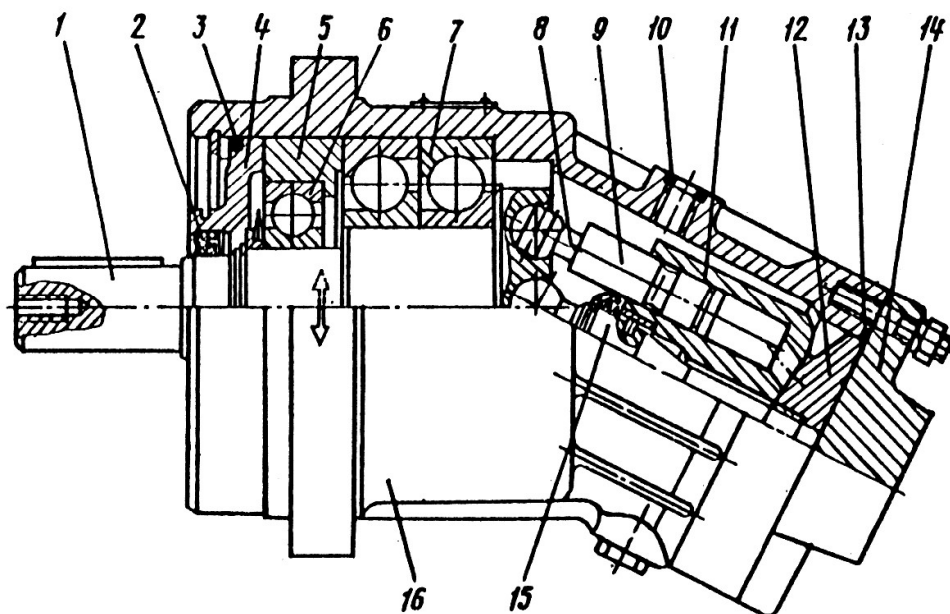


Рис. 2.16. Аксиально-поршневая нерегулируемая гидромашина типа 310...:

- 1 – вал; 2 – манжета; 3, 10, 13 – уплотнительные кольца;
4, 14 – передняя и задняя крышки; 5 – стакан; 6 – подшипник радиальный;
7 – подшипник сдвоенный радиально-упорный; 8 – шатун; 9 – поршень;
11 – блок цилиндров; 12 – распределитель; 15 – шип; 16 – корпус

Устройство и принцип действия гидромашин типа 310 аналогичны рассмотренным выше гидромашинам типа 210.

Аксиально-поршневые регулируемые насосы типа 207 изготавливаются трех типоразмеров, отличающихся диаметром поршня унифицированного качающего узла.

Регулирование величины и направления потока жидкости происходит за счет изменения угла наклона поворотного корпуса. Подача регулируемого насоса может плавно изменяться при изменении угла наклона поворотного корпуса γ от 0 до $\pm 25^\circ$.

Сдвоенные аксиально-поршневые регулируемые насосы типа 223 состоят из двух унифицированных качающих узлов насоса типа 207, установленных параллельно в общем корпусе.

Двухпоточные регулируемые насосы применяются в гидроприводах с двумя независимыми контурами циркуляции рабочей жидкости.

Преимущественное распространение эти насосы получили в гидросистемах одноковшовых экскаваторов.

Двухпоточный аксиально-поршневой регулируемый насос 224.20...А (рис. 2.17) имеет два качающих узла 1 одинаковой конструкции, параллельно установленных в поворотных корпусах 10.

Поворотные корпуса соединенывилкой 34 и синхронно поворачиваются вокруг своих вертикальных осей на угол до 25° .

При «нулевом» положении поворотных корпусов 10 ось вала каждого качающего узла находится на одной прямой с осью блока цилиндров. В этом положении подача насоса равна нулю.

Отклонение поворотных корпусов 10 происходит под воздействием регулятора мощности, имеющего двухступенчатый плунжер 27, две пружины 29 и установочные шайбы 30.

Вал 20 насоса приводится во вращение от двигателя и через встроенный раздаточный редуктор (две ведомые шестерни 33) передает вращение валам качающих узлов.

Направление вращения приводного вала насоса правое при наблюдении со стороны вала 20 (обозначено стрелкой на передней крышке).

При работе на малых давлениях пружины 29 удерживают поворотные корпуса на наибольшем угле отклонения, обеспечивая максимальную подачу насоса.

С увеличением давления нагнетания плунжер перемещается, сжимая пружины и уменьшая угол наклона поворотных корпусов, что приводит к уменьшению подачи насоса. Пружины регулятора и толщину шайб подбирают таким образом, чтобы обеспечивалось постоянное значение установленной мощности.

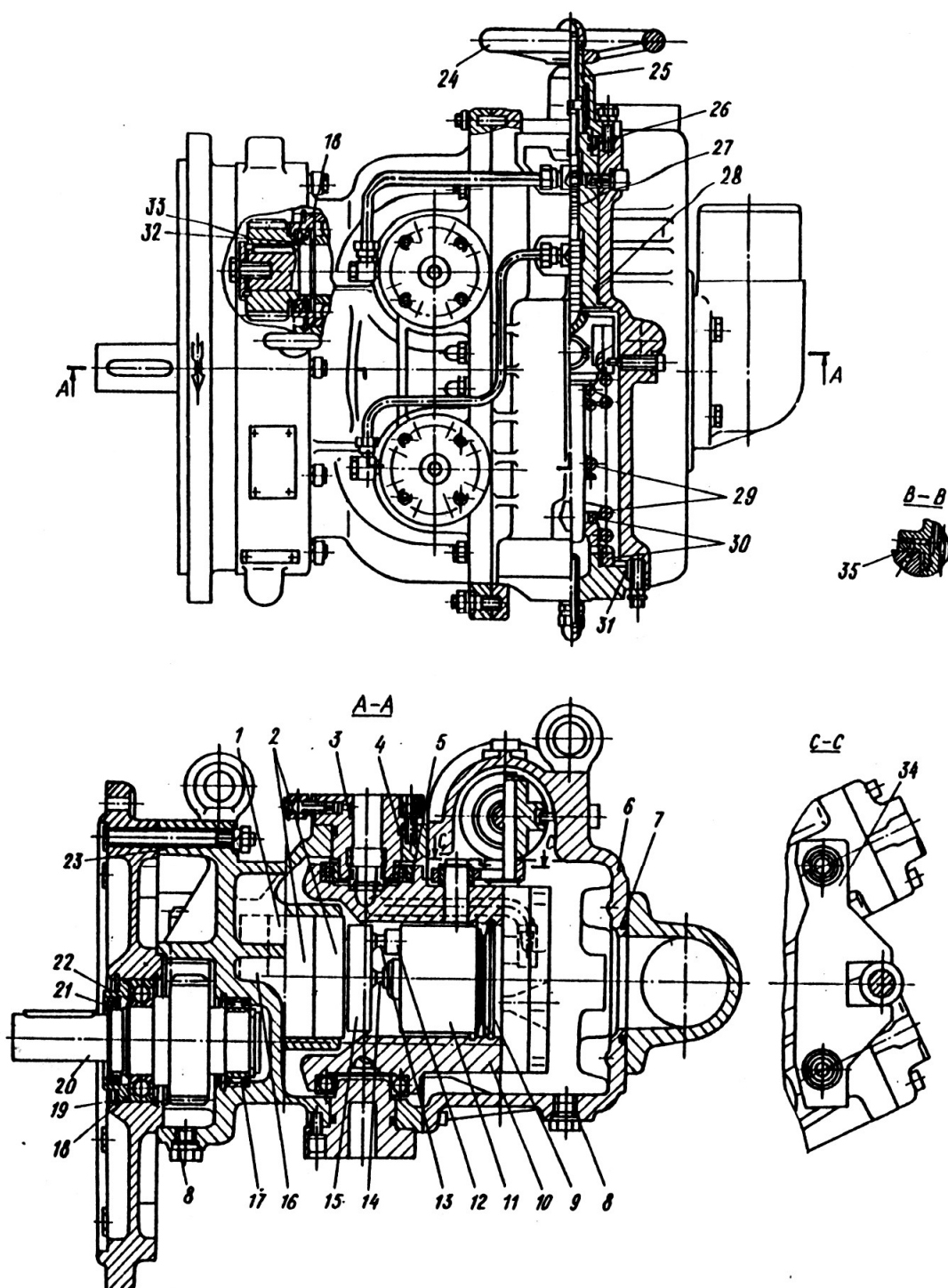


Рис. 2.17. Двухпоточный аксиально-поршневой регулируемый насос 224.20...А:

- 1 – качающий узел; 2, 5, 16, 17, 22 – подшипники; 3 – фланец;
 4, 7, 8, 18, 25, 26, 28, 31, 35 – кольца уплотнительные; 6, 23 – детали корпуса;
 9 – распределитель; 10 – поворотный корпус; 11 – блок цилиндров;
 12 – поршень; 13 – шатун; 14 – шип центральный; 15 – вал;
 19 – стопорное кольцо; 20 – вал-шестерня; 21, 32 – манжеты; 24 – маховичок;
 27 – плунжер; 29 – пружины; 30 – шайбы; 33 – шестерня; 34 – вилка

Таким образом, величина подачи насоса изменяется автоматически в результате изменения угла наклона качающих узлов, обеспечивая работу насоса в режиме постоянной мощности.

Общий вид насоса типа 313...представлен на рис. 2.18.

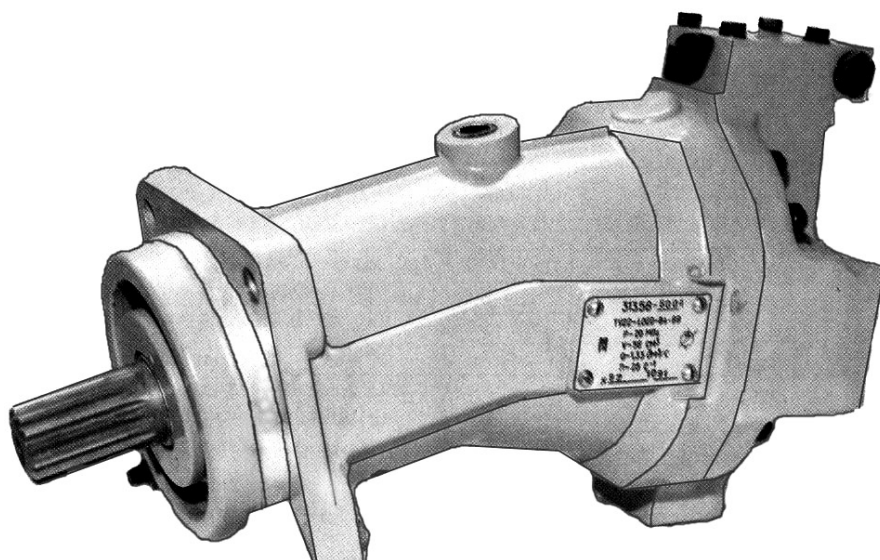


Рис. 2.18. Общий вид насоса типа 313...

Общий вид трехпоточного насоса типа 333...представлен на рис. 2.19.

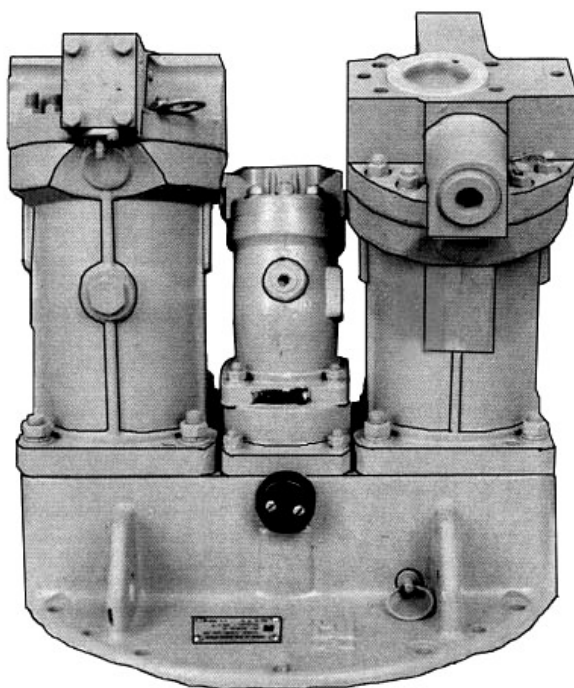


Рис. 2.19. Общий вид трехпоточного насоса типа 333...

Трехпоточный регулируемый насос 333.20 состоит из двух регулируемых качающих узлов с максимальным углом наклона блока цилиндров 25° и одного нерегулируемого качающего узла.

Регулирование рабочего объема достигается изменением угла наклона блока цилиндров с торцевым распределителем относительно оси вала.

Аксиально-поршневые гидромашины с наклонным блоком обладают высокими эксплуатационными свойствами и следующими основными достоинствами: высокой всасывающей способностью, обеспечивающей работу насосов на самовсасывании при широком диапазоне температуры и вязкости рабочей жидкости (от 8...10 сСт до 1000...1200 сСт); возможностью работы в насосном и моторном режимах: относительно меньшей чувствительностью к чистоте рабочей жидкости (могут работать при тонкости очистки до 40 мкм); высокими износостойкостью, надежностью, КПД.