

Цель работы: изучение основных конструкций объемных насосов; практическое определение основных параметров и характеристик объемных насосов.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Насосы относятся к гидравлическим машинам, предназначенным для преобразования механической энергии на валу (или на поршне) в механическую энергию потока жидкости. Все насосы делятся на два класса: объемные и динамические.

К динамическим относят насосы, в которых жидкость в камере движется под силовым воздействием и имеет постоянное сообщение с входным и выходным патрубками. Это силовое воздействие осуществляется с помощью рабочего колеса, сообщаящего жидкости кинетическую энергию, трансформируемую в энергию давления. Динамическими являются насосы лопастные, вихревые, струйные и др.

В гидроприводе в основном используются объемные насосы. В объемных насосах перемещение жидкости происходит за счет вытеснения ее из рабочих камер вытеснителями (рабочими органами). В разных типах объемных насосов вытеснителями могут быть поршни, плунжеры, пластины и т. д. Рабочей камерой объемного насоса называется ограниченное пространство, попеременно сообщаемое с входом (подводящая или всасывающая гидролиния) и выходом (отводящая или напорная гидролиния) насоса.

Классификация объемных насосов основывается на их конструктивных особенностях, отражающих вид вытеснителей, кинематическую схему качающего узла насоса, способ распределения жидкости при всасывании и нагнетании, возможность регулирования рабочего объема и т. д.

В зависимости от конструкции вытеснителей объемные насосы бывают следующих типов:

- шестеренные (с внешним и внутренним зацеплением),
- винтовые,
- пластинчатые,
- поршневые (аксиально-поршневые, радиально-поршневые, плунжерные и т. д.).

Рассмотрим конструкции и принципы работы объемных насосов основных типов.

Шестеренные насосы

Эти машины получили название коловратных, поскольку их рабочие органы совершают только вращательное движение и не испытывают нагрузок, связанных с ускорениями при движении.

На рис. 2.1 показано устройство шестеренного насоса.

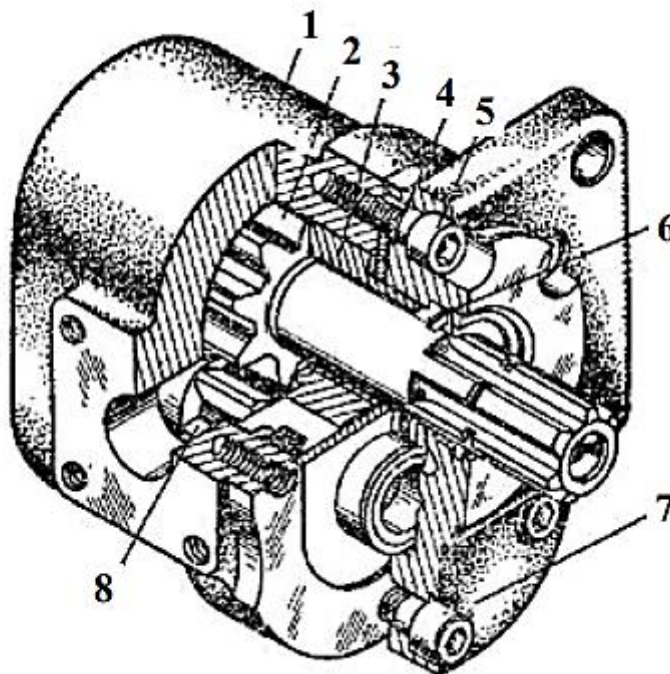


Рис. 2.1. Шестеренный насос с внешним зацеплением:

*1 – корпус; 2 – ведущая шестерня; 3 – подшипник скольжения; 4 – прокладка;
5 – стяжной болт; 6 – сальник; 7 – крышка; 8 – ведомая шестерня*

В шестеренном насосе жидкость переносится из полости всасывания в полость нагнетания впадинами между зубьями в плоскости, перпендикулярной к оси вращения шестерен (рис. 2.2). Эти насосы выполняются с шестернями наружного и внутреннего зацепления.

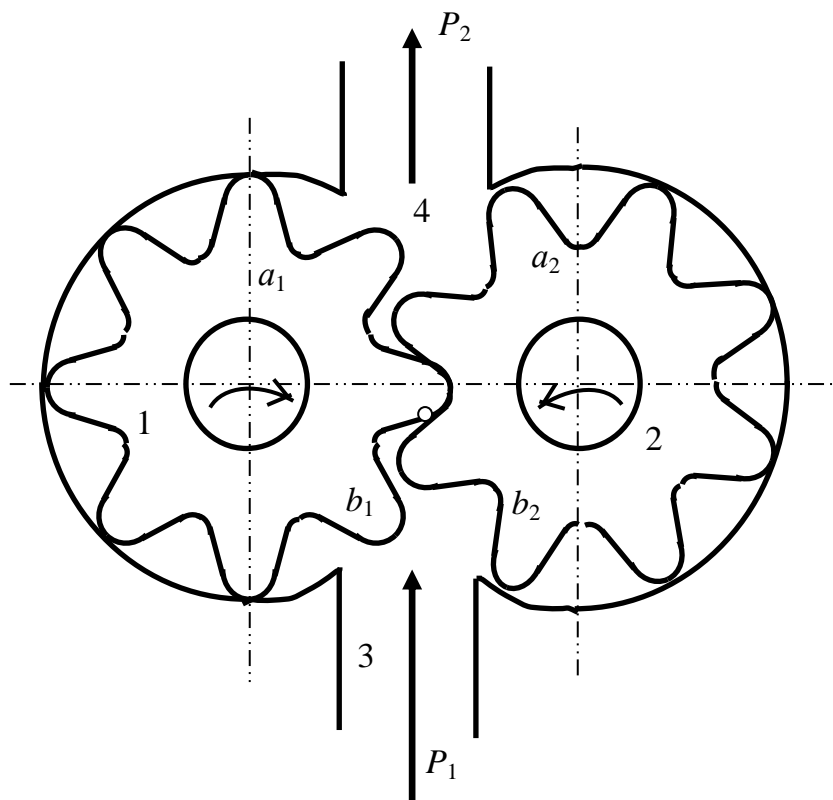


Рис. 2.2. Схема работы двухшестеренного насоса с внешним зацеплением:
1, 2 – шестерни; 3 – камера всасывания; 4 – камера нагнетания

Их конструкция выполнена в виде пары шестерен, как правило одинакового диаметра, помещенных в плотно охватывающий их корпус. В корпусе имеются каналы в местах входа и выхода из зацепления. Через эти каналы происходит всасывание и нагнетание жидкости.

Шестеренные насосы работают следующим образом. При встречном вращении шестерен 1 и 2 жидкость, заключенная во впадинах зубьев, переносится из камеры всасывания 3 в камеру нагнетания 4. При сближении зубьев a_1 и a_2 заключенный между ними объем уменьшается быстрее, чем происходит увеличение объема в зацеплении зубьев b_1 и b_2 . Разность объемов жидкости вытесняется в нагнетательную линию насоса.

Эти насосы просты по конструкции, надежны в эксплуатации. Срок службы достигает 5000 ч, давление подачи чаще всего менее 10 МПа, реже – около 15...20 МПа. Обычная частота вращения шестерен 2500...4000 мин⁻¹, применение подшипников скольжения позволяет этим насосам работать с частотой вращения до 12 000...18 000 мин⁻¹. Эти насосы компактны и имеют хорошие удельные показатели.

Объемный КПД коловратных насосов достигает 0,95...0,96, а общий КПД = 0,85...0,9. Эти насосы неприхотливы по отношению к рабочим жидкостям, кинематическая вязкость которых при работе в режиме самовсасывания может колебаться от 0,001 до 0,080 м²/с и выше. Выпускаются как в виде отдельных конструкций, так и в сборе с электродвигателями.

Поршневые насосы

У поршневой машины основными элементами являются поршень, цилиндр и распределительное устройство, с помощью которого рабочая область попеременно сообщается то с линией всасывания, то с линией нагнетания. Схема простейшего поршневого насоса представлена на рис. 2.3.

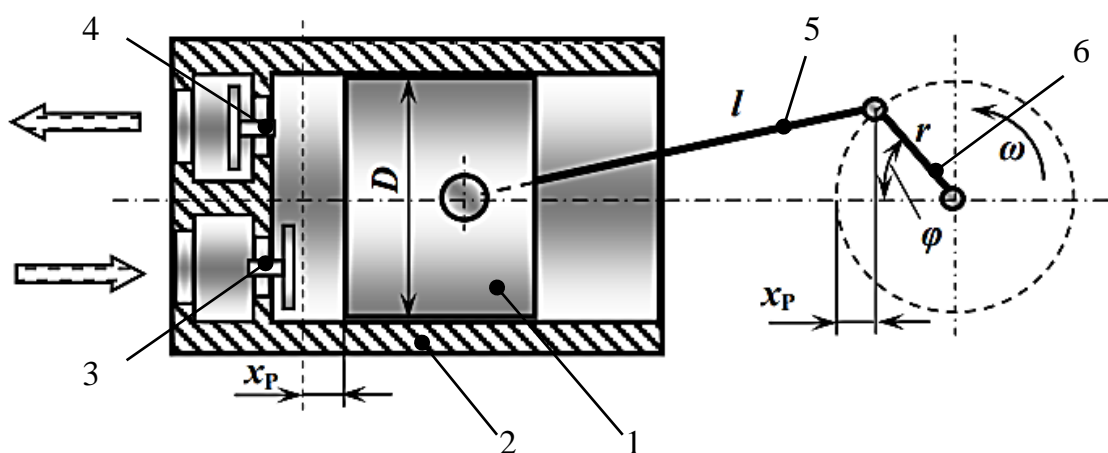


Рис. 2.3. Схема простейшего поршневого насоса:

1 – поршень; 2 – цилиндр; 3 – всасывающий клапан;
4 – нагнетательный клапан; 5 – шатун; 6 – кривошип;
 D – диаметр поршня; r – радиус кривошипа; l – длина шатуна

Принцип работы поршневого насоса следующий. За счет поступательного движения поршня *1* создается разрежение в полости под ним (рабочая камера), и жидкость из подводящего трубопровода через всасывающий клапан *3* поступает в рабочую камеру. При обратном движении поршня на всасывающем трубопроводе закрывается всасывающий клапан *3*, предотвращающий протечку жидкости обратно, и открывается нагнетательный клапан *4*, который был закрыт при всасывании. Жидкость через клапан *4* поступает в нагнетательный трубопровод, далее – к потребителям, затем процесс повторяется.

На рис. 2.4 показана промышленная конструкция поршневого насоса.

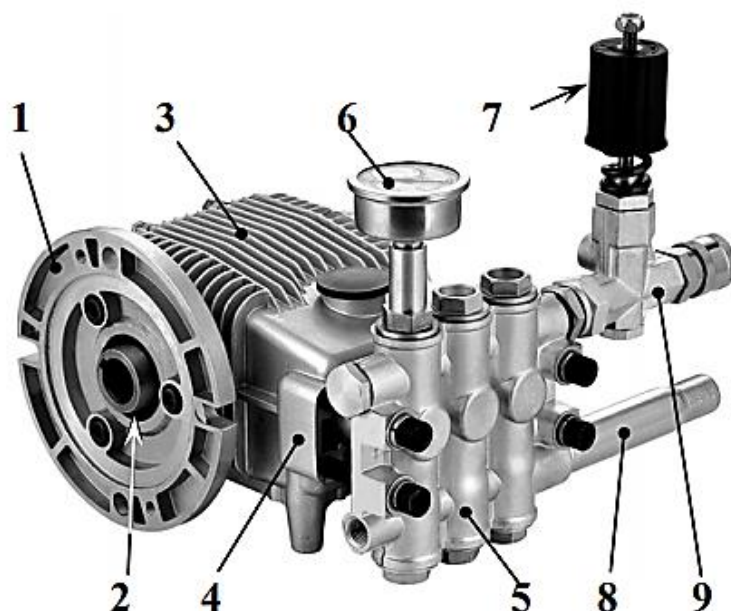


Рис. 2.4. Поршневой блок жидкостного трехцилиндрового насоса:

- 1* – фланец для монтажа электродвигателя; *2* – приводной вал;
- 3* – механизм привода; *4* – блок цилиндров; *5* – клапанный блок;
- 6* – манометр; *7* – предохранительный клапан;
- 8* – всасывающий патрубок; *9* – нагнетательный патрубок

К поршневым относятся также плунжерные насосы, в которых в качестве рабочего органа, изменяющего объем цилиндра, используется плунжер (рис. 2.5).

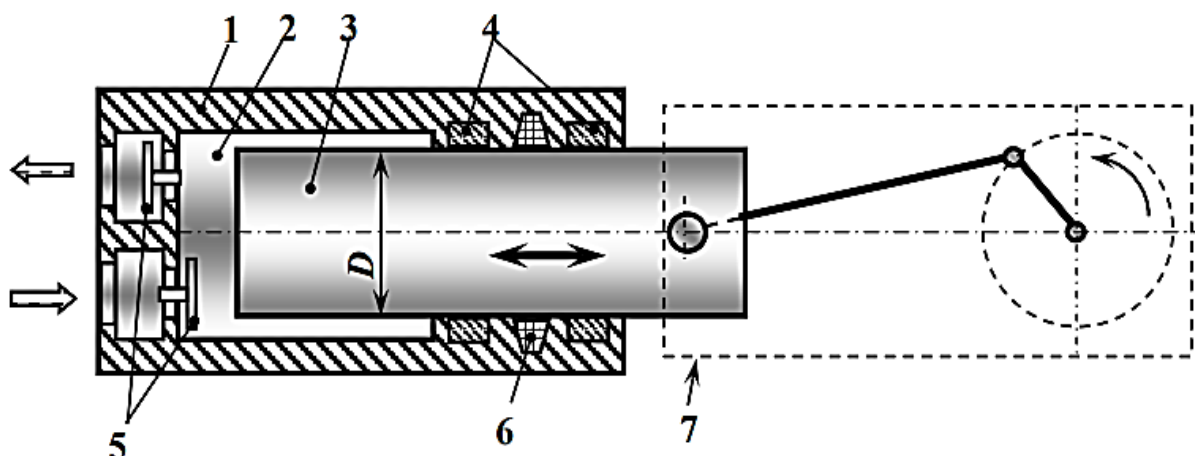


Рис. 2.5. Схема плунжерного насоса с кривошипно-шатунным приводом:

- 1 – цилиндр; 2 – рабочая полость цилиндра; 3 – плунжер;
 4 – направляющие подшипники скольжения; 5 – самодействующие клапаны;
 6 – сальник (уплотнение); 7 – механизм привода плунжера

В качестве механизма привода помимо кривошипно-шатунного механизма используются кривошипно-кулисные, кривошипно-ползунные и кулачковые приводы.

Роторные аксиально-поршневые насосы

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° .

Эти машины (насосы и моторы), а также близкие к ним по конструкции насосы других типов являются наиболее распространенными в гидравлических системах. По числу разновидностей они во много раз превосходят гидромашины других типов. Их широкое применение началось еще в прошлом веке на флоте многих стран (Россия, Англия, США, Япония) – в системах управления кораблем и вооружением.

Эти машины обладают наилучшими массогабаритными характеристиками, компактны, пригодны для работы на больших частотах и высо-

ких давлениях, малоинерционны, имеют высокий КПД и относительно несложную конструкцию.

Особенно следует отметить высокую энергоемкость этих машин. Это можно проследить при сравнении параметров электродвигателей. Так, гидромашины малой мощности по весовым характеристикам превосходят электродвигатели в 80 раз, а машины большой мощности – до 12 раз. Маховые массы аксиально-поршневого гидромотора мощностью 150 кВт составляют менее 0,1 маховой массы электродвигателя, этот же показатель у маломощных гидромоторов лучше, чем у электродвигателей (примерно в 60 раз). Это позволяет практически мгновенно, за сотые доли секунды, разгонять гидромотор от нулевой до максимальной частоты вращения.

Наибольшее распространение получили машины с числом цилиндров 7...9 диаметром от 10 до 50 мм. Рабочие объемы машин колеблются в больших пределах: от 5 до 1000 см³.

Частота вращения насосов общепромышленного применения составляет 1000...2000 мин⁻¹, у насосов авиационных систем – до 3000...4000 мин⁻¹. В некоторых случаях частота вращения достигает 20 000 и даже 30 000 мин⁻¹.

Насосы и гидромоторы с аксиальным расположением цилиндров выпускаются для работы с давлением 20...35 МПа, иногда, для специальных целей, – до 55 МПа. Машины этого типа имеют высокий объемный КПД, который при оптимальных режимах работы составляет 0,97...0,98. Общий КПД достигает 0,95.

Различают два типа привода таких насосов. В одном случае это машины с наклонным цилиндрическим блоком (рис. 2.6, *а*), в другом – машины с наклонным диском (рис. 2.6, *б*).

В первом случае ось ведущего звена и ось вращения ротора пересекаются, во втором они параллельны.

На рис. 2.7 показана конструкция аксиально-поршневого нерегулируемого насоса-гидромотора с реверсивным потоком и наклонным блоком.

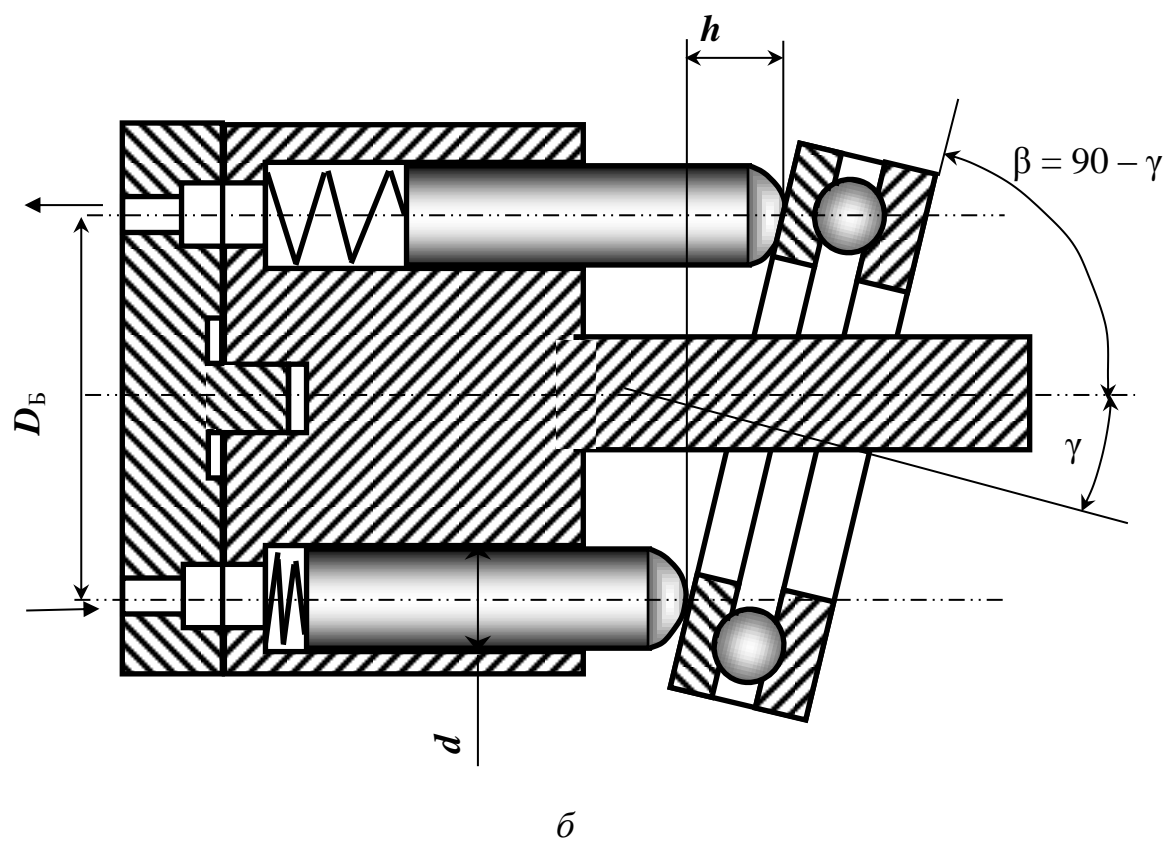
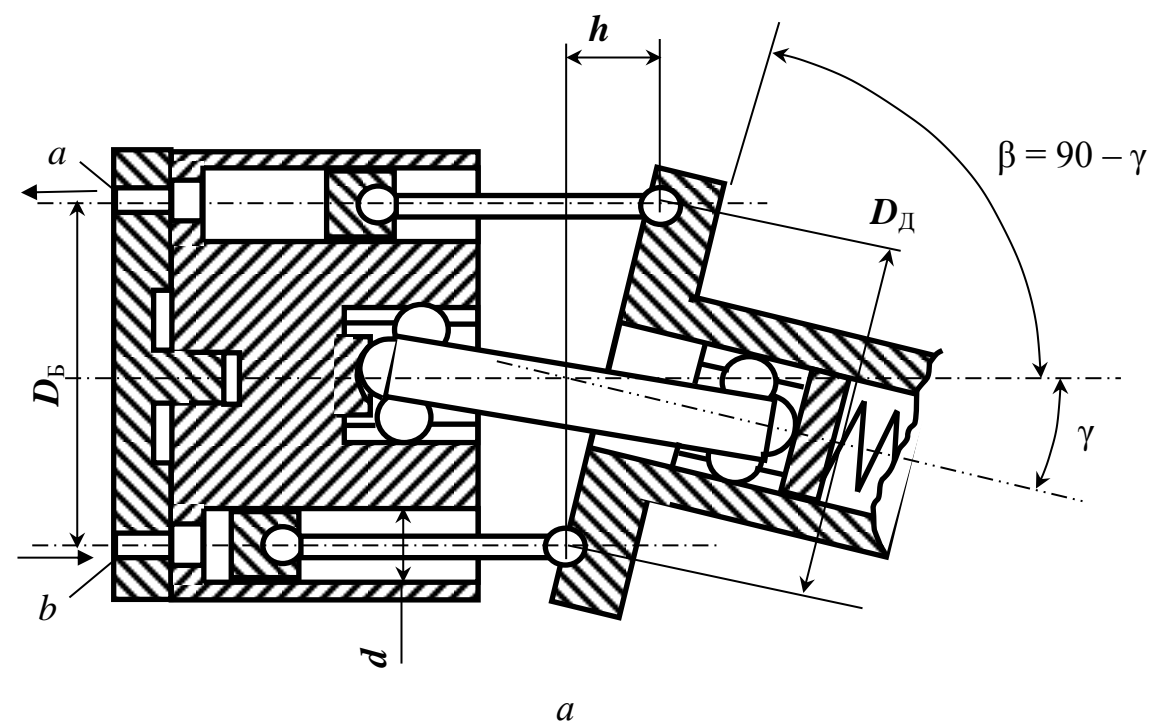


Рис. 2.6. Конструктивные схемы аксиально-поршневых насосов

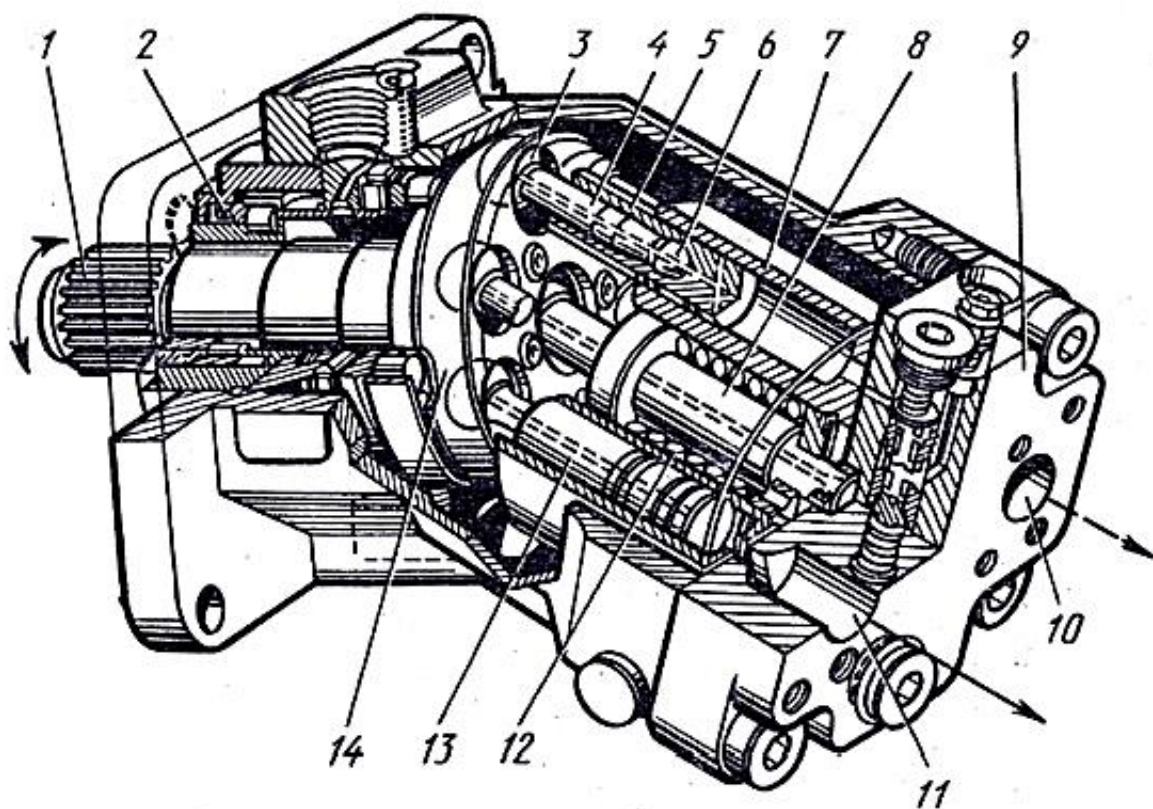


Рис. 2.7. Конструкция нерегулируемого насоса-гидромотора с реверсивным потоком и наклонным блоком:

1 – вал; 2 – уплотнение; 3 – сферическая головка; 4 – шатун;
5 – юбка поршня; 6 – шарнир; 7 – блок цилиндров; 8 – шип;
9 – крышка; 10, 11 – окно; 12 – пружина; 13 – поршень; 14 – диск

Кинематическая основа аксиально-поршневых машин – видоизмененный кривошипно-шатунный механизм. При вращении блока цилиндров поршни совершают возвратно-поступательное перемещение. Ход поршней h зависит от угла наклона приводного диска или опорной шайбы и радиуса расположения поршней.

В машинах первого типа поршни соединяются с наклонным диском с помощью шарниров. Осевое усилие от поршней воспринимается наклонным приводным диском и преобразуется в крутящий момент, который затем передается через карданный шарнир на центральный вал. В этой конструкции крутящий момент на поршни никак не передается, они испытывают только осевые усилия, и в их задачу входит только уплотнение цилиндров.

Благодаря этому существенно снижается износ поршней и увеличивается долговечность их работы, обеспечивается высокий КПД машины.

Конструктивно любая машина этого типа имеет многоцилиндровый блок, поршни цилиндров которого с помощью шарниров связаны с приводным наклонным диском, в данном случае выполняющим функцию кривошипа. Угол наклона диска определяет ход поршней и производительность машины.

Силовая кинематическая связь блока цилиндров и приводного диска осуществляется различными механизмами, которые обеспечивают примерное равенство угловых скоростей блока цилиндров и диска. В данном случае применен универсальный кардан.

Использование этих машин предпочтительно при высокой скорости вращения.

В машинах второго типа поршни через сферические головки или башмаки опираются на наклонную шайбу и при повороте блока скользят по ней. В этой конструкции крутящий момент от приводного вала передается непосредственно поршнями, которые испытывают перекашивающие нагрузки и работают на изгиб. При этом возникают значительные боковые усилия, прижимающие поршни к стенкам цилиндра, что ведет к износу сопрягающихся поверхностей.

Если поршни и цилиндры будут слишком короткими, то их может защемить в цилиндрах, поэтому данное сопряжение выполняют достаточно протяженным и рассчитывают на смятие поверхностей.

Применение этих машин более целесообразно при очень высоких давлениях и необходимости быстрого переключения режимов работы, так как они имеют малую массу вращающихся частей.

Общим для обеих конструкций является торцовое распределение потоков жидкости. Блок цилиндров своим торцом скользит по распределительному диску, который имеет серповидные окна a и b . Цилиндры своими выходными отверстиями проходят мимо этих окон и через профильные прорези в донышках цилиндров соединяются с всасывающей или

нагнетательной магистралью. Эти окна разделены между собой перевальной перемычкой, таким образом, всасывающая и нагнетательная магистрали никогда не соединяются друг с другом через прорезь в доньшке цилиндра.

Роторно-пластинчатые насосы

По форме вытеснителей и способу замыкания вытесняемого объема роторно-пластинчатые насосы относятся к группе машин, в которых вытеснители выполнены в виде пластин (шиберов), помещенных в радиальные прорезы вращающегося ротора, а вытесняемые объемы замыкаются между двумя соседними пластинами и поверхностями статора и ротора. Эти машины, получившие название лопастных, являются наиболее простыми (из существующих типов) и обладают при прочих равных условиях бóльшим объемом рабочих камер.

Наиболее простым насосом пластинчатого типа является насос с двумя пластинами 3 и 5 (рис. 2.8), установленными с возможностью радиального перемещения в общем сквозном пазу ротора 7.

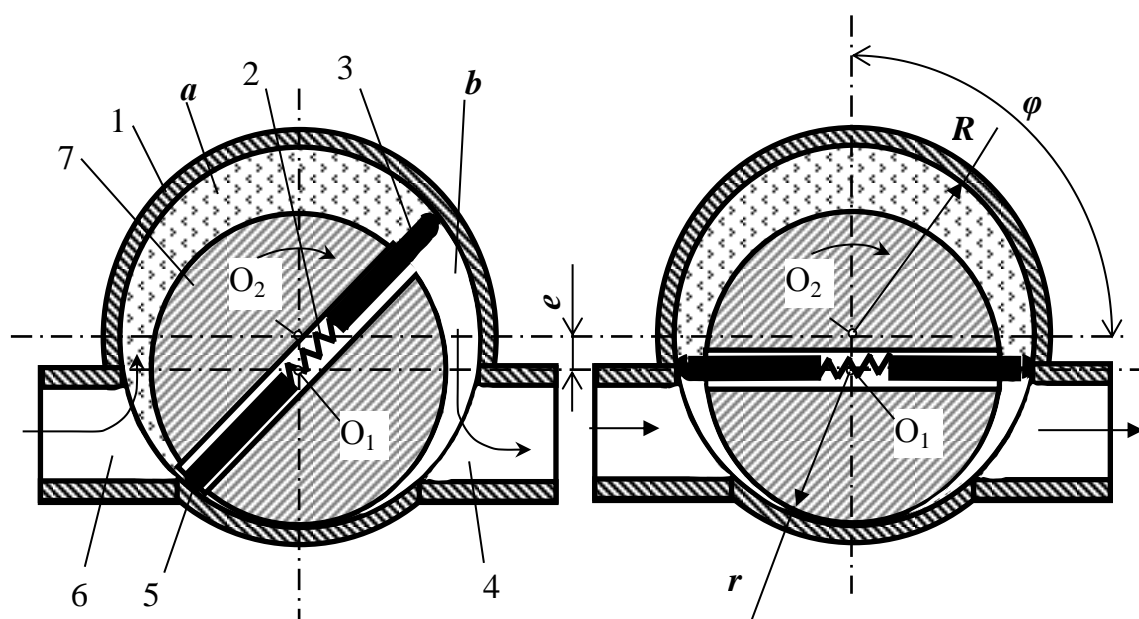


Рис. 2.8. Схема двухпластинчатого насоса

Эти пластины, являющиеся по существу как бы одной пластиной, образуют с поверхностями ротора 7 и смещенного относительно него с эксцентриситетом e статора 1 с осью O_2 две серпообразные камеры (полости): a и b . При повороте ротора 7 относительно оси O_1 в направлении, указанном стрелкой, объем камеры a насоса, соединенной со всасывающей полостью 6, увеличивается, а объем камеры b , соединенной с нагнетательной полостью 4, уменьшается. В связи с этим происходит всасывание (через полость 6) и нагнетание (через полость 4) жидкости. Поскольку ротор 7 имеет плотный контакт с нижней частью статора 1, одна из пластин (3 или 5) в любом положении ротора 7 отделяет всасывающую полость 6 от нагнетательной 4. Для обеспечения плотного контакта со статором пластины распираются пружиной, прижимающей их к внутренней поверхности статора 7.

Для снижения пульсации при подаче жидкости применяют насосы с несколькими пластинами (рис. 2.9, a), а для повышения рабочего давления используют насосы двукратного (рис. 2.9, b) и четырехкратного действия, в которых давление рабочей жидкости на ротор уравновешено (в насосах однократного действия это давление действует с одной стороны – со стороны нагнетания).

В конструкции многопластинчатых насосов используются различные способы поджатия пластин к поверхности статора, но наибольшее распространение получил поджим давлением жидкости, которую перекачивает сам насос. Для этого жидкость из линии нагнетания через ротор подается под пластины и давит на них в сторону поверхности статора. На рис. 2.10 показана конструктивная схема пластинчатого насоса двукратного действия, а на рис. 2.11 – чертеж общего вида такого насоса.

Многопластинчатые насосы и насосы двукратного действия выпускаются в основном на давление до 7 МПа, реже – до 14 МПа. Ограничение по давлению обусловлено тем, что при проходе мимо зоны всасывания на наружной поверхности пластин в зоне поверхности статора на них не действует разгружающее давление, из-за чего наружная поверхность пластин быстро изнашивается.

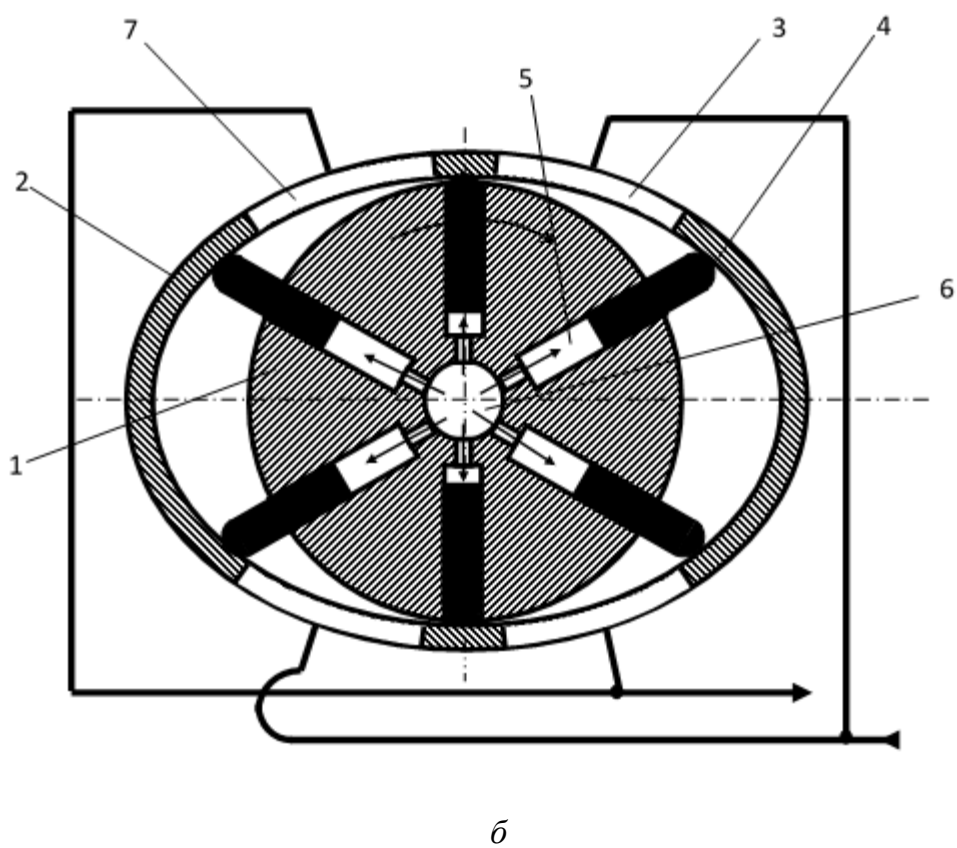
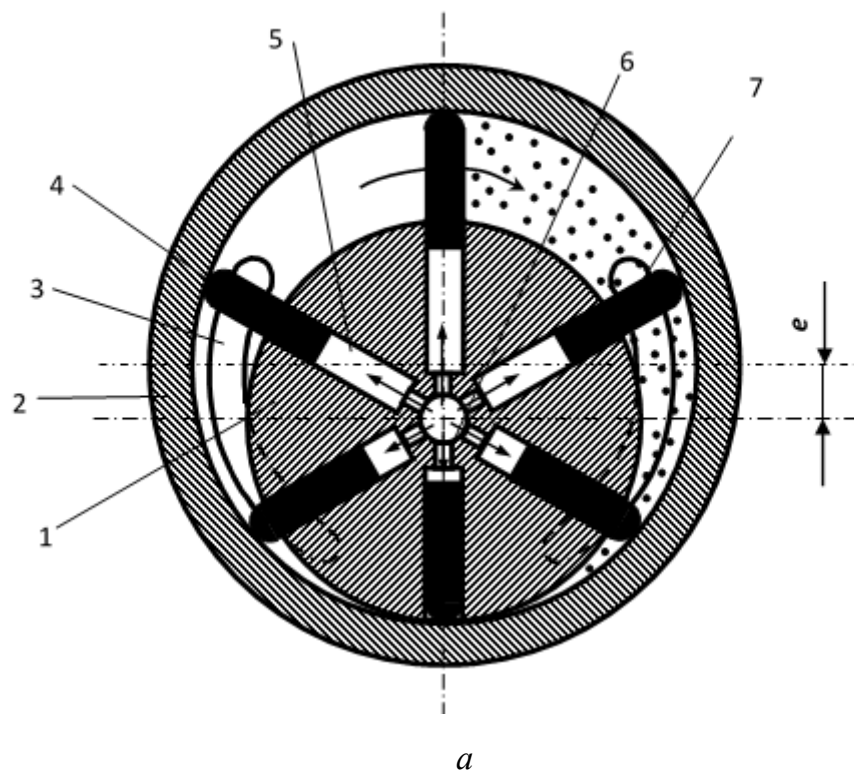


Рис. 2.9. Схема многопластинчатого однократного насоса (*a* – однократного, *б* – роторного): 1 – ротор; 2 – статор; 3 – окно всасывания; 4 – пластина; 5 – паз ротора; 6 – канал подвода давления нагнетания; 7 – окно нагнетания

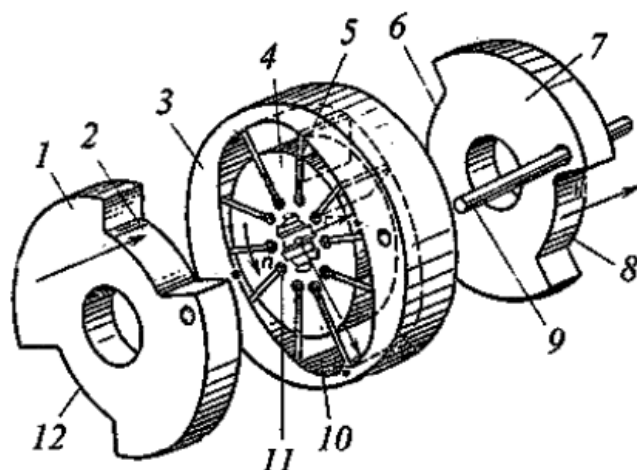


Рис. 2.10. Конструктивная схема пластинчатого насоса двукратного действия:

- 1, 7 – крышка; 2, 12 – окно всасывания; 3 – статор; 4 – ротор;
 5 – пластина; 6, 8 – окно нагнетания; 9 – центрирующий штифт;
 10 – поверхность цилиндра; 11 – отверстия в роторе

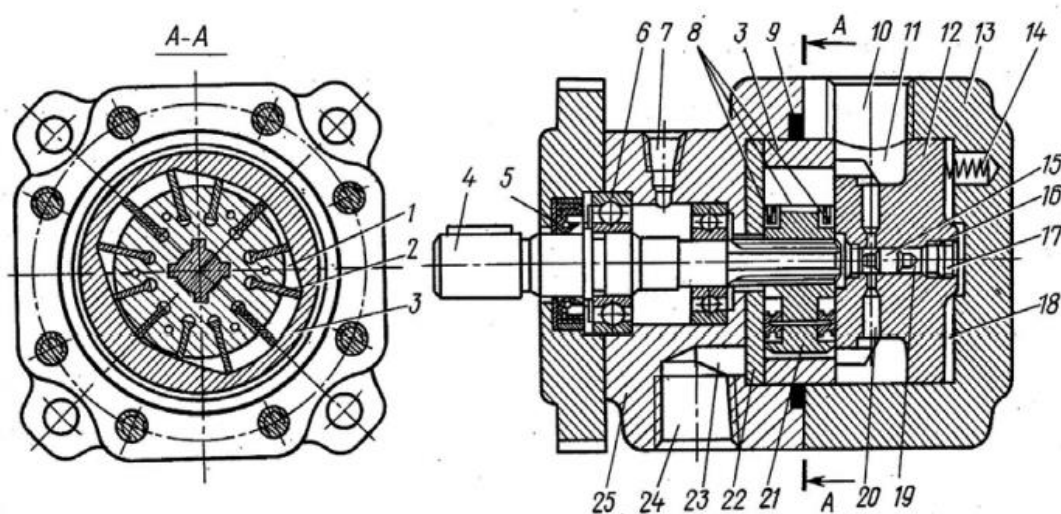


Рис. 2.11. Чертеж общего вида пластинчатого насоса двукратного действия:

- 1 – ротор; 2 – пластина; 3 – статор; 4 – приводной вал со шлицами;
 5 – сальник; 6 – подшипник; 7 – отверстие с конической резьбой;
 8 – отверстия для поджатия пластины; 9 – уплотнительная прокладка;
 10, 24 – отверстия с конической резьбой; 11, 23 – полости всасывания
 и нагнетания; 12 – торцовая задняя пята; 13 – задняя крышка; 14 – пружина;
 15 – золотник; 16 – кольцевая щель; 17 – заглушка; 18 – полость;
 19 – конический выступ золотника; 20 – отверстие; 21 – тело ротора;
 22 – торцовая передняя пластина; 25 – корпус

Объемный КПД таких машин составляет 0,6...0,95, механический – 0,7...0,9. Частота вращения насосов – от 500 мин⁻¹ для насосов большой мощности и до 1500...3000 мин⁻¹ для насосов средней и малой мощности.

К основным параметрам насоса относят подачу, давление рабочей жидкости, мощность и КПД. Подача (расход) насоса Q_H определяется как объем жидкости, подаваемый насосом на выходе в единицу времени. Подача насоса Q_H представляет действительный объемный расход жидкости, поступающей в напорную (отводящую) гидролинию к потребителю. В предельном случае, когда жидкость несжимаема и отсутствуют объемные потери, вводят понятие идеальной (теоретической) подачи насоса Q_T .

В таких идеализированных условиях обычно экспериментально определяют рабочий объем и идеальную подачу насоса. Идеальную (геометрическую) подачу насоса можно определить как объем, описываемый вытеснителями в единицу времени.

Поскольку в действительности (реально) в насосе всегда есть объемные потери жидкости, то идеальная подача насоса Q_T определяется как сумма действительной подачи Q_H и объемных потерь жидкости в насосе Δq_0 :

$$Q_T = Q_H + \Delta q_0. \quad (2.1)$$

Идеальная подача может быть определена также через рабочий объем насоса:

$$Q_T = V_0 \cdot n,$$

где V_0 – рабочий объем насоса, т. е. идеальная подача насоса за один рабочий цикл, n – число оборотов приводного вала насоса.

Рабочее давление насоса определяется как

$$p_H = p_2 - p_1, \quad (2.2)$$

где p_1 – давление на входе, p_2 – давление на выходе из насоса.

Обычно давлением p_1 на входе пренебрегают, и тогда $p_H = p_2$. Развиваемое объемным насосом рабочее давление p_H определяется нагруз-

кой потребителя и суммарным сопротивлением гидролиний или настройкой давления предохранительного клапана, если потребный расход жидкости меньше подачи насоса.

Предельным давлением насоса называется наибольшее давление на выходе из него, на которое рассчитана прочность конструкции.

Полезная мощность насоса $N_{\text{п}}$ определяется как мощность, сообщаемая (создаваемая) насосом подаваемой жидкости:

$$N_{\text{п}} = Q_{\text{н}} \cdot p_{\text{н}}. \quad (2.3)$$

Потребляемая (затрачиваемая) мощность вращательного насоса $N_{\text{н}}$:

$$N_{\text{н}} = M_{\text{н}} \cdot \omega_{\text{н}}, \quad (2.4)$$

где $M_{\text{н}}$ – крутящий момент на валу насоса, $\omega_{\text{н}}$ – угловая скорость вращения вала насоса.

КПД насоса $\eta_{\text{н}}$ есть отношение полезной мощности насоса к потребляемой мощности:

$$\eta_{\text{н}} = \frac{N_{\text{п}}}{N_{\text{н}}} = \frac{Q_{\text{п}} \cdot p_{\text{н}}}{M_{\text{н}} \cdot \omega_{\text{н}}}. \quad (2.5)$$

Различают объемный $\eta_{\text{об}}$, гидравлический $\eta_{\text{г}}$ и механический $\eta_{\text{мех}}$ КПД, учитывающие соответственно объемные потери жидкости за счет утечек и перетечек через зазоры, гидравлические потери (потери давления) внутри насоса и механические потери мощности за счет трения сопряженных деталей в механизме насоса. Общий КПД насоса $\eta_{\text{н}}$ можно представить через произведение трех частных КПД:

$$\eta_{\text{н}} = \eta_{\text{об}} \cdot \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{мех}}. \quad (2.6)$$

Объемный КПД $\eta_{\text{об}}$ есть отношение подачи насоса к его идеальной (теоретической, геометрической) подаче:

$$\eta_{\text{об}} = \frac{Q_{\text{н}}}{Q_{\text{т}}} = \frac{Q_{\text{н}}}{Q_{\text{н}} + \Delta q_0}. \quad (2.7)$$

Характеристикой насоса называют зависимость давления p_n (или напора), создаваемого насосом, от его подачи Q_n (расхода) при постоянном числе оборотов.

Теоретическая подача объемного роторного насоса не зависит от давления. Поэтому теоретическая характеристика объемного насоса – это прямая параллельная оси ординат (рис. 2.12).

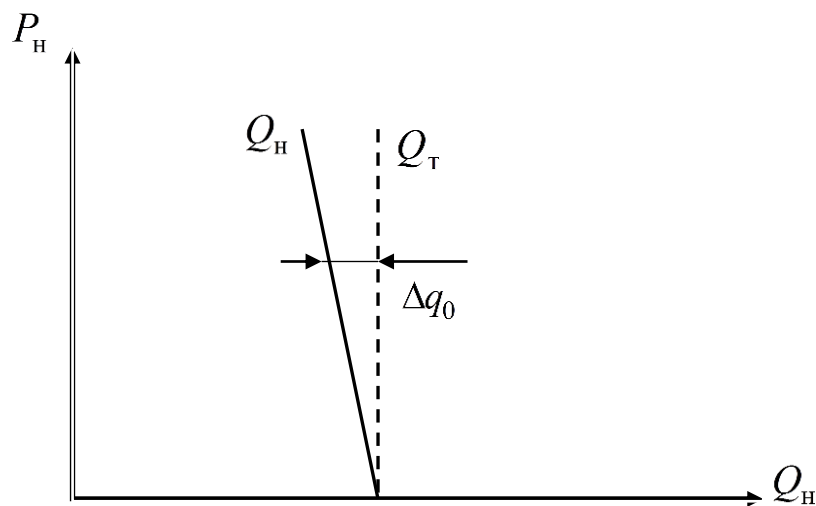


Рис. 2.12. Теоретическая Q_T и действительная Q_n подача объемного роторного насоса от давления p_n

Действительная характеристика объемного насоса отличается от теоретической за счет утечек Δq_0 перекачиваемой жидкости через зазоры между подвижными и неподвижными деталями. Жидкость перетекает из области нагнетания в область всасывания. Количество перетекающей жидкости зависит от конструкции насоса, износа уплотнений, плунжерных пар и давления p_n .

ПРАКТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Задание

- Ознакомиться и кратко законспектировать общие сведения об объемных насосах.
- Изучить условия задачи и спецификацию гидроаппаратов, которые потребуются для ее решения (табл. 2.1).

- Самостоятельно разработать гидравлическую схему решения задачи.
- Разработанную гидравлическую схему сравнить с рис. 2.13 и дорисовать недостающие элементы.
- Дать описание работы гидравлической схемы.
- Ответить на контрольные вопросы.

Условие задачи

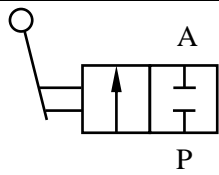
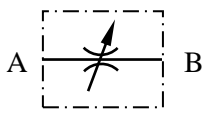
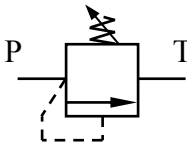
Источником питания гидравлических систем служат главным образом насосы, которые преобразуют механическую энергию приводного двигателя в энергию рабочей жидкости.

Необходимо разработать гидравлическую схему стенда, предназначенного для снятия характеристик объемного нерегулируемого насоса, входящего в состав гидравлической станции.

Указания: для регулирования расхода использовать гидравлический дроссель; для защиты системы от повышения давления предусмотреть предохранительный клапан с ручным управлением; замер расхода жидкости осуществлять мензуркой, подключенной к гидравлической станции.

Таблица 2.1

Спецификация к гидравлической схеме

Позиция	Количество, шт.	Название устройства	Обозначение типа устройства	Символ
1.0	1	Шаровой кран	КШ	
1.1	1	Дроссель двойного действия	ДР2	
1.2	1	Предохранительный клапан с ручным управлением	КП-РУ	
0.1	1	Тройник с манометром	ТМ	