

ОБЪЕМНЫЕ НАСОСЫ**Общие сведения.**

Различают возвратно-поступательные и роторные ГМ.

Возвратно-поступательное движение рабочих элементов ГМ не зависит от характера движения выходного звена гидромашины. В роторных гидромашинах подвижные рабочие элементы, образующие рабочие камеры, совершают вращательное или вращательное и возвратно-поступательное движение.

Возвратно-поступательные ГМ имеют два основных рабочих элемента: поршень и корпус, в котором движется этот поршень.

Роторные ГМ состоят из трех основных рабочих элементов: ротора, статора и замыкателя (вытеснителя). *Ротором* называется основной рабочий элемент, который вращается во время работы синхронно с валом приводящего двигателя. *Статор* – рабочий элемент, имеющий приемную и отдающую камеры. *Замыкатель* – рабочий элемент, герметично соприкасающийся со статором и ротором и разделяющий приемную и отдающую камеры. Замыкатели совершают строго циклическое движение, период которого пропорционален частоте вращения ротора.

Рабочие процессы в роторных гидромашинах протекают в рабочих камерах. *Рабочая камера* роторной ГМ – пространство объемной гидромашины, ограниченное поверхностями рабочих элементов, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщаемое с местами входа и выхода рабочей жидкости.

Рабочий цикл ГМ состоит из следующих процессов:

- в насосах – всасывания и нагнетания (вытеснения);
- в гидродвигателях – заполнения (нагнетания) и вытеснения.

Разделение рабочих процессов осуществляется с помощью разнообразных видов распределительных устройств.

Роторные ГМ **классифицируют по следующим признакам:**

- по конструкции рабочих элементов (замыкателей) – шестеренные, пластинчатые и поршневые (радиально- и аксиально-поршневые);
- по типу устройств разделения рабочих процессов – торцевые, цапфенные, клапанные и клапанно-щелевые;
- по числу рабочих циклов, совершаемых за один оборот вала – одно-, двух- и многократного действия;
- по возможности регулирования объема рабочей камеры – регулируемые и нерегулируемые;
- по возможности изменения направления потока рабочей жидкости с реверсивным и нереверсивным потоком.

К основным общим свойствам ОГМ, которые обусловлены принципом их действия и отличают их от лопастных гидромашин, относятся:

- 1) ***циклическость рабочего процесса*** и, как следствие, ***неравномерность подачи*** и некоторых других параметров;
- 2) ***герметичность*** – разделение полостей всасывания и нагнетания (лопастные насосы герметичностью не обладают, а являются проточными);

3) **жесткость характеристики**, т.е. крутизна ее в системе координат H (или p) по Q , что означает малую зависимость подачи насоса Q от развиваемого им давления – теоретическая подача не зависит от давления в линии нагнетания (характеристики лопастных насосов обычно пологие);

4) **независимость давления**, создаваемого ОГМ, от скоростей движения входного звена (вала) и жидкости;

Примечание: при работе на несжимаемой жидкости $ОН$, обладающий идеальным уплотнением, способен создавать сколь угодно **высокое давление**, обусловленное нагрузкой, при сколь угодно **малой скорости движения вытеснителей**.

5) **самовсасывание** (т.е. способность $ОН$ создавать вакуум во всасывающем трубопроводе, заполненном воздухом, достаточный для подъема жидкости во всасывающем трубопроводе до уровня расположения насоса).

Самовсасывание – способность удалять воздух из гидролинии подвода рабочей жидкости к насосу (от СП гидробака до рабочей камеры насоса) – обеспечивается за счет того, что движение жидкости в рабочие камеры насоса происходит под действием внешних сил, создаваемых подпором (давлением в гидробаке, столбом жидкости или подпиточным насосом).

Чтобы учесть отличие действительных средних значений подачи насоса и момента от теоретических (идеализированных), вводят коэффициенты подачи насоса k_Q и момента k_M , учитывающие фактические значения расхода Q_f и момент M_f и их отклонения ΔQ и ΔM от теоретических (идеализированных) значений Q_T и M_T .

Иногда коэффициент подачи k_Q отождествляют с объемным КПД $\eta_{об}$, а коэффициент момента k_M – с гидромеханическим КПД $\eta_{гид.мех} = \eta_{гид} \eta_{мех}$. Различие заключается в том, что КПД – энергетическая характеристика, представляющая собой отношение полезной и затраченной работ, а коэффициенты k_Q и k_M показывают отличие фактических значений от теоретических, что не всегда связано с энергетическими потерями.

Лишь при определенных условиях можно с некоторой степенью приближения считать, что $k_Q \cong \eta_{об}$, а $k_M \cong \eta_{гид.мех}$, а полный КПД $\eta = k_Q k_M = \eta_{об} \eta_{гид.мех}$.

Указанные в этом выражении коэффициенты зависят от многих факторов, которые характеризуют:

- режим работы ГМ (давление, угловую скорость, температуру);
- физические свойства жидкости (вязкость, объемный модуль упругости и т. п.);
- конструктивные и технологические особенности элементов ГМ (форму, размеры, материал, шероховатость поверхности и т. п.).

Установить функциональные зависимости между перечисленными факторами и коэффициентами потерь аналитически не представляется возможным из-за сложности процессов, протекающих в ГМ.

Поэтому используют экспериментальные методы исследования, а для расширения области применения результатов эксперимента прибегают к методам теории подобия. Причем более точно удается определять коэффициенты k_Q , k_M и полный КПД η .

В современных ОГМ, и в первую очередь поршневых, значения указанных коэффициентов в диапазоне рабочего давления составляют: $k_Q \approx 93...96 \%$, $k_M \approx 92...95 \%$.

Столь высокие показатели указанных коэффициентов позволяют, по крайней мере, в первом приближении использовать при расчетах более простые и поэтому более предпочтительные формулы, полученные для теоретического (идеализированного) рабочего процесса. Эти формулы дают возможность ответить на вопрос об изменении характеристик объемных гидромашин в процессе их регулирования. Здесь возможны два способа – изменение частоты вращения и изменение рабочего объема в регулируемых гидромашинах. Напорные характеристики как в случае изменения частоты вращения, так и при изменении рабочего объема, представляют собой семейство параллельных прямых, в связи с чем рассчитать КПД возможно лишь с определенной степенью точности.

Основные параметры объемного насоса (ОН).

Насос – машина для создания потока жидкой среды.

Насос - гидравлическое устройство, преобразующее механическую энергию твердого тела в механическую энергию потока рабочей жидкости в процессе попеременного заполнения рабочей камеры рабочей средой и вытеснения ее из рабочей камеры.

ОН - насос, в котором жидкая среда перемещается путем периодического изменения объема занимаемой ею камеры, попеременно сообщаемой с входом и выходом насоса.

Рабочий объем $V_{0н}$, см³ - разность наибольшего и наименьшего значений объемов рабочих камер насоса за один оборот вала, т. е. это тот объем жидкости, который подает насос за один оборот вала (ротора). Номинальным рабочим объемом называют расчетное значение рабочего объема насоса, вычисленное без учета допусков, погрешностей формы поверхности, деформации и округленное до ближайшего значения из установленного ряда по ГОСТ 13824–80.

Рабочий объем является основным параметром объемного насоса и во многом определяет его габариты и эксплуатационные показатели (подачу, мощность и др.).

Номинальная частота вращения $n_{ном}$, об/мин, – наибольшая частота вращения вала, при которой насос должен работать в течение заданного значения показателя долговечности с сохранением параметров в пределах заданных норм (ГОСТ 12446-80).

Подача Q_n , л/мин, – объем рабочей жидкости, подаваемой насосом в единицу времени. Номинальную подачу определяют при номинальных значениях рабочего объема, частоты вращения и давления.

Следует помнить, что насос обеспечивает подачу, а не расход, поэтому термин «расход» для насоса не применяется.

Теоретическая подача равна произведению рабочего объема и частоты вращения вала насоса

$$Q_T = V_{0H} n_H.$$

Большинство конструктивных исполнений ОН позволяют получить регулирование подачи насоса посредством изменения переменной величины рабочего объема V_{0H} . Такой насос называют регулируемым, т. е. он обеспечивает в заданных пределах изменение подачи.

Некоторые конструкции ОН позволяют осуществлять изменение направления движения подаваемой рабочей жидкости на противоположное без изменения направления вращения вала насоса. Такой насос называют с реверсивным потоком.

Для регулируемого и реверсивного насоса теоретическая подача определяется как

$$Q_T = V_{0H\max} U_H n_H,$$

где $V_{0H\max}$ – максимальный рабочий объем; U_H – параметр регулирования рабочего объема, $+1 \geq U_H \geq -1$; изменение «+» на «-» свидетельствует о реверсе потока.

С учетом того, что особенностью ОН является наличие множества зазоров с неподвижными и подвижными стенками, в которых происходят основные потери энергии, **фактическая подача Q_Φ меньше теоретической Q_T на величину объемных потерь подачи насоса $Q_{ут.н}$** , т. е.

$$Q_T = Q_\Phi + Q_{ут.н}.$$

Под объемными потерями подачи насоса $Q_{ут.н} = f(p_H; n_H)$ понимают величину, на которую уменьшается фактическая подача из-за утечек и перетечек рабочей жидкости через зазоры в рабочих камерах с высоким давлением, неполного заполнения рабочих камер из-за содержания воздуха в жидкости и сжатия рабочей жидкости.

Утечки существуют в любом, самом технически совершенном насосе.

Из-за малой величины поперечных размеров зазоров и значительной вязкости жидкости эти утечки и перетечки имеют ламинарный характер течения, т. е. величина утечек пропорциональна перепаду давления в зазорах машины, $Q_{ут.н} = k_p p_{нг}$. Отсюда следует, что фактическая характеристика насоса представляет собой прямую линию с наклоном в сторону роста давления. При изменении частоты вращения вала насоса часто объемные потери подачи определяют с помощью следующего выражения: $Q_{ут.н} = k_n n_H$. В этих выражениях k_p и k_n – экспериментальные коэффициенты объемных потерь, определяемые давлением нагнетания и частотой вращения вала насоса (ее изменением при работе насоса).

Безразмерный **коэффициент подачи k_Q** – отношение фактической подачи, измеренной при определенных значениях давления на выходе насоса, вязкости рабочей жидкости, частоте вращения вала и прочих параметрах, влияющих на объемные потери, к его теоретической подаче:

$$k_Q = \frac{Q_\Phi}{Q_T} = \frac{Q_\Phi}{Q_\Phi + Q_{ут.н}}.$$

Практически коэффициент подачи $k_Q \approx \eta_{об} = Q_{ф}/Q_0$, где $Q_{ф}$ – измеренная фактическая подача при заданном давлении в выходной полости насоса; Q_0 – подача насоса, измеренная при минимально возможном давлении нагнетания $p_n = p_{х.х} \approx 0$ выходной полости насоса (в режиме холостого хода), а значения подач насоса должны быть обязательно приведены к одинаковой частоте вращения, называют объемным КПД $\eta_{об}$ (иногда обозначение η_V).

Номинальное давление $p_{ном}$, МПа, – наибольшее установленное значение давления рабочей жидкости, при котором насос должен работать в течение установленного срока службы с сохранением параметров в пределах заданных норм; допускается измерять в килограмм-силах на сантиметр квадратный (кгс/см²).

Перепад давления Δp_n , МПа, – разность между давлением рабочей жидкости в полостях нагнетания и всасывания (на выходе и входе) насоса.

Момент на валу насоса M_n , Н·м, рассчитывают как отношение

$$M_n = V_{0n} \Delta p_n / (2\pi \eta_{гидмех.n}),$$

где V_{0n} – рабочий объем насоса; Δp_n – перепад давления в полостях насоса; $\eta_{гидмех.n}$ – гидромеханический КПД насоса, свидетельствующий о потерях энергии на преодоление механических сил трения и местных гидравлических сопротивлений.

Полезная мощность насоса N_n , Вт, определяется мощностью потока рабочей жидкости в выходной полости насоса:

$$N_{пол} = Q_n p_n, \text{ Вт, где } Q_n \text{ в [м}^3/\text{с}], p_n \text{ в [Па] или}$$

$$N_{пол} = Q_n p_n / 612, \text{ кВт, где } Q_n \text{ в [л/мин]}, p_n \text{ в [кгс/см}^2\text{];}$$

$$N_{пол} = Q_n p_n / 60, \text{ кВт, где } Q_n \text{ в [л/мин]}, p_n \text{ в [МПа].}$$

Потребляемая мощность насоса $N_{потр}$ и полезная мощность насоса $N_{пол}$ могут быть представлены как:

$$N_{потр} = N_{пол} / \eta_n,$$

где η_n – КПД насоса, который характеризует степень его совершенства и показывает, какая часть суммарной подводимой энергии полезно используется.

Характеристики зависимости мощностей $N_{пол}$ и $N_{потр}$ насосом от давления нагнетания рабочей жидкости предлагаются потребителям.

Обозначение насоса на схемах.

Условные графические обозначения насосов по функциональным признакам в гидравлических схемах, согласно ГОСТ 2.782–96, показаны на рис. 6.1. Обозначения не отражают принцип действия и схему конструктивного исполнения; стрелки наружу – отдача энергии.

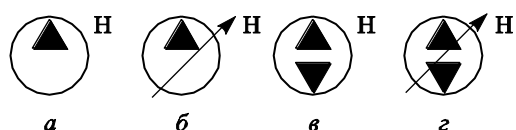


Рис. 6.1. Условные графические обозначения нерегулируемого нереверсивного (а), регулируемого с нереверсивным потоком (б), реверсивного и нерегулируемого (в) и регулируемого с реверсивным потоком (г) насосов

Рабочие характеристики.

Основной рабочей характеристикой OH является зависимость фактической подачи Q_H от давления в выходной полости насоса, т. е. давления $p_{НГ}$ в полости нагнетания, $Q_H = f(p_{НГ})$ (рис. 6.2), как правило, с указанием постоянных величин и остальных параметров: температура или вязкость применяемой рабочей жидкости, давление во входной полости (давление в полости всасывания) и др.

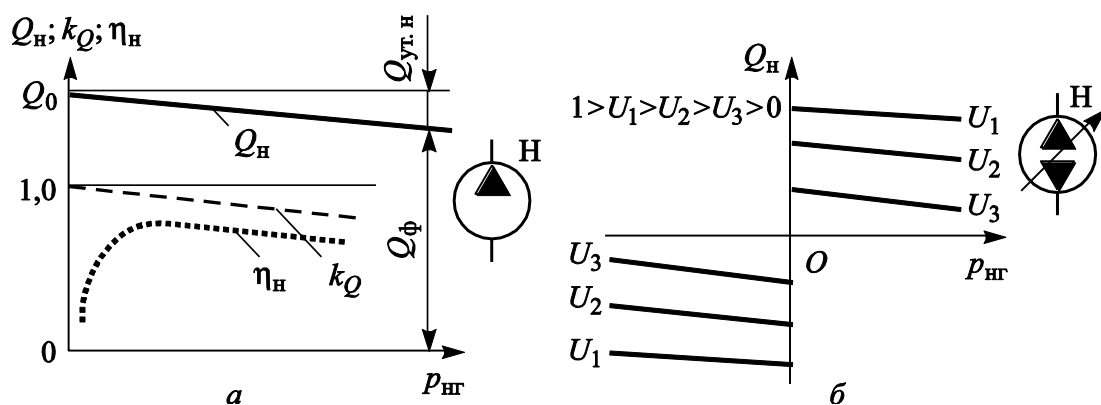


Рис. 6.2. Рабочие характеристики нерегулируемого (а) и регулируемого (б) объемных насосов

Используются также следующие характеристики: $N_H = f(p_{НГ}); k_Q = \eta_{об.н} = f(p_{НГ}); \eta_H = f(p_{НГ})$.

При динамических расчетах принимают, что $Q_H = Q_0 - k_p p_{НГ} - k_n n_H$, где k_p и k_n – коэффициенты объемных потерь, определяемых давлением нагнетания и частотой вращения вала насоса (при изменении частоты при работе насоса).

КПД ГМ характеризует степень ее совершенства и показывает, какая часть суммарной подводимой энергии полезно используется в машине.

Полный КПД показывает насколько мощность, соответствующая фактической подаче насоса, меньше приводной мощности.

Преобразование энергии связано с объемными, механическими и гидравлическими потерями (рис. 6.3). Повышение вязкости до определенных значений увеличивает объемный КПД, однако при этом снижается механический КПД и увеличивается гидравлическое сопротивление каналов. Поэтому для повышения полного КПД наиболее приемлемой будет такая вязкость, при которой суммарные (объемные и механические) потери будут минимальными.

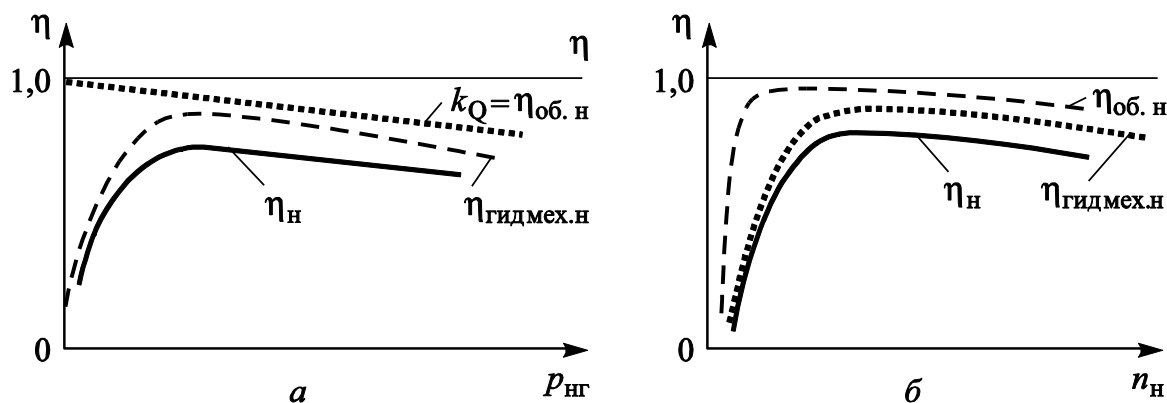


Рис. 6.3. Зависимость объемного $\eta_{об.н}$, гидромеханического $\eta_{гидмех.н}$ и полного $\eta_н$ КПД объемного насоса от давления нагнетания (а) и частоты вращения вала (б)

Согласно теории подобия роторных ГМ, разработанной В.В. Мишке, в этих ГМ имеется три вида потерь энергии и каждая из этих потерь для данной ГМ оценивается постоянным безразмерным коэффициентом:

- 1) **объемные** – на утечки и перетечки, коэффициент $k_{ут}$;
- 2) **механические** – на жидкостное трение, коэффициент $k_{ж.тр}$;
- 3) **механические** – на «сухое» трение, коэффициент $k_{с.тр}$.

Эти коэффициенты определяются опытным путем.

Объемный и механический, а следовательно, и полный КПД роторной ГМ определяются тремя указанными коэффициентами, но, кроме того, зависят еще от безразмерного критерия подобия, характеризующего режим работы машины, $\sigma = p/(\mu\omega)$, где p – рабочее давление; μ – динамическая вязкость; ω – угловая скорость вала гидромашины.

Для роторного насоса

$$\eta_{об.н} = 1 - k_{ут}\sigma; \quad \eta_{мех.н} = \frac{1}{1 + k_{с.тр} + k_{ж.тр}/\sigma}; \quad \eta_н = \frac{1 - k_{ут}\sigma}{1 + k_{с.тр} + k_{ж.тр}/\sigma}.$$

Примерные значения коэффициентов $k_{ут}$, $k_{с.тр}$ и $k_{ж.тр}$ для разных видов роторных насосов можно найти в специальной литературе. Кроме того, эти коэффициенты для каждого насоса могут быть приближенно оценены по его опытным характеристикам.

Зная эти коэффициенты, можно пересчитывать значения КПД насоса с одних условий его работы на другие.

Однако при этом следует иметь в виду приближенный характер формул, определяющих КПД, и не ожидать точность расчета в широком диапазоне изменения критерия σ .

На рис. 6.4 приведен примерный вид кривых изменения коэффициентов $\eta_{об.н}$, $\eta_{гидмех.н}$ и $\eta_н$ насоса в зависимости от критерия подобия σ .

При увеличении критерия σ объемный КПД $\eta_{об.н}$ неуклонно уменьшается по линейному закону, гидромеханический КПД $\eta_{гидмех.н}$ возрастает, но лишь до некоторого предела, после чего вопреки теории подобия

начинает резко снижаться, так как наступает предел работоспособности насоса – выжимание смазки с поверхностей трения вследствие высокого контактного давления.

При некотором оптимальной величине критерия подобия полный КПД роторного насоса имеет максимальную величину. Примерно такой же вид имеют и характеристики роторных насосов при постоянных η и μ .

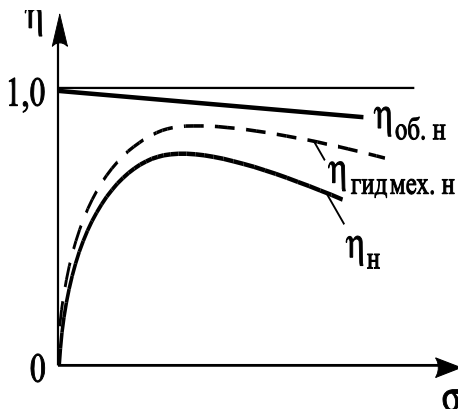


Рис. 6.4. Зависимости КПД роторного насоса от критерия подобия σ

Неравномерность подачи *ОН*, обусловленная цикличностью рабочего процесса, характеризуется коэффициентом неравномерности

$$\sigma_Q = 2 \frac{q_{\text{МГН max}} - q_{\text{МГН min}}}{q_{\text{МГН max}} + q_{\text{МГН min}}},$$

где $q_{\text{МГН max}}$ и $q_{\text{МГН min}}$ – максимальное и минимальное значения мгновенной подачи насоса. При изменении объема рабочей камеры насоса по синусоидальному закону неравномерность подачи при нечетном числе рабочих циклов равна $1,25/z^2$, при четном числе рабо-

чих циклов – $5/z^2$, где z – число рабочих циклов, совершаемых участвующими в подаче рабочей жидкости замыкателями насоса за один оборот вала.

Принцип действия.

По *конструктивному исполнению* различают *возвратно-поступательные* и *роторные* (аксиально-поршневые, радиально-поршневые, шестеренные, пластинчатые и др.) *ОН*.

Согласно ГОСТ 2.782–96, при необходимости на схемах можно применять обозначения насосов (ручной, шестеренный, винтовой, пластинчатый, радиально-поршневой, аксиально-поршневой, кривошипный и лопастный центробежный), отражающие принцип действия.

В основу кинематической схемы возвратно-поступательных и роторно-поступательных насосов положен кривошипно-шатунный механизм.

Кинематическую схему *ОН* можно представить в виде схемы кривошипно-шатунного механизма (рис. 6.5). Рабочая камера насоса представляет собой цилиндр 4, а вытеснитель – поршень 3. Кривошипно-шатунный механизм (1 – кривошип, 2 – шатун) сообщает поршню возвратно-поступательное движение. Со-

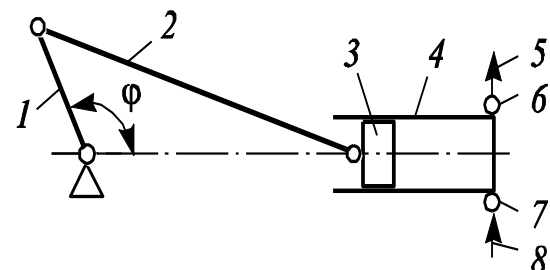


Рис. 6.5. Схема кривошипно-шатунного механизма

единение рабочей камеры попеременно с подводящей (всасывающей) 8 и отводящей (напорной) 5 гидролиниями осуществляют самодействующие клапаны 7 и 6 на линиях всасывания и нагнетания.

Закономерности кинематики движения (перемещение, скорость и ускорение) вытесняющего элемента (в рассматриваемом случае – поршень) описываются следующими уравнениями:

$$x_{\text{п}} = R(1 - \cos \varphi); \quad V_{\text{п}} = \frac{dx}{dt} = R\omega \sin \varphi; \quad j_{\text{п}} = \frac{d^2x}{dt^2} = R\omega^2 \cos \varphi,$$

где R – радиус кривошипа; ω – угловая скорость вращения вала кривошипа; φ – угол поворота кривошипа.

При совершении хода всасывания ($0 \leq \varphi \leq \pi$) происходит увеличение объема рабочей камеры, и установившееся в ней давление будет ниже давления p_0 перед клапаном 7. Под действием разности этих давлений рабочая жидкость заполняет увеличивающийся во время хода всасывания объем рабочей камеры. Клапан 6 закрыт. Таким образом, осуществляется процесс всасывания.

При совершении хода нагнетания ($\pi \leq \varphi \leq 2\pi$) вследствие движения поршня происходит уменьшение объема рабочей камеры. Давление в рабочей камере повышается, клапан 7 закрывается. Когда давление в рабочей камере превысит давление в отводящей (напорной) линии 5, откроется клапан 6 и жидкость будет вытесняться в напорную линию. Таким образом, осуществляется процесс нагнетания.

Следует отметить, что ОН самостоятельно не забирает рабочую жидкость. В действительности, рабочая жидкость под действием внешних сил в гидрوليнии всасывания движется в рабочую камеру, в которой давление снижается вследствие увеличения ее объема, и заполняет увеличивающийся объем рабочей камеры, не нарушая сплошности потока. При достижении в рабочей камере давления, равного давлению $p_{н.п}$ насыщенного пара, рабочая жидкость вскипает, т. е. наступает кавитация. Система подвода рабочей жидкости должна обеспечивать такое давление на входе в насос, чтобы не происходило кавитационных процессов в линии всасывания.

Индикаторная диаграмма насоса.

Показанная на рис. 6.6 индикаторная диаграмма поршневого насоса одинарного действия представляет закон изменения полного индикаторного давления $p_{пп}$, определяющего работу, совершаемую поршнем за один оборот вала $p_{пп} = f(\varphi; p_{пп.вс}; p_{пп.нг})$, где $p_{пп.вс}$ и $p_{пп.нг}$ – средние по индикаторной диаграмме значения давления при всасывании и нагнетании в поршневой полости насоса.

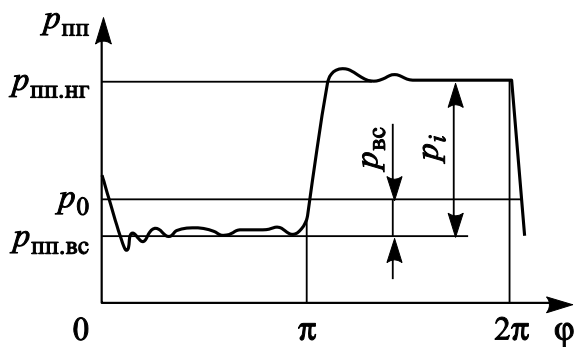


Рис. 6.6. Индикаторная диаграмма поршневого насоса однопоршневого действия

При совершении поршнем хода всасывания (см. рис. 6.6) под действием разности давления $\Delta p_{вс} = p_0 - p_{пп.вс}$, где p_0 – давление гидрوليнии всасывания, жидкость будет заполнять освобождающееся подпоршневое пространство и следовать за поршнем. Величина давления $p_{пп.вс}$ в подпоршневом пространстве при ходе всасывания может понизиться до величины $p_{н.п}$ жидкости, т. е. в подпоршневом пространстве образуется вакуум.

Из диаграммы видно, что линия, характеризующая абсолютное давление $p_{пп.вс}$ в цилиндре насоса, при ходе всасывания поршня (допускаем равномерное движение поршня) расположена ниже линии атмосферного давления (давления в резервуаре) p_0 .

Линия, соответствующая давлению $p_{пп.нг}$ во время хода нагнетания, определяемого нагрузкой, расположена выше атмосферного давления p_0 .

В начале хода всасывания и в конце хода нагнетания наблюдаются колебания (всплески) давления, обусловленные инерционностью жидкости в переходных процессах.

Полное индикаторное давление p_i , определяющее работу, совершаемую поршнем за один оборот вала, определится выражением $p_i = p_{вс} + p_{пп.нг}$, где $p_{вс} = p_0 - p_{пп.вс}$ и $p_{пп.нг}$ – средние по индикаторной диаграмме значения давления (разрежения) и давления нагнетания в поршневой полости цилиндра насоса.

Мгновенное изменение объема рабочей камеры называют **мгновенной подачей поршневого насоса**, за основу которого принят кривошипно-шатунного механизм (КШМ).

Из кинематики *КШМ* известно, что скорость движения поршня можно приближенно принять $V_n = \frac{dx}{dt} = R\omega \sin\varphi$, изменяющейся по синусоидальному закону. Указанное приближение тем точнее, чем меньше отношение радиуса кривошипа к длине шатуна – R/L . В реализованных конструкциях отношение $R/L < 0,25$, что уже позволяет с достаточной точностью пользоваться приведенным выражением. Кинематика *АПГМ*, наиболее распространенной схемы *ГМ*, соответствует кинематике *КШМ* с бесконечно длинным шатуном, когда длина шатуна стремится к бесконечности и, следовательно, скорость поршня точно изменяется по синусоидальному закону.

Тогда мгновенное изменение объема рабочей камеры однопоршневого насоса, т. е. **мгновенная подача насоса**, определяется как произведение мгновенной скорости перемещения поршня на его площадь:

$$q_{\text{мгн}} = \begin{cases} S_{\text{п}} R \omega \sin \varphi, & 0 < \varphi < \pi; \\ 0, & \pi < \varphi < 2\pi, \end{cases}$$

где $S_{\text{п}} = \pi d_{\text{п}}^2 / 4$ – площадь поршня; $d_{\text{п}}$ – диаметр поршня.

На рис. 6.7 (поз. 1) показан закон изменения мгновенной подачи $q_{\text{мгн}}$ для однопоршневого насоса.

На участке $0 \leq \varphi \leq \pi$ жидкость заполняет рабочую камеру насоса.

На участке $\pi \leq \varphi \leq 2\pi$ насос подает рабочую жидкость потребителю.

Полный объем жидкости в рабочей камере, подаваемой поршнем *КШМ* за время одного оборота вала, определяется как

$$W_{\text{р.к}} = V_{0\text{н}} = \int_{\pi}^{2\pi} S_{\text{п}} R \omega \sin \varphi d\varphi = 2RS_{\text{п}} = h_{\text{п}} S_{\text{п}},$$

где $h_{\text{п}} = 2R$ – полный ход поршня.

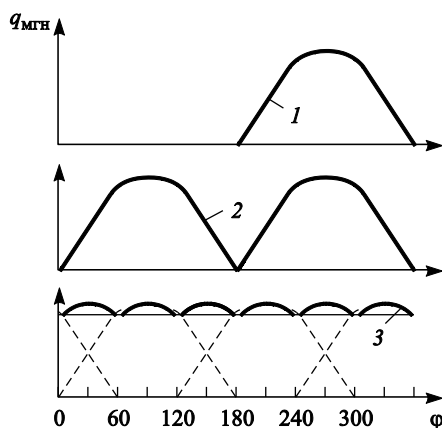


Рис. 6.7. Зависимости мгновенной подачи однопоршневого (1), двухпоршневого (2) и трехпоршневого (3) насосов от угла поворота вала кривошипа

Т.о., мгновенная подача однопоршневого насоса (*мгновенное изменение объема рабочей камеры*) пульсирует (*прерывиста во времени*) и крайне неравномерна.

Для обеспечения более равномерной мгновенной подачи насосы выполняют **многопоршневыми**.
С увеличением числа поршней неравномерность подачи уменьшается.

На рис. 6.7 (поз. 2, 3), показан характер изменения подачи $q_{\text{мгн}}$ для двух- и трехпоршневого насосов.

На рис. 6.7 (поз. 3) графики изменения мгновенной подачи из каждой рабочей камеры изображены пунктирной линией, а толстой линией – **суммарная подача насоса**.

Каждая рабочая камера по отношению к предыдущей работает со сдвигом по фазе, равным $2\pi/z$. Для трехпоршневого насоса

$$q_{\text{мгн max}} = S_{\text{п}} R \omega; \quad q_{\text{мгн min}} = S_{\text{п}} R \omega \sin \frac{\pi}{z};$$

$$q_{\text{мгн. ср}} = S_{\text{п}} R \omega \frac{\pi}{z}; \quad \sigma = \pi \frac{2 - \sqrt{3}}{6} \approx 0,14.$$

Конструктивное исполнение *ОН* разнообразно: возвратно-поступательные и роторные (аксиально-поршневые, радиально-поршневые, шестеренные, пластинчатые и др.).

Некоторые конструктивные исполнения объемных насосов.

Шестеренные насосы выполняют с шестернями внешнего или внутреннего зацепления. Являясь нерегулируемыми насосами, они отличаются простотой конструкции, малыми габаритами и весом.

Наибольшее распространение получили насосы с внешним зацеплением (рис. 6.8, а).

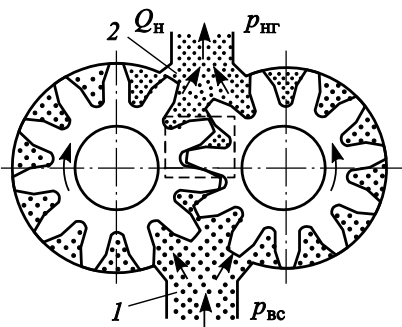


Рис. 6.8, а. Схема шестеренного насоса с внешним зацеплением:
 1, 2 – полости всасывания и нагнетания

Рабочими органами (вытеснителями) являются ведущая и ведомая шестерни, образующие совместно с корпусом (куда относятся и плотно прилегающие к торцам шестерен боковые крышки) рабочие камеры. При вращении шестерен в направлении, указанном стрелкой, объем камер увеличивается вследствие освобождения пространства между зубьями при выходе зубьев из зацепления. Пространство между зубьями заполняется жидкостью, поступающей из входной полости. Жидкость, заполнившая освободившееся пространство, переносится этим пространством из полости всасывания в полость нагнетания. При входе зубьев в зацепление уменьшается объем рабочих камер и рабочая жидкость вытесняется в линию нагнетания. Вследствие разности давления ($P_{\text{нп}} > P_{\text{вс}}$) шестерни подвержены воздействию радиальных сил, которые нагружают опоры шестерен и могут привести их к заклиниванию.

В шестеренных насосах высокого давления ($P_{\text{нп}} > 10$ МПа) предусматривают гидравлическую компенсацию торцевых зазоров.

При использовании шестерен с нормальным эвольвентным некорректированным зацеплением рабочий объем и подача насоса определяются следующими соотношениями:

$$V_{0\text{н}} = 2\pi m^2 (z_{\text{ш}} + 1)b; \quad Q_{\text{н}} = \eta_{\text{об.н}} 2\pi D m b n,$$

где m – модуль зацепления; $z_{ш}$ – число зубьев шестерни ($z_{ш} = z_1 = z_2$); $D = mz_{ш}$ – диаметр начальной окружности; b – ширина шестерни; n – частота вращения шестерни; $\eta_{об.н}$ – объемный КПД насоса, зависящий от конструкции, технологии изготовления, давления нагнетания насоса и других параметров, при расчетах принимается равным 0,7...0,95.

Коэффициент неравномерности подачи насоса

$$\sigma_Q = \frac{q_{МГН \max} - q_{МГН \min}}{q_{МГН.ср}} = \frac{2,17}{z_{ш} + 1,276}.$$

На практике $V_{0н} = 0,5...250 \text{ см}^3$, $p_{ном} = 16...20 \text{ МПа}$, $n_n = 500...4\,000 \text{ об/мин}$.

Более детально схема шестеренного насоса изображена на рис. 6.8, б.

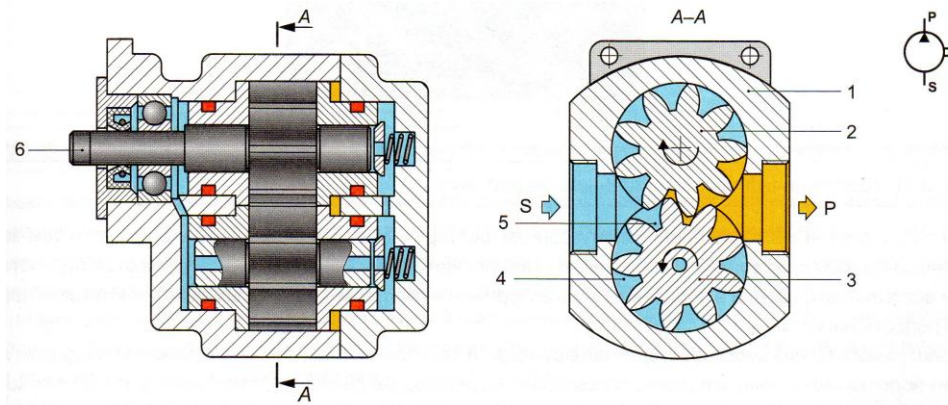


Рис. 6.8, б. Схема шестеренного насоса с внешним зацеплением: 1- корпус; 2, 3 – две одинаковые прямозубые цилиндрические шестерни; 4 – рабочая жидкость; 5 – камера всасывания; 6 – вал ведущей шестерни насоса, связывающийся муфтой с валом приводного электродвигателя.

На рис. 6.8, в, изображен шестеренный насос с внутренним зацеплением зубьев.

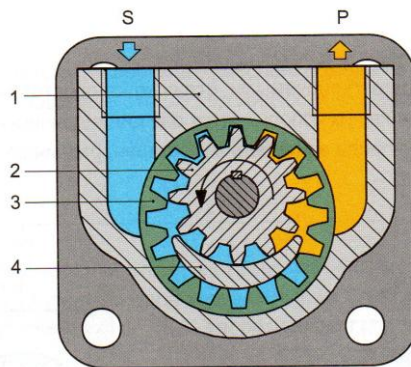


Рис. 6.8, в. Схема шестеренного насоса с внутренним зацеплением: 1 – корпус насоса; 2 – внутренняя шестерня; 3 – внешняя шестерня; 4 – серповидный сегмент (конструктивный элемент, разделяющий всасывающую и нагнетательную полости)..

Винтовые насосы по своим характеристикам мало отличаются от шестеренных насосов, но обладают рядом существенных достоинств: высокий напор, равномерность подачи, бесшумность.

Они представляют собой одну или несколько пар зацепляющихся, параллельно расположенных винтов со специальным профилем нарезки, размещенных с малыми зазорами в расточках корпуса.

Наибольшее распространение получили насосы с тремя двухзаходными винтами (рис. 6.8, г).

При таком конструктивном исполнении винты разгружены от радиальных сил давления, а возникающие осевые силы воспринимаются упорными подшипниками. Основную нагрузку несет ведущий винт. Ведомые винты разгружены от моментов и выполняют роль замыкателей (герметизаторов) рабочих камер.

Объемный КПД принимается равным 0,9 для насосов низкого давления и 0,7...0,8 – для насосов высокого давления ($p_{\text{нп}} > 10$ МПа).

На практике $V_{0\text{н}} = 1...1\ 000\ \text{см}^3$, $p_{\text{ном}} = 6,3...10$ МПа, $n_{\text{н}} = 1\ 500...3\ 000$ об/мин.

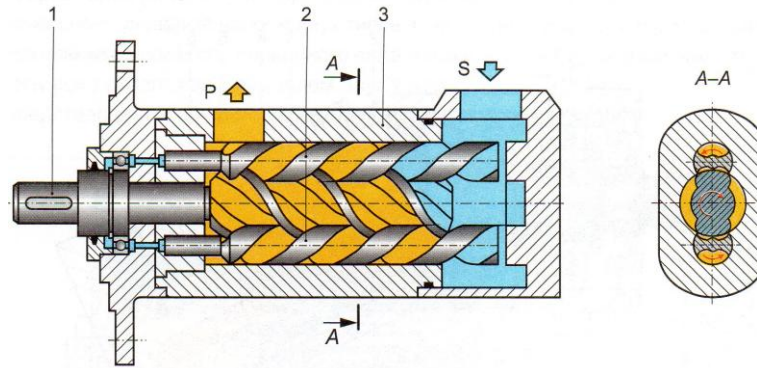


Рис. 6.8, г. Схема винтового насоса: 1 – центральный ведущий винт, выполненный заодно с приводным валом; 2 – два боковых ведомых винта; 3 – корпус насоса; S, P - всасывающий и нагнетательный каналы.

Пластинчатый насос – разновидность роторно-пластинчатых насосов с вытеснителями типа пластин (ранее называвшихся шиберами). На рис. 6.9 показана конструктивная схема пластинчатого насоса двухкратного действия, в котором за один оборот вала в рабочей камере происходит два рабочих цикла.

Рабочими органами такого насоса являются статор, ротор и пластины, которые имеют возможность перемещаться в его пазах.

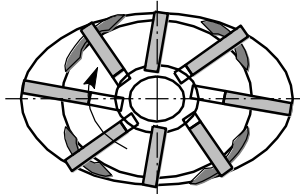


Рис. 6.9. Конструктивная схема пластинчатого насоса двухкратного действия

С торцев ротор с пластинами закрыт двумя плотно прилегающими дисками, которые образуют по числу пластин z рабочих камер. Объем рабочих камер при непрерывном вращении ротора изменяется благодаря тому, что статор имеет специально спрофилированную поверхность, близкую к эллиптической, к которой за счет центробежных сил инерции прижимаются пластины. Рабочие камеры с входной и выходной полостями насоса соединяются через окна, расположенные в торцевых неподвижных дисках.

При такой системе распределения момент подсоединения рабочей камеры к соответствующей полости определяется только положением окон в торцевых дисках и носит принудительный характер, при котором соотношение давления в рабочей камере и давления в сообщаемой полости не имеет значения. Эта система распределения получила название золотниковой и может применяться как в насосах, так и в гидромоторах.

Если за один оборот происходит несколько рабочих циклов, то такие ГМ называют машинами многократного действия.

Возможность регулирования рабочего объема в насосе двухкратного действия изменением хода пластин исключается.

Для наиболее равномерной подачи рекомендуется выполнять число пластин, кратным четырем, чаще $z_{пл} = 12$.

Регулирование рабочего объема и реверс подачи пластинчатого насоса однократного действия (профиль опорной поверхности статора – окружность) осуществляется изменением величины и знака эксцентриситета, для чего используют специальный механизм, смещающий профилированную поверхность статора относительно ротора.

Рабочий объем ПН определяется шириной пластин, радиусом внутренней опорной поверхности статора, эксцентриситетом (для насоса однократного действия) или разностью полуосей внутренней эллиптической поверхности статора.

Давление нагнетания составляет 10...16 МПа. Объемный КПД зависит от ряда факторов и находится в пределах 0,75...0,98.

На практике $V_{0н} = 9...225 \text{ см}^3$, $p_{ном} = 14...16 \text{ МПа}$, $n_n = 600...3000 \text{ об/мин}$.

Рассмотренные ранее объемные насосы, кроме пластинчатого однократного действия, являются нерегулируемыми.

В качестве примера регулируемой ГМ рассмотрим АПН с наклонным диском (рис. 6.10, а).

ГМ, выполненные по схеме (насосы и гидромоторы), когда оси ведущего вала и блока цилиндров совпадают, широко применяют в объемных гидроприводах.

АПН являются насосами роторно-поршневого типа с аксиальным расположением поршней в цилиндрах, которые продольные оси цилиндров параллельны друг другу и оси вращения ротора. Рабочие камеры образованы рабочими поверхностями поршней и цилиндров.

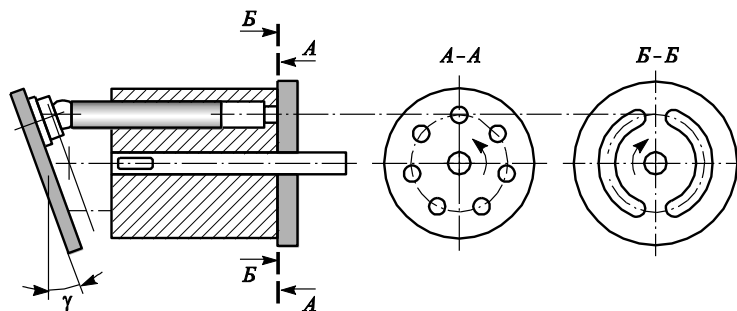


Рис. 6.10, а. Конструктивная схема аксиально-поршневого насоса с наклонным диском

В блоке (см. рис. 6.10) находятся z цилиндров, оси которых расположены на расстоянии R от оси вращения блока и параллельны ей (это послужило основанием для выбора названия АГМ).

В каждом цилиндре имеются поршни диаметром $d_{п}$, которые через гидростатическую пятую опираются на диск, наклоненный под углом γ к вертикальной плоскости. Этот диск выполняет роль кулачка, определяющего кинематику движения поршней, которые прижимаются к его плоской поверхности. При вращении блока цилиндров поршни перемещаются относительно блока, что приводит к изменению объема подпоршневого пространства в цилиндре, которое и является рабочей камерой. Когда поршень втягивается в камеру, ее объем уменьшается, и она через окно в блоке при вращении соединяется с выходной полостью, расположенной в неподвижном распределителе. При увеличении объема камера соединяется с входной полостью. Рабо-

чий объем такого насоса $V_{0н} = S_{п} 2Rz \operatorname{tg} \gamma$. Из приведенной формулы следует, что изменение угла γ наклона диска приводит к изменению хода поршня $h_{п} = 2Rz \operatorname{tg} \gamma$, а следовательно, и рабочего объема ГМ.

Параметр регулирования определяется как $e = \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg} \gamma_{\max}$, где γ и γ_{\max} – текущий и максимально возможный углы наклона диска. Обычно $18^{\circ} \leq \gamma_{\max} \leq 23^{\circ}$.

Более того, если диск отклоняется в другую сторону от вертикальной плоскости, то меняется направление движения жидкости – **реверсирование потока**. Бывшая ранее выходной полость становится входной, и наоборот, полость входа становится полостью выхода.

Коэффициент неравномерности подачи для насосов с нечетным числом поршней $\sigma_Q = 1,25/z_{п}^2$, а для насосов с четным числом поршней $\sigma_Q = 5/z_{п}^2$.

Насосы, у которых наклонный диск имеет неизменный угол наклона, называются **насосы с нерегулируемой подачей**. В **регулируемых насосах** подача м.б. изменена путем изменения рабочих ходов поршней, которые зависят от угла наклона диска.

При максимально допустимом угле наклона диска насос обеспечивает максимальную подачу, а при перпендикулярном его расположении относительно оси вращения вала, подача насоса становится равной нулю.

Более детально конструктивная схема АПН с наклонным блоком представлена на рис. 6.10, б. В данном насосе применен **гидравлический способ регулирования подачи**. С этой целью в конструкцию введен управляющий поршень **9**, который при подаче давления управления в канал **X** передает усилие на подпружиненную опору **10** и, смещая ее, меняет угол наклона диска **3**. Возможные утечки жидкости из рабочих цилиндров осуществляются через дренажный канал **L**.

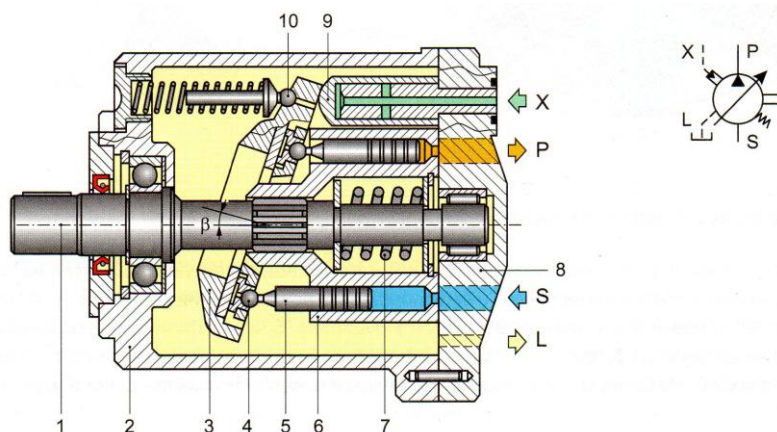


Рис. 6.10, б. Конструктивная схема аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком: 1 – приводной вал; 2 – корпус насоса; 3 – наклонный диск; 4 – шаровой шарнир; 5 – поршень; 6 – блок цилиндров (ротор); 7 – пружина; 8 – крышка; 9 – управляющий поршень; 10 – подпружиненная опора; S, P – каналы всасывания и нагнетания; β – угол наклона диска к оси вращения приводного вала.

На практике - $V_{0н} = 5...500 \text{ см}^3$, $p_{\text{ном}} = 16...32 \text{ МПа}$, $n_{н} = 100...3000 \text{ об/мин}$, $\eta_{\text{об. н}} = 0,92...0,95$.

АПН с наклонным блоком (рис. 6.11, а) отличаются от АПН с наклонным диском изломом осей при-

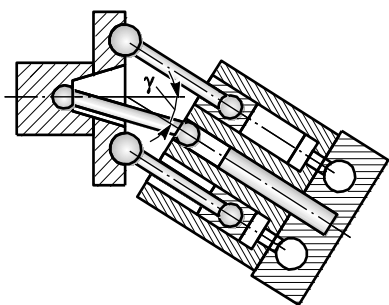


Рис. 6.11, а. Конструктивная схема аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком

водного вала и вращающегося блока цилиндров ($\gamma_{\max} = 30^\circ$), передача крутящего момента осуществляется шатунами, на сферических головках которых установлены поршни. Синхронное вращение блока цилиндров и поршней с валом обеспечивается с помощью кардана или шатунами поршней.

Кинематика поршня остается такой же, как в рассмотренной выше схеме. Регулируемый насос с наклонным блоком обладает повышенной чувствительностью при смещении органа регулирования. Под чувствительностью $\Delta\gamma$ понимают угловое смещение органа регулирования рабочего объема насоса от нулевого положения до достижения заданного давления нагнетания при близкой к нулевой подаче – в закрытую полость нагнетания.

На практике чувствительность $\Delta\gamma = 0,2...0,3^\circ$ при $p_{\text{ном}} = 16 \text{ МПа}$. У насоса с наклонным диском $\Delta\gamma = 2...3^\circ$.

Неравномерность подачи для насосов с нечетным числом поршней - $\sigma_Q = 1,25/z_{\text{п}}^2$, с четным числом поршней - $\sigma_Q = 5/z_{\text{п}}^2$.

Насосы с наклонным блоком цилиндров выпускаются в регулируемом и нерегулируемом исполнении. На рис. 6.11, б, изображен нерегулируемый АПН насос с наклонным блоком цилиндров.

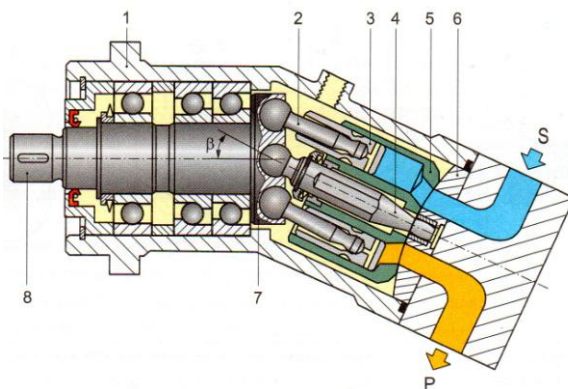


Рис. 6.11, б. Конструктивная схема аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком: 1 – корпус; 2 – толкатель; 3 – поршень; 4 – оправка (для центрирования блока цилиндров относительно распределительного диска; 5 – блок цилиндров; 6 – распределительный диск; 7 – диск; 8 – приводной вал; S, P – линии всасывания и нагнетания.

На практике $V_{0\text{н}} = 5...750 \text{ см}^3$, $p_{\text{ном}} = 35...40 \text{ МПа}$, $n_{\text{н}} = 400...5000 \text{ об/мин}$, $\eta_{\text{об.н}} = 0,95...0,98$.

Радиально-поршневые насосы имеют радиально расположенные рабочие камеры по отношению к оси ротора (рис. 6.12, а). Иногда поршни располагают в несколько рядов.

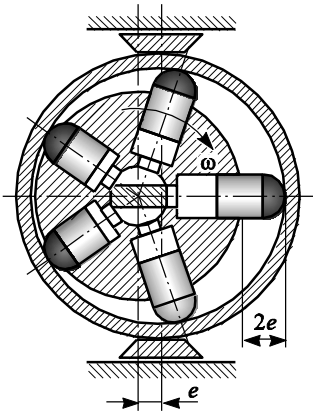


Рис. 6.12, а. Конструктивная схема радиально-поршневого регулируемого насоса

Для увеличения рабочего объема используют многократность действия, т. е. поршень за цикл одного оборота вала совершает несколько циклов всасывание–нагнетание. В этом случае опорная поверхность статорного кольца имеет специальный профиль.

Перемещая статорное кольцо по опорным ползкам горизонтально, и изменяя эксцентриситет e , можно регулировать рабочий объем насоса:

$$V_{0н} = h_{п} z_{п} i m_{п} \frac{\pi d_{п}^2}{4},$$

где $h_{п} = 2e$ – ход поршня; $z_{п}$ – число поршней насоса; i – кратность хода;

$m_{п}$ – число рядов поршней; $d_{п}$ – диаметр поршня.

Число поршней выбирают нечетным: $z_{п} = 5; 7; 9$.

Использование кратности ходов поршня за один оборот вала, увеличение числа рядов поршней позволяет получить машину с существенно большим рабочим объемом при незначительном увеличении габаритов.

Для насоса однократного действия - $h_{п} = 2e$, где e – эксцентриситет (как правило, $e \leq 0,6d_{п}$).

Коэффициент неравномерности подачи для насосов с нечетным числом поршней равен $1,25/z_{п}^2$, а с четным числом – $5/z^2$.

Отличительной особенностью радиально-поршневых насосов является расположение поршней в одной плоскости, перпендикулярной оси приводного вала. Движение поршней происходит в радиальном направлении.

На рис. 6.12, б, представлена конструктивная схема радиально-поршневого самовсасывающего насоса с клапанным распределением (имеется в виду распределение циклов всасывания и нагнетания жидкости).

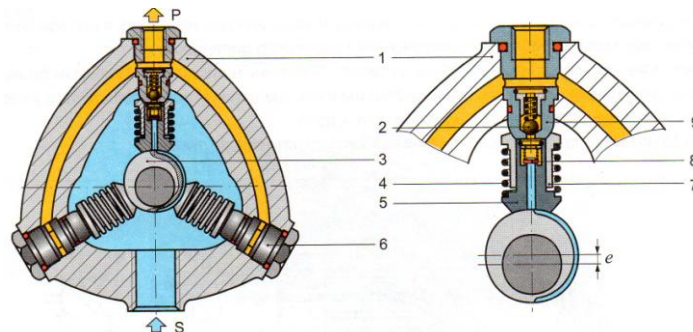


Рис. 6.12, б. Конструктивная схема радиально-поршневого насоса с клапанным распределением: 1 – корпус; 2 – нагнетательный клапан; 3 – приводной вал; 4 – прижимная пружина; 5 – поршень; 6 – три качающихся кулачка; 7 – втулка; 8 – всасывающий клапан; 9 – сферическая головка; S, P – линии всасывания и нагнетания.

На практике $V_{0н} = 0,63...250 \text{ см}^3$, $p_{ном} = 32...35 \text{ МПа}$, $n_{н} = 1\ 000...2\ 000 \text{ об/мин}$, $\eta_{об.н} = 0,70... 0,90$.

Мультипликатор – гидропреобразователь (рис. 6.13), предназначенный для преобразования энергии одного потока рабочей жидкости ($p_1; Q_1$) в энергию другого потока с изменением параметров потока ($p_2; Q_2$).

Для мультипликатора вытеснительного (поршневого) типа уравнение равенства сил системы поршень D – поршень d имеет вид - $p_1\pi D^2/4 = p_2\pi d^2/4$.

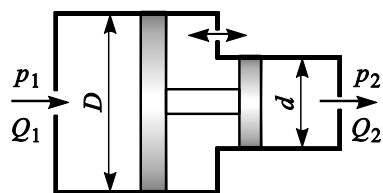


Рис. 6.13. Конструктивная схема гидропреобразователя

Уравнение расхода для этой системы можно получить, исходя из условия равенства скоростей перемещения поршней: $Q_2 = Q_1(d^2/D^2)$. Мультипликатор применяют для получения очень высокого давления (до 1 000 МПа).

Гидровытеснитель (ОГМ) предназначен для преобразования механической энергии одного потока рабочей жидкости в механическую энергию другого потока без изменения величины давления вследствие равенства площадей

сторон воздействия потоков, т. е. $D = d$ (см. рис. 6.13).

Аналогичные схемы машин применяют для разделения двух видов рабочих сред (жидкости и газа).

Для гидроприводов транспортных и мобильных машин наиболее часто используют аксиально-поршневые, роторно-пластинчатые и шестеренные насосы.

При тяжелом и весьма тяжелом режимах работы наиболее высокими параметрами и надежностью обладают АПН, имеющие низкую инерционность и хорошие массогабаритные показатели.

Роторно-пластинчатые насосы применяют для легких и реже средних режимов работы.

Шестеренные насосы в силу технологичной конструкции имеют низкую стоимость и хорошую всасывающую способность даже при установке выше уровня бака (до 0,5 м). Шестеренные насосы применяют при легких и средних режимах работы.