**Лекция 2.**

**Объемные насосы. Параметры объемных насосов. Конструкция и принцип действия. Мощность насоса. Поршневые насосы. Роторные насосы. Роторно-поршневые насосы. Подача роторно-поршневых насосов. КПД роторно-поршневых насосов.**

В объемном насосе перемещение жидкости осуществляется от­дельными порциями путем вытеснения ее из рабочих камер вытес­нителями. Под вытеснителем понимают рабочий орган насоса, не­посредственно совершающий работу вытеснения. Вытеснителями могут быть поршни, плунжеры, зубья шестерен, пластины, выступы винтов и т. д.

По характеру процесса вытеснения жидкости из рабочих камер объемные насосы делятся на возвратно-поступательные (поршне­вые) и роторные (вращательные).

*В возвратно-поступательном насосе* жидкость вытесняется из неподвижных рабочих камер в результате возврат­но-поступательного движения вытеснителей (поршней, плунжеров, диафрагм).

*Роторные насосы* по характеру рабочего процесса могут быть разделены на две группы: роторно-вращательные и роторно-посту нательные.

В роторно-вращательном насосе жидкость вытесняется из пе­ремещаемых рабочих камер, объем которых изменяется в резуль­тате вращательного движения вытеснителей (шестерен, винтов).

В роторно-поступательном (роторно-поршневом) насосе враще­ние ротора сочетается с возвратно-поступательным движением пор­шней, размещенных в цилиндрах ротора. Жидкость из рабочих камер (цилиндров) вытесняется поршнями, которые, вращаясь вме­сте с ротором, совершают возвратно-поступательное движение от­носительно ротора.

Таким образом, объемные насосы могут быть возвратно-посту­пательного, вращательного и комбинированного действия.

К общим свойствам объемных насосов, которые обусловлены их принципом действия, относятся следующие:

1) цикличность рабочего процесса и связанные с ней порцион-ность и неравномерность подачи;

2) самовсасывание насоса, т. е. способность объемного насоса создавать такой вакуум во всасывающем трубопроводе, заполнен­ном воздухом или парами, который будет достаточным для подъема жидкости до уровня расположения насоса;

3) независимость давления, создаваемого объемным насосом, от скорости движения вытеснителя (рабочего органа) насоса;

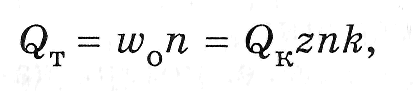
4) малая зависимость подачи насоса от развиваемого им давле­ния (жесткость характеристики);

5) герметичность рабочих камер насоса, т. е. постоянное отделе­ние напорного патрубка от всасывающего.

**ПАРАМЕТРЫ ОБЪЕМНЫХ НАСОСОВ**

**Подача.** Различают теоретическую QT и действительную QД по­дачу объемных насосов.

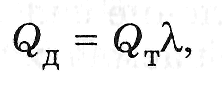
*Теоретической подачей* объемного насоса называют подачу не­сжимаемой жидкости при отсутствии каких-либо утечек из рабо­чей камеры. Осредненная по времени теоретическая подача (м3/с) выражается через рабочий объем насоса и частоту его рабочих циклов:



где ω0— рабочий объем насоса, м3; *п* — частота рабочих циклов (частота вращения вала), с-1; QK — идеальная подача из каждой рабочей камеры за один цикл, м3/цикл; *z* — число рабочих камер в насосе; *k* — кратность действия насоса, т. е. число подач из каждой камеры за один цикл.

Действительная подача объемного насоса — это количество жид­кости, поступающее в напорный патрубок реального насоса при перекачке реальной жидкости.

Действительная подача (м3/с) меньше теоретической вследствие неполного заполнения объема рабочей камеры реальной жидко­стью в процессе всасывания и утечек жидкости при ходе нагнета­ния, которая определяется из выражения



где λ- коэффициент подачи.

Когда сжатие жидкости пренебрежимо мало, коэффициент пода­чи равен объемному КПД насоса.

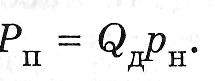
**Напор насоса.** Поскольку приращение энергии в объемном на­сосе происходит за счет статического напора, то давление, создаваемое объемным насосом, рн (Па) можно представить как разность избыточных давлений (давления на выходе из насоса р2 и давле­ния на входе в него *р1):*

*рн=р2-р1*

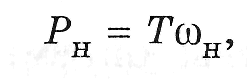
поэтому напор объемного насоса определяется из выражения:

*H=pнρg.*

**Мощность насоса.** Полезная мощность, развиваемая объемным насосом, выразится так:

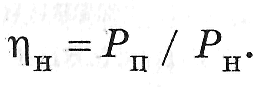


Мощность (Вт), потребляемая насосом с вращательным приво­дом, находится по формуле



где *Т* — момент на валу насоса, Н • м; ωн — угловая скорость вала насоса, рад/с.

КПД насоса есть отношение полезной мощности к мощности, потребляемой "насосом:

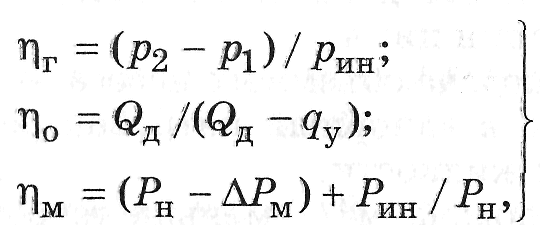


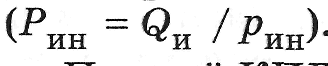
Для объемных насосов, как и для динамических, различают гид­равлический ηг, объемный ηо и механический ηм КПД, учитываю­щие три вида потерь энергии:

гидравлические потери, т. е. потери напора (давления) на пре­одоление гидравлических сопротивлений;

объемные потери от перетекания жидкости через зазоры;

механические потери механической энергии на преодоление сил трения в механизме насоса:



где рин — индикаторное давление, создаваемое в рабочей камере насоса и соответствующее теоретическому напору в лопастном на­сосе; *qу* — величина утечек жидкости из полости нагнетания; ∆РМ — потери мощности на преодоление сил трения в насосе; Рин — ин­дикаторная мощность, сообщаемая жидкости в рабочей камере: 

Полный КПД объемного насоса равен произведению трех част­ных КПД — гидравлического, объемного и механического:

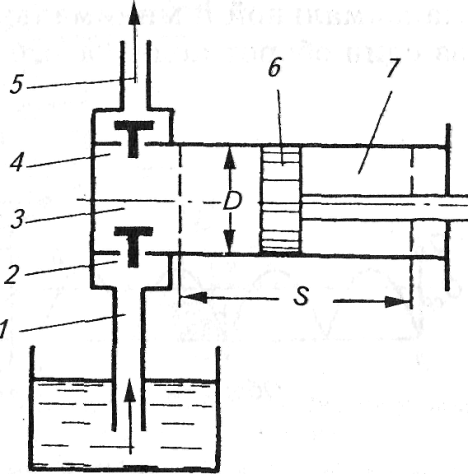


**ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ**

Поршневые насосы принадлежат к объемным, у которых вытес­нителями являются поршни, совершающие возвратно-поступатель­ное движение в цилиндрах.

Поршневые насосы классифицируются по числу поршней (ци­линдров), по числу циклов нагнетания и всасывания за один двой­ной ход поршня, по характеру движения приводного звена насоса.

Схема одноцилиндрового поршневого насоса одностороннего дей­ствия показана на рис. 3.1. Насос состоит из цилиндра 7, в кото­ром размещен поршень *6* со штоком; клапанной коробки 3, в которой установлены всасывающий *2* и нагнетательный *4* кла­паны. К клапанной коробке присоединены всасывающий *1* и на­гнетательный 5 патрубки.



**Рис. 3.1.**

Поршень *6 с* помощью привода (например, КШМ) может пере­мещаться в цилиндре на величину S, называемую длиной хода. Крайние положения поршня носят названия внешней и внутрен­ней мертвых точек.

При движении поршня от внешней точки к внутренней объем рабочей камеры цилиндра увеличится от *V0* = 0 до *V0* = πR2S, где *к = D/2,* и через всасывающий клапан *2* в нее будет поступать жидкость под действием перепада давлений (ра - рвс = Ар) между атмосферным над поверхностью жидкости в резервуаре ра и абсо­лютным давлением в рабочей камере рвс. Этот процесс называется *процессом всасывания.*

При обратном движении поршень будет вытеснять жидкость из рабочей камеры через нагнетательный клапан *4.* При этом вса­сывающий клапан *2* закрыт. Этот процесс называется *процессом нагнетания.*

Величина напора (давления), создаваемого поршневым насосом, зависит от сопротивления в напорном трубопроводе и определяет­ся подводимой мощностью и механической прочностью деталей насоса. Теоретическая подача (м3/с) одноцилиндрового поршне­вого насоса одностороннего дей­ствия определяется из выражения

*QT= FSkn.*

где *F* — площадь поршня (цилин­дра), м2; S — ход поршня, м; *k* — кратность насоса; *п* — частота двойных ходов поршня (оборотов КШМ), с-1.

Для насоса одностороннего дей­ствия *k =* 1, поэтому выражение (1.52) примет вид

*QT= FSn*

**РОТОРНЫЕ НАСОСЫ**

К роторным относятся насосы с вращательным или враща-тельно-поступательным движением рабочих органов-вытесните­лей. Жидкость в этих насосах вытесняется в результате враща­тельного или вращательного и одновременно возвратно-поступа­тельного движения вытеснителей относительно ротора. Особенно­стью рабочего процесса таких насосов является и то, что при вра­щении ротора рабочие камеры переносятся из области всасывания в область нагнетания и обратно. Заполнение, опорожнение и пере­нос рабочих камер, заполненных жидкостью, происходит без учас­тия всасывающих и нагнетательных клапанов.

Отсутствие всасывающих и нагнетательных клапанов в ротор­ных насосах является основной конструктивной особенностью, ко­торая отличает их от поршневых насосов.

Рабочий процесс роторного насоса включает три этапа: запол­нение рабочих камер жидкостью в зоне всасывания; замыкание (изоляция) рабочих камер, заполненных жидкостью и их перенос; вытеснение жидкости из рабочих камер в зоне нагнетания.

Основными свойствами роторных насосов, вытекающими из спе­цифики их рабочего процесса и отличающими их от поршневых насосов, являются следующие:

1) обратимость, т. е. способность роторных насосов работать в качестве гидродвигателей (гидромоторов);

2) реверсивность — способность менять вход и выход насоса в зависимости от направления вращения;

3) большая быстроходность: при этом максимально допусти­мые значения частоты вращения для роторных насосов составля­ют 33...83 с -1;

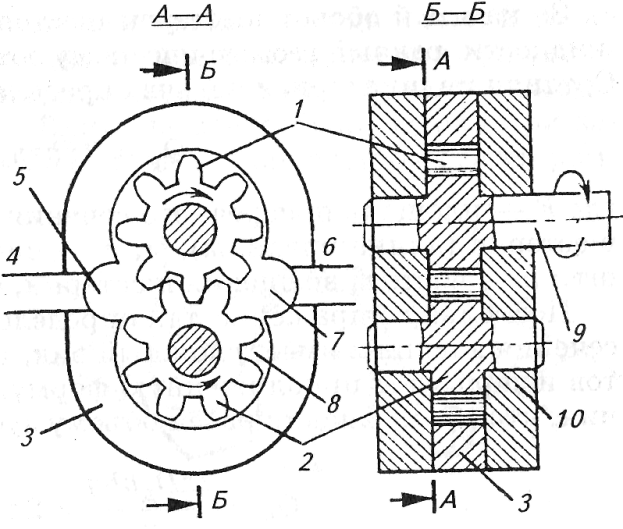
4) способность работать только на чистых (отфильтрованных) неагрессивных и смазывающих жидкостях;

5) малые удельная масса и объем, приходящиеся на единицу мощности, высокий КПД, большая надежность;

6) простота регулирования и реверсирования подачи.

По характеру движения вытеснителей роторные насосы делят­ся на роторно-вращательные и роторно-поступательные. Роторно-вращательные, в свою очередь, по форме вытеснителей делятся на *зубчатые* и *винтовые*. У зубчатых жидкость вытесняется из камер зубьями и перемеща­ется в плоскости их вращения (*шестеренные* насосы), а у винтовых — выступами винтов и перемещается вдоль оси вращения винтов. Роторно-поступательные насосы по форме вы­теснителей делятся на *шиберные* (*пластинчатые*) и *роторно-поршневые.*

Среди роторно-вращательных насосов наибольшее распростра­нение получили шестеренные насосы, благодаря простоте своей кон­струкции и малым габаритным размерам. Шестеренный насос (рис. 3.2) состоит из пары шестерен *1 и 2,* находящихся в зацеп­лении друг с другом. Шестерни с небольшими радиальными и осе­выми зазорами, установленными в корпусе 3, который имеет вход­ной *4* и напорный *6* каналы. Шестерни и корпус в районе патруб­ков образуют входную 5 и напорную *7* полости, а межзубцовые впадины шестерен и корпус — рабочие камеры *8* насоса.



**Рис. 3.2.** Шестеренный насос

Одна из шестерен, называемая ведущей, установлена на привод­ном валу 0, имеющем выход из корпуса. Валы шестерен вращают­ся в подшипниках скольжения *10,* которые одновременно являют­ся торцевыми подвиж­ными уплотнениями шестерен.

При вращении ше­стерен во входной по­лости 5 зубья одной шестерни выходят из впадин второй, что при­водит к увеличению объема входной поло­сти, созданию в ней пониженного давле­ния, засасыванию жид­кости в полость и за­полнению жидкостью межзубцовых впадин (рабочих камер).

Жидкость, запол­нившая межзубцовые впадины обеих шестерен, переносится в напорную полость 7. В этой полости зубья шестерен входят в межзубцовые впадины, умень­шая их объем и вытесняя из них жидкость, в результате чего давление в напорной полости повышается. Жидкость к насосу подводится по каналу *4* и отводится от насоса по каналу *6.*

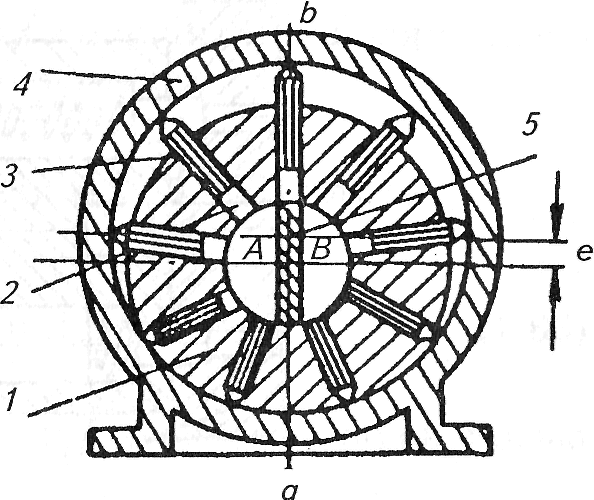
Теоретически шестеренный насос позволяет получать любой на­пор, ограничиваемый механической прочностью деталей и мощнос­тью приводного двигателя. В реальных условиях напор насоса ог­раничивается давлением зубьев друг на друга. При больших давле­ниях жидкость выжимается с места контакта зубьев и между их поверхностями возникает сухое трение, что приводит к резкому воз­растанию механических потерь и быстрому изнашиванию зубьев.

На величину напора, развиваемого шестеренным насосом, за­метное влияние оказывает вязкость перекачиваемой жидкости. Чем выше вязкость жидкости, тем большее давление она выдерживает в месте контакта зубьев. По этой причине при перекачке воды шестеренными насосами напор ограничивается 25. ..30 м.

**РОТОРНО-ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ**

Роторно-поршневые насосы по расположению поршней относи­тельно продольной оси ротора делятся на радиально-поршневые, когда поршни расположены перпендикулярно продольной оси ро­тора, и аксиально-поршневые, когда поршни расположены парал­лельно продольной оси ротора.

Схема устройства радиально-поршневого насоса показана на рис. 3.3. Насос состоит из цилиндрического корпуса *4,* ротора, поршней, подводящих и отводящих патрубков.



**Рис. 3.3.**

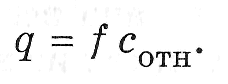
Ротор *1,* установленный в корпусе *4* эксцентрично, имеет радиально расположенные отверстия *2,* выполняющие роль цилиндров. В отверстиях установлены поршни 3, которые своими наружными концами опираются на внутреннюю поверхность корпуса под дей­ствием установленных в цилиндрах пружин. Ротор имеет осевую расточку, внутри которой поставлена перегородка 5. Перегородка делит расточку на две полости — *А* и *В,* которые заканчиваются подводящим и отводящим штуцерами.

При вращении ротора по часовой стрелке поршни, бегущие по дуге *ab,* из-за наличия эксцентриситета выдвигаются из цилиндров *2,* и в результате этого в них возникает разрежение, происходит их заполнение жидкостью из полости А. Таким образом, при движе­нии поршней по дуге *аb* происхо­дит процесс всасывания.

Поршни, движущиеся по дуге *bа,* смещаются в цилиндрах к центру. В результате этого поршни вытес­няют жидкость из цилиндров в по­лость *В.* Происходит процесс на­гнетания.

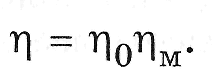
При вращении ротора в точках *а* и *b* поршни переходят мертвые точки, т. е. переходят из области всасывания в область нагнетания и наоборот. Радиально-поршневой насос обладает реверсивностью.

**Подача роторно-поршневых насосов.** Мгновенная подача *q* од­ним поршнем насоса определяется как произведение площади по­перечного сечения цилиндра *f* на относительную скорость сотн в нем:



Неравномерность подачи (пульсация потока) у роторно-порш-невых насосов меньше, чем у поршневых, и зависит от частоты вращения ротора и числа цилиндров. При нечетном числе цилинд­ров неравномерность подачи меньше, чем при четном числе.

**КПД роторно-поршневых насосов.** Из-за отсутствия клапанов и небольшого хода поршней в цилиндрах гидравлические потери в этих насосах незначительны и практически гидравлический КПД равен единице. Следовательно, полный КПД роторно-поршневых насосов определяется величиной объемного и механического КПД:



Однако объемные потери в насосах такого типа большие, по­скольку при малых геометрических размерах цилиндров даже не­значительные зазоры имеют большие относительные величины, поэтому объемный КПД роторно-поршневых насосов составляет 0, 6. ..0, 95.

На величину объемного КПД влияют следующие факторы.

1) давление нагнетания: с повышением давления нагнетания объемный КПД снижается;

2) величина эксцентриситета (наклона ротора или диска): с уменьшением эксцентриситета (наклона ротора или шайбы) объемный КПД уменьшается, поскольку объемные утечки посто­янны, а подача уменьшается;

3) вязкость перекачиваемой жидкости: чем выше вязкость жид­кости, тем меньше объемные потери.

Механический КПД роторно-поршневых насосов зависит глав­ным образом от величины сил трения между движущимися по­верхностями деталей насоса.

На величину механического КПД влияют следующие причины:

1) подача насоса: чем меньше подача, тем больше удельная часть механических потерь;

2) напор, развиваемый насосом: при больших напорах возраста­ет силовое взаимодействие между трущимися поверхностями дета­лей насосов, что затрудняет обеспечение жидкостного трения меж­ду ними; при нарушении жидкостного трения (переход к полужид­костному) силы трения заметно возрастают за счет увеличения коэффициента трения.