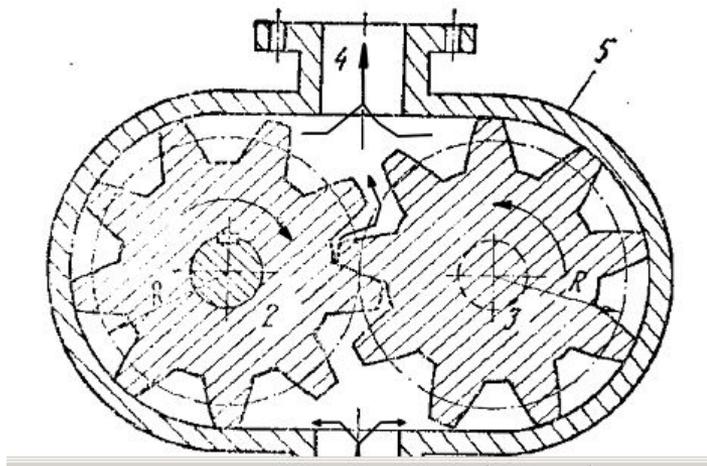
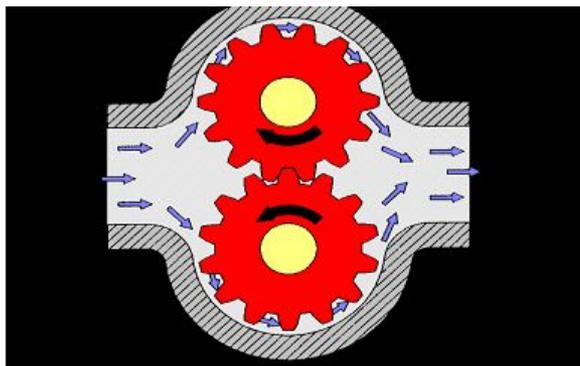


Шестеренные насосы



ШЕСТЕРЕННЫЕ НАСОСЫ.

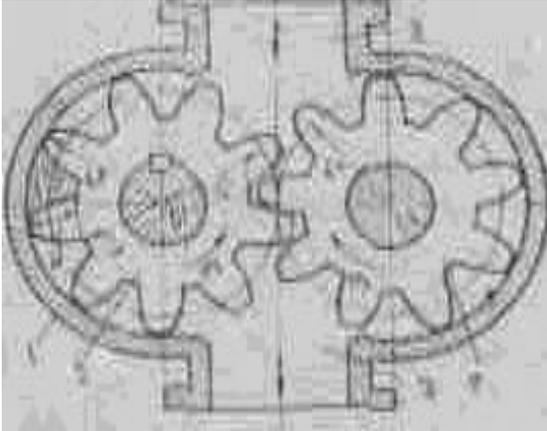


Схема устройства, принцип действия и основы теории.

Шестеренные насосы являются роторно-вращательными объемными насосами. рабочие органы которых выполнены в виде шестерен, находящихся в зацеплении.

Насос состоит из двух шестерен, расположенных в корпусе 1. Ведущая шестерня 2, жестко сидящая на валу, вращает ведомую шестерню 3 путем зубчатого зацепления. Корпус с крышкой охватывает обе шестерни по окружности и с торцов с очень малыми радиальными и торцевыми зазорами. Ограниченные корпусом впадины между зубьев шестерен образуют замкнутые рабочие камеры-объемы q .

Работа насоса.

Перемещение жидкости осуществляется вращающимися шестернями. При этом в насосе одновременно происходят три процесса: всасывание, перенос жидкости и нагнетание.

Всасывание происходит в полости А, где зубья шестерен выходят из зацепления: зубья одной шестерни выходят из впадин между зубьями другой шестерни. Вследствие этого объем впадин увеличивается.

В них создается разрежение, давление в полости А на входе в насос P_n становится меньше давления в подводящем трубопроводе Р. Под воздействием возникшей разницы давлений на всасывании перекачиваемая жидкость поступает в насос и заполняет все впадины между зубьями шестерен, сообщающихся в данный момент с полостью всасывания А.

Перенос жидкости из полости всасывания А в полость нагнетания В начинается в момент времени, когда шестерни при своем дальнейшем вращении обеспечивают геометрическое замыкание рабочей камеры – впадины между зубьями. При этом жидкость заполнившая замкнутый объем впадины q , переносится шестернями по окружности в направлении их вращения.

Нагнетание происходит в полости В где зубья шестерен входят в зацепление: зубья одной шестерни, как поршни, входят во впадины между зубьями другой шестерни, уменьшая их объем и вытесняя из них жидкость

Вследствие этого давление в полости В и на выходе из насоса P_k возрастает и становится больше давления в отводящем трубопроводе системы P_c . Под воздействием возникшей разницы давлений на нагнетании $\Delta P_{нг} = P_k - P_c$ перекачиваемая жидкая среда подается из насоса в систему.

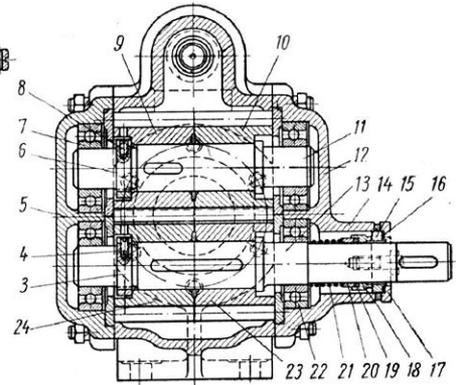
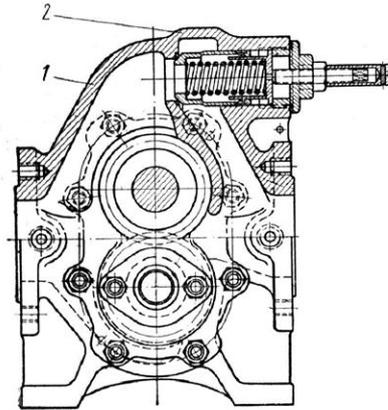
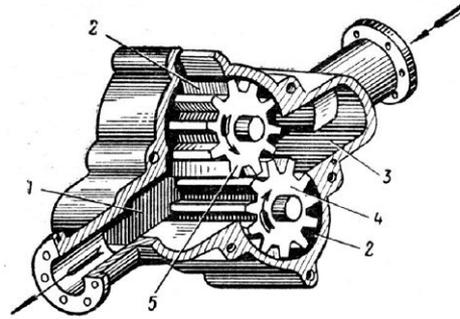
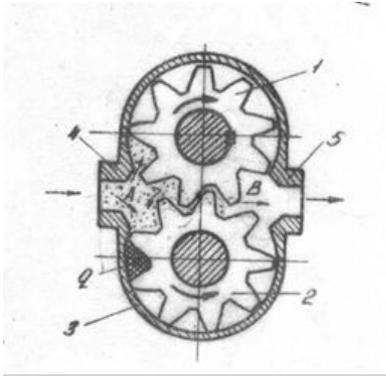
На осуществление процессов всасывания, переноса жидкости и нагнетания насос потребляет от двигателя определенную мощность (энергию), обеспечивая при нормальной работе требуемые значения подачи Q и давления P.

Так как $P_k \gg P_n$, то нормальная работа шестеренного насоса возможна при наличии непрерывного герметичного отделения полости нагнетания В от полости всасывания А.

Нормальная работа насоса нарушается в случае возникновения значительных утечек жидкости из полости В обратно в полость А через неплотности в районе зацепления шестерен..

Уплотнение между корпусом и шестернями достигается соблюдением требуемой (формулярной) величины торцевых и радиальных зазоров, которые в любом случае не должны превышать 0,3 мм. Уплотнение в районе зацепления шестерни достигается благодаря непрерывному соприкосновению (контакту) зубьев друг с другом и соблюдения условия, когда до выхода из зацепления одной пары зубьев в зацепление вступает вторая пара.

Описанные выше процессы всасывания и нагнетания позволяют рассматривать впадины между зубьями шестерен, как своеобразные цилиндры поршневого насоса, в которых зубья, как своеобразные поршни, совершают возвратно-поступательное движение, перемещая жидкость. Таким образом, шестеренные насосы по принципу действия являются объемными и снабжаются предохранительными клапанами.



Насос ПЗ-30^И.

ОСНОВЫ ТЕОРИИ ШН

ДАВЛЕНИЕ:

$$P = P_K - P_H \text{ (Па)}$$

НАПОР:

$$H = \frac{P}{\rho \cdot g} \text{ м}$$

ПОДАЧА:

-ИДЕАЛЬНАЯ:

$$Q_{и} = \pi(r_2^2 - r_1^2)bn \text{ (м}^3\text{/с)}$$

где: $Q_{и}$ – идеальная подача;

r_2^2 – радиус выступа зубьев шестерен (м);

r_1^2 – радиус впадин зубьев шестерен (м);

b – ширина шестерни (м);

n – частота вращения (с^{-1}).

-фактическая

$$Q = V / \tau$$

где: V – объем жидкости, поданной насосом в мерный бак, м^3 ;

τ время, которое потребовалось насосу для подачи жидкости в количестве $V \text{ м}^3/\text{с}$, (с)

Разность между идеальной подачей и подачей называют утечками жидкости (объемными потерями)

$$\Delta Q = Q_{\text{и}} - Q \text{ м}^3/\text{с}$$

Величину утечек учитывают безразмерной величиной - коэффициентом подачи, которым называют отношение подачи насоса к его идеальной подаче

$$\lambda = Q / Q_{\text{и}}$$

Отсюда получим $Q = \lambda Q_{\text{и}}$.

Утечки части объема перекачиваемой жидкости из полости нагнетания обратно в полость всасывания через неплотности (зазоры) происходят вследствие значительной разницы давлений на выходе и входе насоса $\Delta P = P_k - P_n$ ($P_k \gg P_n$), возникающей при его работе.

В шестеренных насосах наиболее значительные утечки жидкости происходят через радиальные и торцевые зазоры между корпусом и шестернями, а также через предохранительный клапан.

Условия надежного всасывания

Условия всасывания перекачиваемой жидкости оказывает существенное влияние на работу шестеренных насосов. Для нормальной работы ШН необходимо, чтобы впадины между зубьями вращающихся шестерен за время нахождения их в полости всасывания А полностью заполнились жидкостью. Неполное заполнение впадин жидкостью приводит к уменьшению подачи, давления, КПД насоса, а также к эмульсированию, вспениванию жидкости. Кроме того, неполное заполнение впадин жидкостью приводит к гидравлическим ударам, когда незаполненная впадина сообщается с полостью нагнетания, из которой во впадину устремляется

обратный поток жидкости. Вследствие этого на шестерни и подшипники насоса будут действовать пульсирующие нагрузки, которые вызовут шум, вибрацию насоса и могут привести к его поломке.

Конструктивно надежность всасывания обеспечивается рациональным выполнением зацепления шестерен и самой полости всасывания, где жидкость заполняет межзубцовые впадины.

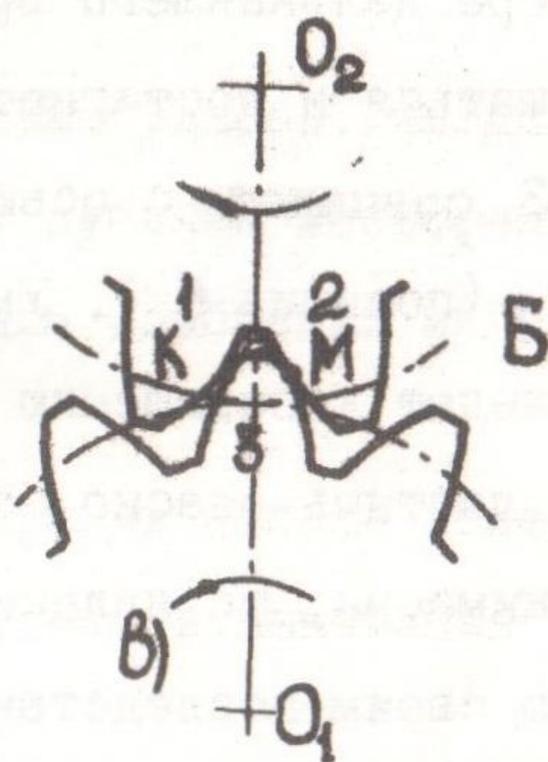
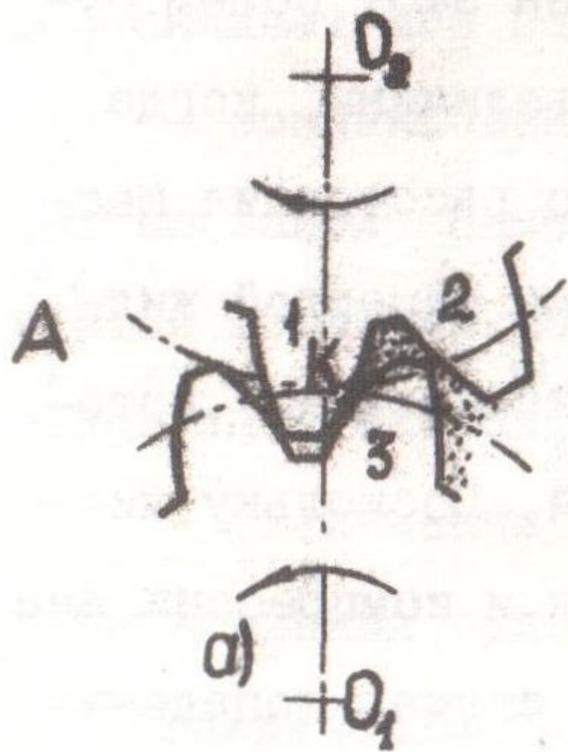
В процессе эксплуатации всасывающая способность шестеренного насоса может ухудшиться. Наиболее вероятными причинами ухудшения всасывающей способности насоса являются:

- Износ деталей, увеличение зазоров, что приводит к потере способности насоса создавать нужное разрежение на всасывании;
- Нарушение уплотнения (герметичности) подводящего трубопровода и полости всасывания насоса, что приводит к подосу воздуха, эмульсированию жидкости и, как следствие, к неполному заполнению впадин

- Снижение температуры жидкости, что приводит к увеличению ее вязкости и затрудняет заполнение впадин;
- возрастанию гидравлических сопротивлений подводящего трубопровода, например, из-за неполного открытия клапанов или засорения фильтров. Возрастание сопротивлений может привести к снижению давления на входе насоса p_n (увеличение вакуума) до и ниже давления насыщения паров жидкости при данной температуре и вызвать паро- и газовыделение всасываемой жидкости.
- Увеличение частоты вращения шестерен, что приводит к возрастанию центробежных сил, стремящихся «выбросить» жидкость из впадин. Кроме того, с увеличением частоты вращения шестерен жидкость просто не будет успевать полностью заполнять впадины за время нахождения их в полости всасывания А.

Запирание жидкости во впадинах между зубьями шестерен

Запиранием жидкости называют явление, когда часть объема перекачиваемой жидкости в некоторый момент времени оказывается герметично запертой (защемленной) зубьями одной шестерни во впадинах другой и, таким образом, изолированной как от полости нагнетания, так и от полости всасывания насоса.



Запирание жидкости происходит во впадинах между зубьями шестерен, а также в случае, когда в зацепление одновременно вступают две или более пар зубьев. Явление запирания сопровождается резким и значительным повышением давления (**компрессией**) защемленной жидкости с последующим его снижением вплоть до глубокого разрежения (**декомпрессией**). Сущность этого явления показана на рисунке..., где изображены три последовательных положения зубьев 1, 2, и 3 при вращении ведущей и ведомой шестерен насоса. В положении **а** жидкость, находящаяся во впадинах между зубьями 1 и 2, еще сообщается с полостью нагнетания насоса В и в то же время изолирована от полости всасывания А линией контакта зацепления, обозначенной точкой **к**. При дальнейшем вращении шестерен зубья 2 и 3 вступают в соприкосновение своими неработающими профилями, образуя новую линию контакта, обозначенную буквой **м**. Таким образом, некоторый объем несжимаемой жидкости оказывается запертым (**защемленным**) во впадине между зубьями шестерен. По мере дальнейшего вращении шестерен этот объем будет уменьшаться и достигнет минимальной величины, когда ось зуба 3 совпадет с осью межцентрового расстояния шестерен $O_1 O_2$ (позиция **в**).

Уменьшение объема запертой жидкости приведет к повышению ее давления (компрессии), которое может достичь опасно больших значений. Поскольку жидкость несжимаема, то явление ее запираения и компрессия аналогично по своим последствиям аварийному случаю попадания металлического предмета в зубчатое зацепление.

При дальнейшем вращении шестерен запертый объем начнет увеличиваться, что приведет к другому нежелательному процессу – падению давления (декомпрессия) жидкости до значения P_p и ниже. При этом из жидкости будут выделяться пары и растворенный в ней воздух, что приведет к вспениванию жидкости, ее эмульсированию – образованию механической смеси жидкости и мелких пузырьков паровоздушной смеси.

При выходе из зацепления зубьев 1 и 3 образовавшаяся паровоздушная смесь, эмульсированная жидкость попадет в полость всасывания А, а затем будет переноситься в полость нагнетания Б насоса

Запирание жидкости во впадинах между зубьями шестерен приводит к следующим отрицательным последствиям:

- возникновению значительных пульсирующих нагрузок на подшипники и зубья шестерен, что ведет к их преждевременному износу, поломке, к увеличению механического трения в подшипниках и зубчатом зацеплении;
- снижению всасывающей способности насоса вследствие вспенивания, эмульсирования жидкости и неполного заполнения жидкостью впадин, что нарушает нормальную работу насоса, снижает его подачу и КПД;
- возникновению гидравлических ударов, когда в неполностью заполненные впадины между зубьями шестерен устремляется обратный поток жидкости при сообщении их с полостью нагнетания насоса;
- увеличение шумности и вибрации насоса вследствие возникающих пульсирующих нагрузок, вспенивание жидкости и гидравлических ударов.

Способы устранения

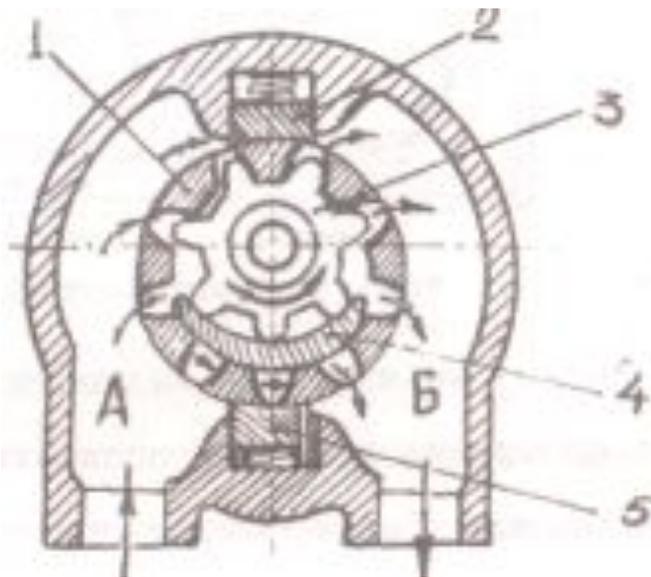
Устранение явления запираания жидкости во впадинах между зубьями шестерен достигается конструктивными и эксплуатационными мерами.

К конструктивным мерам относятся:

- выполнение шестерен косозубыми или шевронными у которых явление запираия жидкости отсутствует;
- применение специальных разгрузочных отверстий которые постоянно сообщают запертый объем с полостями всасывания или нагнетания насоса, и защемления жидкости не происходит;
- в насосах ответственного назначения с малой и средней подачей с прямозубыми шестернями применяют разгрузочные перепускные каналы. Эти каналы выполняют в самих шестернях или делают в крышках насоса в районе зубчатого зацепления. При уменьшении запертого объема жидкость через такой канал перепускается в полость нагнетания насоса, а при увеличении - подсасывается из полости всасывания.

К эксплуатационным мерам устранения явления запираания жидкости во впадинах между зубьями шестерен относятся мероприятия, приводимые в период плановых осмотров и ремонтов насоса. Эти меры главным образом сводятся к регулировке величины межцентрового расстояния O_1O_2 и торцевых зазоров между шестернями и корпусом насоса. Регулировку производят согласно инструкции по эксплуатации или ремонту насоса и в соответствии с данными его формуляра. При достаточно больших (в допустимых формуляром пределах) торцевых зазорах и межцентровых расстояниях защемление жидкости не происходит.

В первом случае это объясняется наличием сообщения занимаемого объема жидкости через торцевой зазор с полостями всасывания и нагнетания насоса, во втором – устранения контакта зубьев шестерен в точке **М**, что приводит к невозможности запираания жидкости во впадинах между зубьями шестерен.



ШН с внутренним зацеплением:

1 – наружная шестерня (ведущая);

2,4,5 – уплотняющие детали;

3 – внутренняя шестерня (ведомая);

А – полость всасывания; Б – полость нагнетания.

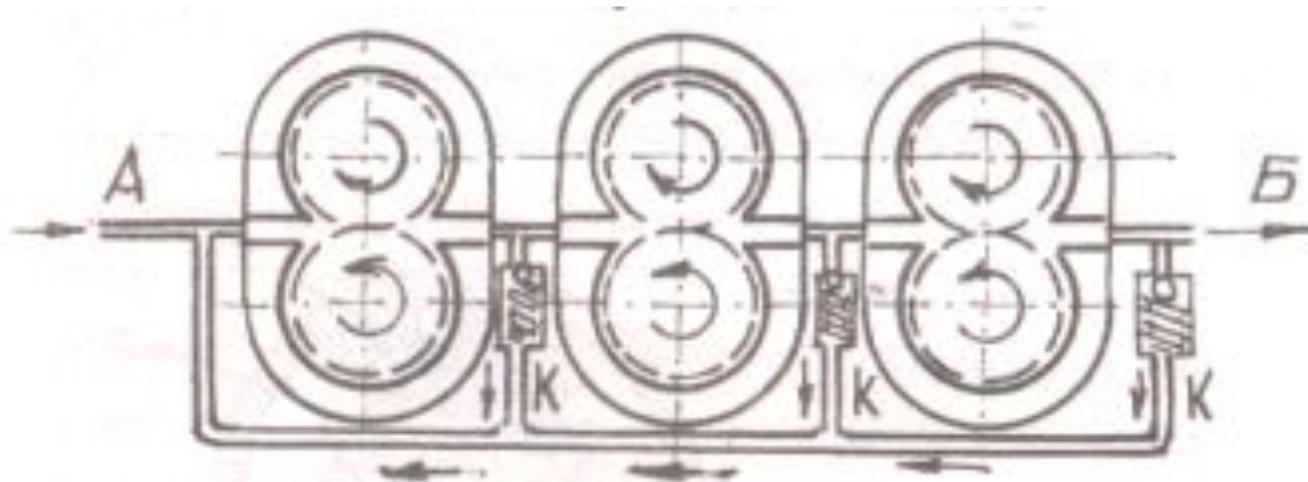


Схема трехступенчатого шестеренного насоса

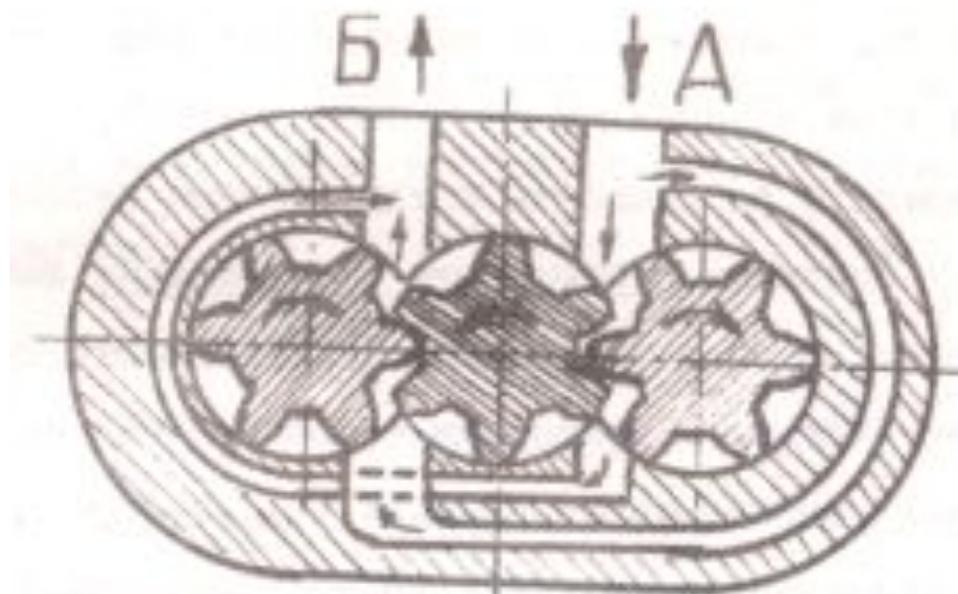


Схема трехшестеренного насоса

ВИДЫ И ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Шестеренные насосы различных видов классифицируют по следующим признакам:

- виду зацепления – с внешним и внутренним зацеплением шестерен;
- типу зуба шестерен – прямозубые, косозубые и шевронные;
- числу ступеней давления – одноступенчатые и многоступенчатые;
- числу параллельных потоков – однопоточные и многопоточные.

ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ШЕСТЕРЕННЫХ НАСОСОВ

Пуск и работа насоса должна осуществляться с открытыми клапанами на подводящем и отводящем трубопроводах во избежание нарушения процесса всасывания или поломки насоса, разрыва трубопровода в случае неисправности предохранительного клапана. Предохранительный клапан должен быть всегда исправен и отрегулирован строго на то давление полного перепуска, которое

указано в формуляре насоса. При проведении осмотров и ремонтов насоса необходимо особо тщательно проверять отсутствие одностороннего износа подшипников, возникающего вследствие наличия радиальных сил, контролировать и регулировать величину межцентрового расстояния O_1O_2 , радиальных и торцевых зазоров с целью предупреждения явления заклинивания жидкости во впадинах между зубьями шестерен. Необходимо постоянно следить за чистотой перекачиваемой жидкости, емкостей, трубопроводов, за исправностью работы фильтров и помнить, что попадание твердых предметов (шайб, обломок прокладок и т.п.) в зубчатое зацепление насоса ведет к его аварии. Наличие механических примесей в перекачиваемой жидкости ведет к быстрому износу зубьев шестерен, увеличению торцевых и радиальных зазоров между шестернями и корпусом насоса. Так, при величине зазоров $\delta = 0,025 - 0,05$ мм шестеренный насос способен к сухому всасыванию. При $\delta = 0,3$ мм утечки жидкости из полости нагнетания обратно в полость всасывания через зазоры становится почти равным всей подаче насоса, т.е его нормальная работа прекращается.

Насосный агрегат шестеренного насоса Ш5-25-3,6/4Б – предназначен для подачи минерального масла в систему смазки подшипников конденсатных насосов для АЭС с ВВЭР-440.

Технические характеристики насосного агрегата

Ш5-25-3,6/4Б-5

Подача, м3/ч.....	3,6
Давление на выходе насоса, кгс/см2.....	4
Частота вращения, об/мин.....	1450
Тип электродвигателя.....	4АХ80В4
мощность, кВт.....	1,5
напряжение, В.....	380
Масса, кг:.....	41

ШЕШТЕРЕННЫЕ НАСОСЫ АЭС

№ п/п	Марка насоса	Назначение	Параметры				Источник
			Подача (Q)	Давление входа $P_{вх}$ (кгс/см ²)	Давление выхода $P_{вых}$ (кгс/см ²)	Мощность N (Квт)	
1	Ш 5-25-3,6/4Б-1	Смазка подшипников насоса КсВА 1500-240-2А (КЭН – II К-1000-60/1500-2, ВВЭР-440)	3,6 м ³ /ч	0,1	4,0	1,1	
2	Ш 8-25-5,8/2,5	Смазка узлов трения насосов: -ПТ 1-16/250; -ПТ 6/160С.	8,5 л/мин	0,2	5,0	-	ТО реакторного цеха ЗАЭС
3	НШ 32А-3-Л	Система гидроподъема роторов турбины К-1000-60/3000 (РАЭС бл. №3; ХАЭС бл. №1,2; ЮУАЭС бл. №3)	55,0 л/мин	0,9 – 5,0	160	17,5	ТО СГПР
4		В ГТЦ (гидротехнический цех): 1) маслонасосы на НСГ-1,2 (насосная станция градирен №1,2); 2) БНС-3. Маслонасосы механизма разворота лопастей циркуляционных насосов энергоблока №3 РАЭС.					ТО циркуляционных систем

Маркировка шестеренных насосов

НШ 32А-3Л

Направление вращения вала насоса (смотреть со стороны вала)

Л – насос левого вращения (против часовой стрелки);
если буква "Л" отсутствует, значит насос правого вращения

Исполнение насоса по давлению:

3-е исполнение: $P_{ном}$ – 16 МПа (160 атм);
 P_{max} – 21 МПа (210 атм);

4-е исполнение: $P_{ном}$ – 20 МПа (200 атм);
 P_{max} – 25 МПа (250 атм).

Конструктивное исполнение

Рабочий объем насоса, см³

Насос шестеренный

ВИНТОВЫЕ НАСОСЫ

Винтовым называют роторно – вращательные насосы с перемещением жидкой среды вдоль оси вращения рабочих органов. Рабочими органами служат винты, которые осуществляют перемещение жидкости.

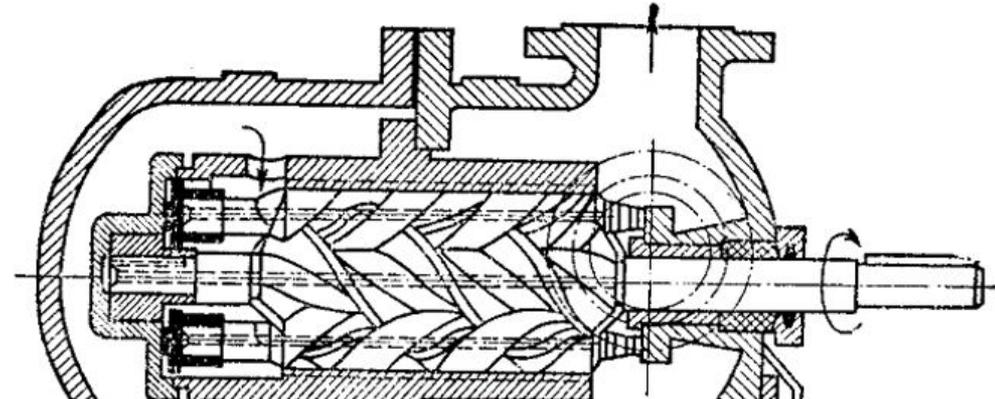
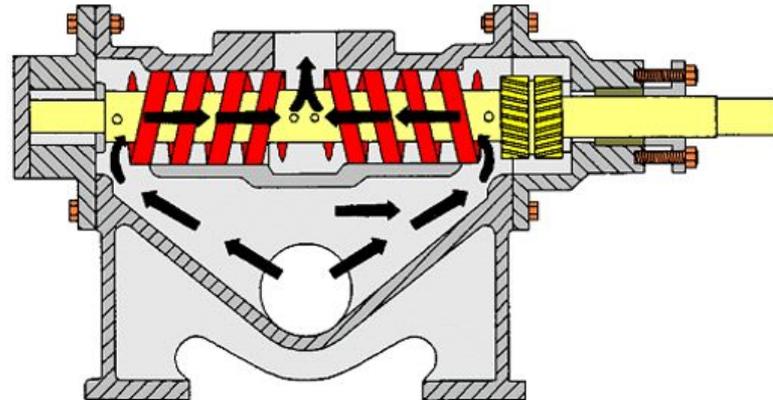
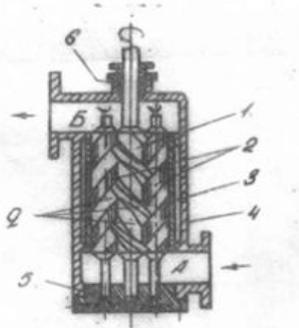
Схема устройства, принцип действия и основы теории.

Схема устройства винтового насоса.

Широко применяемый трехвинтовой насос устроен следующим образом.

Трехвинтовым называют насос, в котором замкнутая камера образована тремя винтами, находящимися в зацеплении и неподвижной обоймой.

Ведущий винт при помощи муфты соединен с валом двигателя насоса. Ведомые винты размещены слева и справа от ведущего в строго симметричном положении.



Винты стальные и имеют двухзаходную винтовую нарезку, образующую выступы и впадины. Нижние торцевые части винтов выполнены в виде поршеньков и фиксируются в подпятнике. Ведущий и ведомый винты установлены с небольшим радиальным зазором в обойму. Обойма охватывает винты по их выступам и тем самым замыкает впадины между выступами винтовой нарезки. Эти замкнутые обоймой впадины объемом q выполняют роль рабочих камер, в которых при работе насоса происходят процессы всасывания, переноса жидкости и нагнетания. В трехвинтовых насосах таких камер-впадин шесть.

Обоймы изготовлены из латуни, бронзы или чугуна. В одновинтовых насосах обоймы изготовлены из материала на основе резины. Обойма жестко закреплена в корпусе насоса. корпус насоса обычно изготавливают из стали.

Винты в насосе размещены вертикально. Полость всасывания расположена в нижней части насоса, а полость нагнетания в верхней. Подпятник служит упорным подшипником для винтов. Одновременно подпятник является разгрузочным устройством и обеспечивает разгрузку винтов от осевых сил. Подпятник изготавливают из бронзы или латуни.

Сальник обеспечивает уплотнение вала ведущего винта и предотвращает утечки жидкости из насоса. Так как винтовой насос относится к типу объемных насосов, то он имеет предохранительный клапан.

Работа насоса.

Двигатель приводит во вращательное движение ведущий винт, который в свою очередь приводит во вращательное движение ведомые винты. При этом в насосе одновременно происходят процессы всасывания, переноса жидкости и нагнетания.

Всасывание жидкости происходит в полости А насоса, где выступы одного винта выкатываются из впадин другого. Вследствие этого объем впадин увеличивается, в них создается разрежение, давление в полости А и на входе в насос P_H становится меньше давления в подводящем трубопроводе P_1 . Под воздействием разницы давлений на всасывании $\Delta P_{вс} = P_a - P_H$ жидкость будет поступать в насос и заполнять все впадины, сообщающиеся в данный момент времени с полостью всасывания А.

Перенос жидкости из полости всасывания А в полость нагнетания В начинается тогда, когда заполненные жидкостью рабочие камеры насоса – впадины окажутся геометрически замкнутыми и отделенными от полости всасывания А выступами

винтовой нарезки вращающихся винтов. Перенос жидкости в объеме впадин q происходит в направлении осей вращения винтов с некоторой осевой скоростью $C_{ос}$.

Нагнетание жидкости происходит в полости В, где выступы одного винта накатываются на впадины другого. Объем впадин уменьшается, жидкость вытесняется из них в полость В. Вследствие этого давление полости В и на выходе из насоса P_k возрастает и становится больше давления в отводящем трубопроводе P_2 . Под воздействием возникшей разницы давлений на нагнетании $\Delta P_{нг} = P_k - P_2$ жидкость подается насосом потребителю.

Таким образом, винтовые насосы, как и шестеренные, по принципу действия являются объемными, поскольку жидкость перемещается в них путем периодического изменения объема занимаемых ею камер – впадин между выступами винтовой нарезки, которые попеременно сообщаются со входом и выходом насоса.

На осуществление процессов всасывания, переноса жидкости и нагнетания винтовой насос потребляет от двигателя определенную мощность (энергию) и обеспечивает требуемые значения подачи и давления.

ОСНОВЫ ТЕОРИИ ВН

Подача насоса: идеальная

$$Q_{\text{и}} = \frac{10}{3} A_0 \cdot d_{\text{н}}^2 \cdot n \quad \text{м}^3/\text{с}$$

Где:

A_0 – безразмерный коэффициент, численное значение которого зависит от количества винтов и профиля нарезки. Для трехвинтового насоса с циклоидальным профилем нарезки винтов $A_0 = 1,234$;

$d_{\text{н}}$ – начальный диаметр винтов, м ;

n – скорость вращения винтов, с^{-1} .

фактическая:

$$Q = V/\tau \quad \text{м}^3/\text{с}$$

Где: v – объем жидкости, подаваемой насосом в мерную емкость;

τ - время, которое потребовалось насосу на подачу $V \text{ м}^3$ жидкости, с^{-1} .

В винтовых насосах имеют место утечки жидкости $\Delta Q = Q_{\text{и}} - Q$, которые оцениваются коэффициентом подачи $\lambda = Q/Q_{\text{и}}$.

ДАВЛЕНИЕ:

$$P = P_{\text{к}} - P_{\text{н}} \quad (\text{Па})$$

НАПОР:

$$H = \frac{P}{\rho \cdot g} \text{ м}$$

Силы, действующие на винты винтового насоса

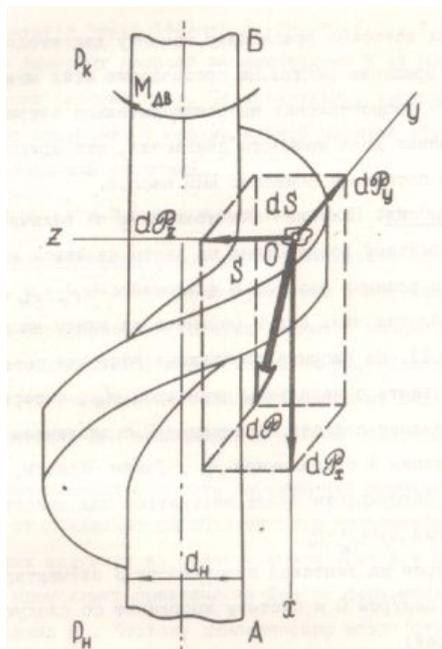
Причины возникновения. При работе винтового насоса на его ведущий и ведомый винты действуют силы и крутящие моменты, причинами возникновения которых являются динамическое воздействие перекачиваемой жидкости на винты, механическое трение и наличие значительной разности давлений жидкости в полости нагнетания Б и всасывания А насоса.

$$\Delta P = P_k - P_n (P_k \gg P_n).$$

В винтовых насосах скорость перемещения перекачиваемой жидкости относительно рабочих органов незначительна. Перенос винтами жидкости из полости всасывания А в полость нагнетания Б практически происходит без ее перемешивания в замкнутых объемах q . Поэтому динамическое воздействие перекачиваемой жидкости на винты сравнительно невелико и им можно пренебречь.

Причины возникновения и характер действия сил трения хорошо известны из курса физики. Следует отметить только, что при работе насоса наиболее значительные силы трения возникают между вращающимися винтами 1, 2 и неподвижной обоймой 3. Трение вызывает износ винтов и других деталей насоса. Кроме того, силы трения приводят к возникновению на винтах моментов механического сопротивления, направленных встречно вращающему моменту двигателя и препятствующих вращению винтов. На преодоление этих моментов механического сопротивления непроизводительно затрачивается определенная доля мощности двигателя, что приводит к механическим потерям и снижению КПД насоса.

Виды сил. Наиболее значительными по величине и сложными по характеру воздействия на винты являются силы и моменты, обусловленные разностью давлений $\Delta P = P_K - P_H$. Рис.....



Силы давления жидкости, действующие на винтовой поверхности

На рисунке изображена винтовая поверхность S ведущего винта с начальным диаметром d_n , которая геометрически отделяет полость нагнетания B с давлением P_k от полости всасывания A с давлением P_n . Таким образом, площадь S винтовой поверхности будет находиться под действием разности давлений $\Delta P = P_k - P_n$.

Выберем на винтовой поверхности S элементарную площадку dS с центром O и систему координат со следующим направлением осей:

- ox – параллельно оси винта, в сторону полости всасывания A ;
- oy – перпендикулярно плоскости рисунка, встречно направлению вращающего момента двигателя $M_{дв}$;
- oz – перпендикулярно плоскости $хоу$, в радиальном направлении к оси винта.

Очевидно, на элементарную площадку dS будет действовать нормальная к ней элементарная сила dM . Место для уравнения. $dP = \Delta P dS$

Проектируя силу dP на выбранные оси координат, получаем ее элементарные dP_x, dP_y, dP_z .

Интегрируя элементарные силы по всей площади S винтовой поверхности, получаем общие интегральные выражения для расчета трех результирующих сил, действующих на винты: осевой, тангенциальной, радиальной.

Осевые силы рассчитываются по формулам:

для ведущего винта $P_{x_{вц}} = 2,5 \Delta P dx_n^2$;

для ведомых винтов $P_{x_{вм}} = 0,4 \Delta P dx_n^2$.

Из формул видно, что $P_{x_{вц}} \gg P_{x_{вм}}$, но действуют осевые силы на ведущий и ведомый винт одинаково: стремятся сместить винты в сторону меньшего давления, т.е. в сторону полости всасывания насоса.

Воспринимаются осевые силы упорным подшипником или подпятником. Кроме того, для уменьшения габаритов упорного подшипника в винтовых насосах предусматривают специальные гидравлические способы разгрузки винтов от весьма значительных по величине осевых сил. В этом случае подпятник насоса выполняет роль не только упорного подшипника, но и одновременно является разгрузочным устройством.

Тангенциальные силы создают на винтах крутящие моменты, которые рассчитывают по формулам:

Для ведущего винта $M_{y \text{ вщ}} = 0,67 \Delta P \text{ дн в кубе}$;

Для ведомого винта $M_{y \text{ вв}} = 0,005 \Delta P \text{ дн в кубе}$.

Из формул видно, что тангенциальные силы на ведущем и на ведомых винтах создают крутящие моменты, различные как по величине, так и по направлению, т.е. оказывают на винты различное воздействие.

На ведущем винте тангенциальные силы создают значительный по величине крутящий момент $M_{y_{вщ}}$ направленный встречно моменту двигателя $M_{дв}$. Этот момент представляет собой гидравлический момент сопротивления, который препятствует вращению двигателем ведущего винта.

На ведомых винтах тангенциальные силы создают незначительный по величине крутящий момент $M_{y_{вм}}$, направленный в сторону вращения винтов (знак минус). Следовательно, он как бы помогает вращению ведомых винтов, что обеспечивает исключение их механического контакта с ведущим винтом, предотвращает механическое трение в зацеплении и износ винтов.

Следует иметь в виду, что вращение ведомых винтов за счет воздействия на них давления жидкости, а не за счет механического контакта с ведущим винтом возможно лишь при соблюдении приведенных выше геометрических соотношений, строго отцентрованных и исправных винтов с циклоидальным или специальным профилем нарезки. При осмотрах и ремонтах насоса, связанных с его разборкой, необходимо особо бережно обращаться с винтами. Помнить, что даже незначительные осевые деформации или повреждения полированных поверхностей винтов приводят к возникновению механического контакта в зацеплении со всеми вытекающими последствиями.

Радиальные силы, как и тангенциальные, также оказывают различное воздействие на винты и

определяются соотношениями:
для ведущего винта

Из формул видно, что ведущий винт полностью разгружен от действия радиальных сил, что объясняется симметрией его зацепления с ведомыми винтами и наличием симметричной двухзаходной нарезки. Очевидно, что каждой впадине винта с одной стороны соответствует такая же впадина с противоположной стороны, при этом обе впадины замкнуты выступами расположенными крест-накрест относительно друг друга.

Следовательно, ведущий винт находящийся в симметричном зацеплении с ведомыми, будет

иметь в любом нормальном к оси вращения сечении симметричное радиальное распределение давления.

Равенство давлений, действующих на ведущий винт в радиальном направлении с двух взаимно противоположных сторон, таким образом, осуществляет его разгрузку от радиальных сил

Ведомые винты, находящиеся в зацеплении с ведущим только с одной своей стороной, не будут иметь симметричного радиального распределения давления. Это обуславливает возникновение значительной по величине радиальной силы, направленной в сторону окружной скорости ведущего винта и воспринимаемой неподвижной обоймой насоса. Радиальная сила стремится как бы прижать

ведомые винты к обойме и вызывает его односторонний износ, который необходимо контролировать в процессе эксплуатации винтового насоса.

Силы, действующие на винты.

Радиальные силы уравниваются вследствие симметричного взаимно противоположного их действия по радиусу r к оси вращения.

Осевые силы P_z действующие на винтовые поверхности нарезки, совместно с осевой силой, создаваемой давлением жидкости на торцевую поверхность винта, определяют результирующую силу, направленную по оси винта в сторону всасывания

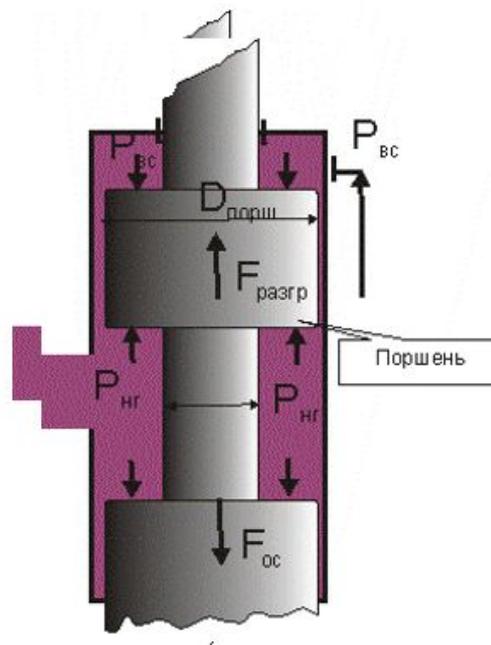
Тангенциальные силы создают относительно оси винта гидравлический момент сопротивления, который преодолевается крутящим моментом ведущего винта

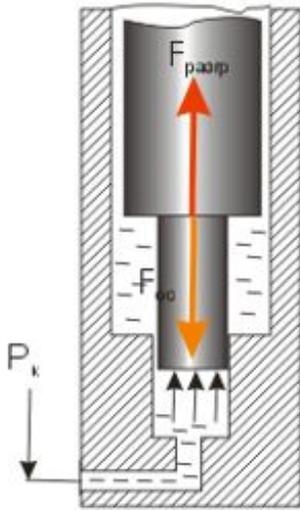
1. Поршневой способ разгрузки винтов от осевых сил:

Ведущий винт в полости нагнетания имеет разгрузочный поршень. Над разгрузочным поршнем имеется полость сальника, которая через шариковый клапан сообщена с областью всасывания насоса. При работе насоса жидкость с давлением P_n из полости нагнетания проходит через зазор между корпусом и разгрузочным поршнем в полость сальника. Давление жидкости в полости сальника P_c значительно меньше P_n и превышает давление в области всасывания насоса лишь на небольшую величину, соответствующую сопротивлению шарикового клапана.

Таким образом, разгрузочный поршень будет находиться под воздействием разности давлений:

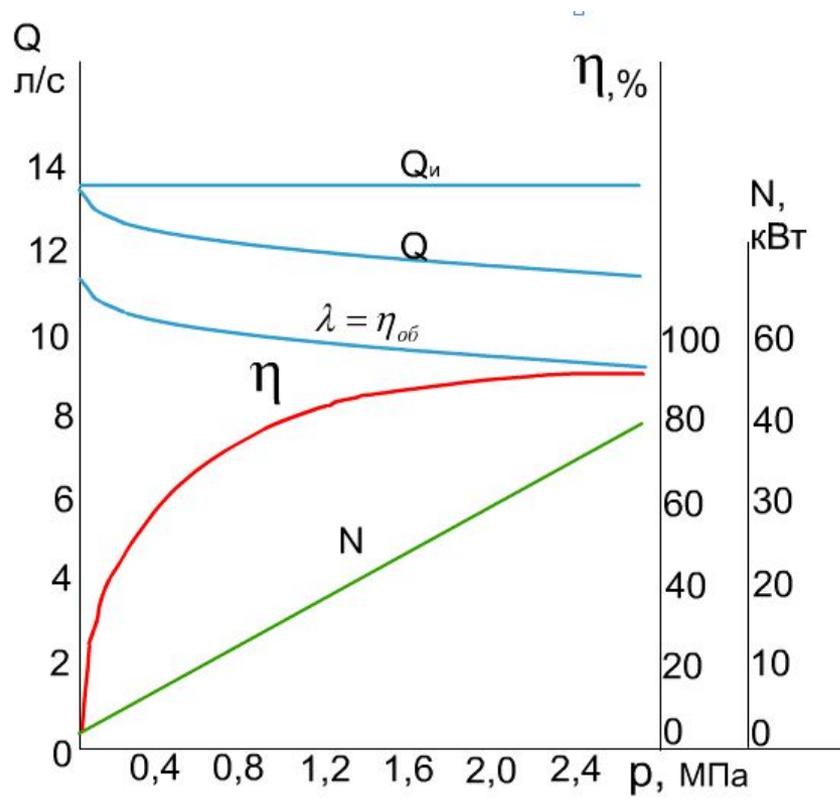
$$\Delta P_{\text{п}} = P_{\text{н}} - P_{\text{с}}$$





Торцевой способ разгрузки винтов от осевых сил действует следующим образом.

Нижняя часть всех винтов в области всасывания изготавливается в виде поршеньков, которые установлены в подпятники с небольшим зазором. Подпятник имеет радиально-осевое сверление и разгрузочную камеру и выполняет роль разгрузочного устройства. Через сверления в обойме и подпятнике жидкость с давлением P_n подается из полости нагнетания насоса в разгрузочную камеру под нижний торец винта.



Характеристики ВН

Виды, применение и особенности эксплуатации

По конструкции и назначению винтовые насосы подразделяются:

- По профилю винтовой нарезки – прямоугольные, циклоидальные и специальным профилем нарезки;
- По числу потоков – однопоточные и двухпоточные;
- По числу винтов – одновинтовые, двухвинтовые, трехвинтовые и многовинтовые (пятивинтовые).

Разнообразие видов винтовых насосов обусловлено определенными обстоятельствами.

Например, появление одновинтовых насосов обусловлено необходимостью перемещать загрязненные жидкости, содержащие механические примеси. Выполнение этой задачи другими насосами невозможно из-за наличия у них винтового зацепления, попадание в которое механических примесей может вызвать заклинивание винтов. В одновинтовых же насосах зацепления нет, а

единственный стальной винт вращается в гибкой обойме, изготовленной из материала на основе резины.

Двухвинтовые насосы с прямоугольной нарезкой выпускаются промышленностью благодаря простоте изготовления рабочих органов - винтов, низкой стоимости и надежности в работе. Однако эти насосы имеют существенные недостатки: значительные объемные потери из-за невозможности обеспечить герметичность рабочих камер g у винтов с прямоугольной нарезкой, наличие шестеренной передачи 2 между ведущим 1 и ведомым 3 винтами. Кроме того, такие насосы подвержены повышенному износу из-за наличия скользящего трения между винтами с прямоугольной нарезкой и не могут быть малошумными из-за наличия шестеренной передачи. Трехвинтовые насосы являются наиболее распространенными, поскольку способны обеспечить высокие подачи и высокие давления перемещаемой среды. Они просты в конструктивном исполнении, надежны и малошумны в работе. Пятивинтовые насосы способны обеспечить исключительно большие подачи при достаточно высоком давлении.

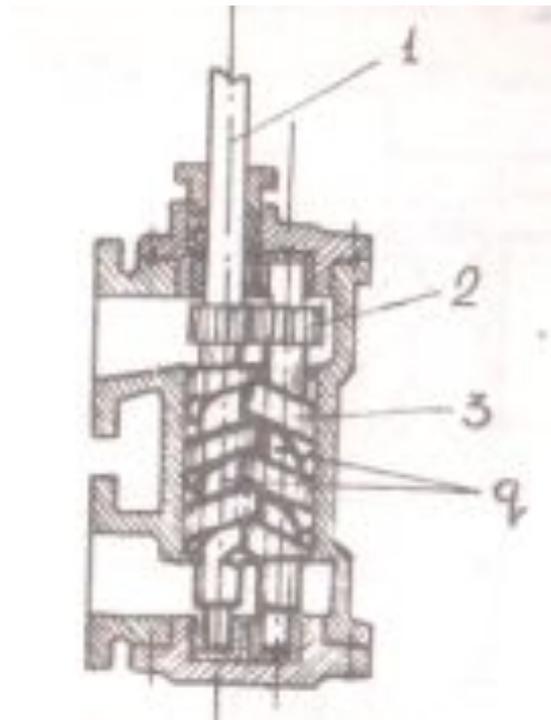
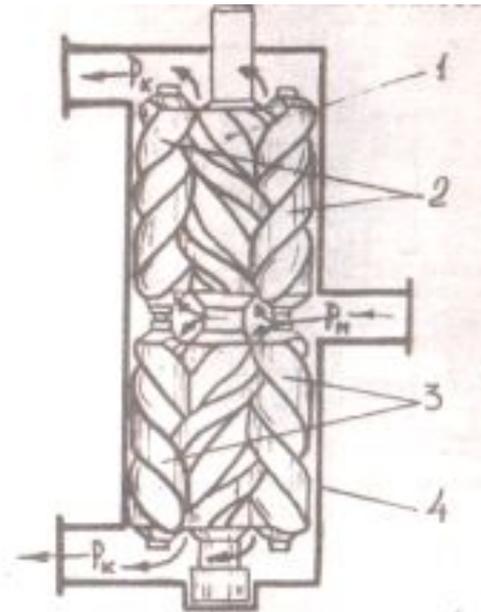


Схема устройства двухвинтового насоса

- 1 – ведущий винт;
- 2 – шестеренная передача;
- 3 – ведомый винт;
- q – рабочие камеры.



Сдвоенный трехвинтовой насос

1 – ведущий винт;

2,3 – ведомые винты;

4 – корпус.

Особенности эксплуатации

Наряду с достоинством ВН имеют и недостатки;

- Наличие разнообразных узлов трения (механический сальник, разгрузочный поршень и т.д.), а также винтового зацепления, что требует высокой чистоты жидкости, хорошей смазывающей способности перемещаемой насосом жидкости и ограничивает возможность сухого всасывания;
- Воздействие на винты значительных по величине осевых сил, уравнивание которых вызывает необходимость предусматривать специальные устройства для гидравлической разгрузки ведущего и ведомого винтов.

Особенности эксплуатации ВН обусловлены главным образом названными недостатками и заключаются в следующем

В процессе эксплуатации насоса необходимо следить за чистотой и качеством перекачиваемой перемещаемой жидкой среды, исправностью фильтров, своевременно сливать из емкостей отстой жидкости. Наличие механических примесей вызывает быстрый износ насоса, засорение разгрузочных устройств и

прекращение гидравлической разгрузки винтов от осевых сил. Попадание в зацепление крупных частиц (от прокладочного материала, крупинки металла после ремонта и т.п.) ведет к поломке насоса.

Пуск насоса следует производить только с открытым клапаном на подводящем и отводящем трубопроводах. При закрытом клапане на отводящем трубопроводе насос перегревается, а в случае несрабатывания предохранительно-перепускного клапана может произойти разрыв трубопровода или поломка насоса. При закрытом клапане на подводящем трубопроводе, кроме кавитационных явлений, возникает опасность полусухого трения и заклинивания винтов вследствие уноса винтами жидкости из корпуса и «сухой» работы насоса (без смазки). Чтобы исключить даже кратковременную «сухую» работу насоса, предусматривают специальные конструкционные меры: размещают насос ниже расходной емкости или непосредственно на ней с погружением всасывающей полости в жидкость; устанавливают на подводящем трубопроводе невозвратный клапан для предотвращения слива жидкости из насоса после его остановки; сообщают всасывающую полость насоса с подводящим трубопроводом через

петлеобразную раму-резервуар.

При продолжительной работе насоса необходимо контролировать на ощупь, соблюдая меры безопасности, температуру насоса, особенно в районе сальника, разгрузочных устройств. Повышенный нагрев деталей гидравлической части насоса является первым признаком неполного открытия клапанов, загрязнения перекачиваемой жидкости, засорения разгрузочных устройств или признаком других неисправностей.

Во время ремонта насоса следует обратить особое внимание на состояние обойм, разгрузочных устройств и связанных с ними каналов, сверлений. При сборке насоса необходимо проследить, чтобы разгрузочные каналы и сверления не оказались случайно перекрытыми прокладочным материалом или заглушены забытыми временными пробками и т.п., что может привести к аварии насоса вследствие прекращения разгрузки винтов от осевых сил.

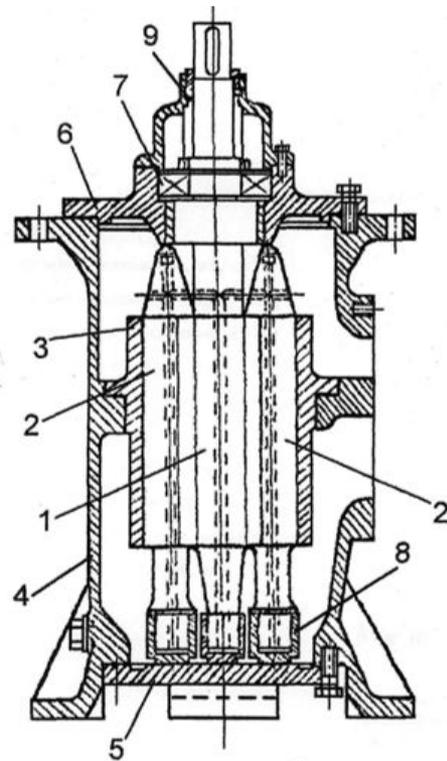
Насосный агрегат винтового насоса 3В-125/16-3-80/4Б –
предназначен для подачи масла на смазку верхних подшипников
ГЦН-195М

Расшифровка аббревиатуры:

- 3В 125/16** – типоразмер насоса по ГОСТ 20883-83; (3В – трехвинтовой; 125 – округленное значение подачи, литров на 100 оборотов вала насоса; 16 – давление насоса, кгс/см²);
- 3** – модификация насоса по конструктивному исполнению;
- 80** – округленное значение подачи насоса, м³/ч;
- 4** – давление на выходе из насоса, кгс/см²;
- Б** – бронзовое исполнение проточной части насоса.

В литом корпусе 21 размещена обойма 7. С торцов корпус 21 закрывается передней 10 и задней 1 крышками.

Рабочий механизм состоит из 3-х винтов: одного ведущего 6 и двух ведомых 5, симметрично расположенных относительно ведущего винта и служащих для его уплотнения.



1-ведущий винт
2-ведомый винт
3-обойма
4-корпус насоса

5-задняя крышка
6-передняя крышка
7-подшипник
8-втулка
9-торцовое уплотнение

Техническая характеристика

Подача, м ³ /ч.....	80
Температура перекачиваемого масла, °С.....	55
Давление на выходе, кгс/см ²	4,5
КПД насоса, %.....	71
Частота вращения, об/мин.....	1450
Мощность электродвигателя, кВт.....	22
Масса сухого агрегата, кг.....	560

Электронасосный агрегат состоит из трехвинтового насоса 4, электродвигателя 1, которые соединены фонарем 2 и муфтой 3, предохранительного клапана 5. Насос состоит из следующих основных деталей и сборочных единиц: корпуса с крышкой, рабочего механизма, торцового уплотнения, предохранительного шарикового клапанов.

В литом корпусе 21 размещена обойма 7. С торцов корпус 21 закрывается передней 10 и задней 1 крышками. Рабочий механизм состоит из 3-х винтов: одного ведущего 6 и двух ведомых 5, симметрично расположенных относительно ведущего винта и служащих для его уплотнения.

Профиль нарезки винтов специальный, обеспечивающий их взаимное сопряжение, нарезка двухзаходная, на ведущем винте – левая, на ведомых – правая.

Винты заключены в обойму 7, которая представляет собой блок с тремя смежными цилиндрическими расточками.

При вращении винтов во всасывающей камере насоса создается разрежение. В результате перепада давления (атмосферного и разрежения на входе в насос) перекачиваемое масло поступает во впадины нарезки винтов, взаимнозамыкающихся при их вращении.

Замкнутый во впадинах винтов объем масла перемещается в обойме прямолинейно без перемешивания и вытесняется в нагнетательную камеру.

Конструкция гидравлической части насоса предусматривает разгрузку винтов от осевых усилий путем подвода рабочего давления через сверления в винтах под разгрузочные поршни, выполненные заодно целое с винтами.

Остаточные осевые усилия на ведущем винте воспринимаются подшипником 12, а на ведомых – втулками 3. На выходе ведущего винта, в полости крышки сальника 16 установлено торцовое уплотнение

Торцовое уплотнение (рис 3) состоит из бронзового подпятника 8, резинового кольца 7, стальной пяты 4, имеющей ус, который заходит в паз упорной втулки 3, резинового уплотняющего кольца 5 и пружины сальника 2. Упорная втулка 3 зафиксирована на ведущем винте винтом 1, который дает возможность перемещаться ей только в осевом направлении.

Для организованного отвода возможных протечек через торцовое уплотнение имеется втулка сгонная и штуцер.

К корпусу насоса присоединяется болтами предохранительный клапан (рис...), предохраняющий насос и систему трубопроводов от больших давлений, которые могут возникнуть при перекрытии отводящего трубопровода во время работы. Максимальное время работы насоса при перекрытии отводящего трубопровода допускается не более 2-х минут.

Предохранительный клапан состоит из корпуса 9, седла клапана 10, клапана 11, пружин 12, 13, шайбы 14, регулировочного винта 15, контргайки 17, колпачка 18, винта специального 8, шайбы 4, гайки 3, маховичка 2, гайки специальной 1, уплотнительных резиновых колец 6, 7 и крышек 5, 16.

Основы эксплуатации объемных насосов.

Подготовка к пуску:

Наружный осмотр (проверяется состояние креплений, сальников, контрольно-измерительных приборов, заземления, отсутствие посторонних предметов);

Проверка исправности смазочных устройств и наличие нормального количества масла;

Проворачивание приводного вала насоса на 1,5 – 2 оборота для проверки отсутствия заеданий рабочих органов;

Открытие запорных клапанов на приемном и напорном трубопроводах.

Пуск насоса:

Пуск насоса производится включением в действие приводного электродвигателя;

Прослушивается работа насоса (отсутствие посторонних шумов);

Проверяются показания приборов (электрическая нагрузка электродвигателя, давление всасывания и нагнетания насоса, давление в системе смазки насоса).

Контроль во время работы насоса:

Осуществляется наблюдение за показаниями контрольно – измерительных приборов, состоянием сальников и нагревом корпуса в районе расположения подшипников и других подвижных деталей; Периодически прослушивается насос на отсутствие посторонних шумов.

Останов насоса:

Производится осмотр насоса;

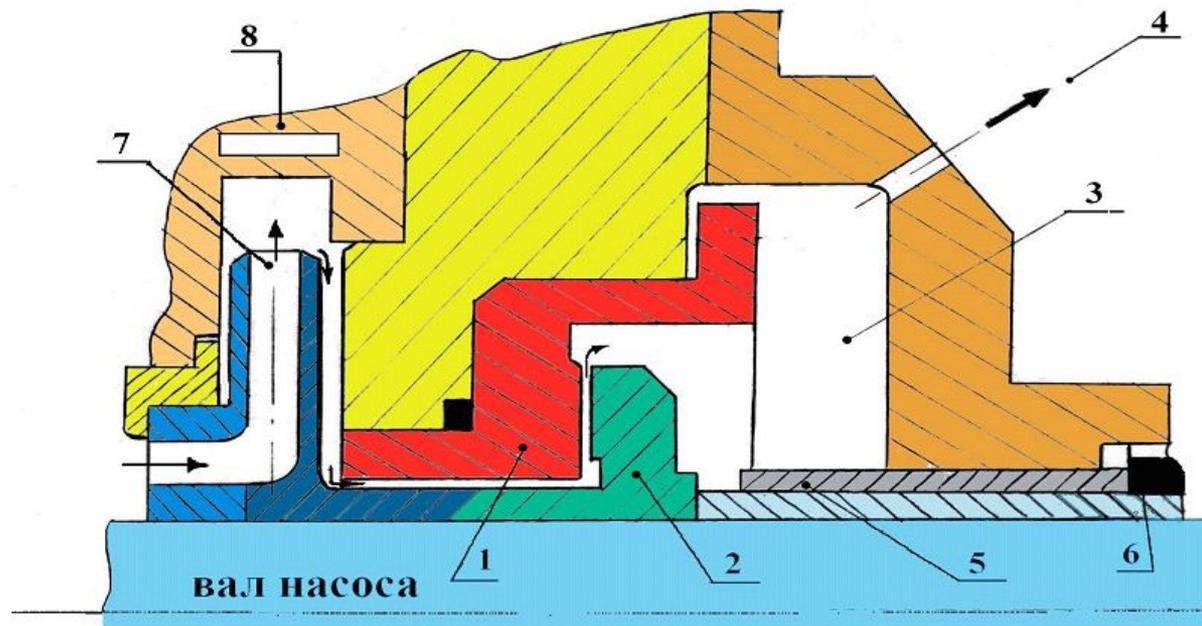
Анализируются показания контрольно – измерительных приборов;

Останавливается электродвигатель;

Все приводится в исходное состояние.

После полной остановки насоса закрываются запорные клапана на приемном и напорном трубопроводах;

Насосная установка приводится в исходное состояние.



- | | | |
|-------------------------------|----------------------|---|
| 1- Втулка разгрузочного диска | 4- Линия разгрузки | 8- Направляющий аппарат последней ступени |
| 2- Разгрузочный диск | 5,6- Узел уплотнения | |
| 3- Разгрузочная камера | 7- Рабочее колесо | |

Рисунок 23 - Узел разгрузки осевого усилия насоса АПН