

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ  
ФЕДЕРАЦИИ  
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»  
(ДГТУ)

Кафедра «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и  
тепловые процессы»

ИЗУЧЕНИЕ НА МОДЕЛИ УСТРОЙСТВА И ПРИНЦИПА ДЕЙСТВИЯ  
ШЕСТЕРЁННОГО НАСОСА

Методические указания  
к лабораторной работе № 1 - ОГМ



РОСТОВ НА ДОНУ  
2021

Составитель: канд. техн. наук Р.А. Фридрих, М.С. Полешкин

Изучение на модели устройства и принципа действия нерегулируемого шестерённого насоса: Метод. указания к лабораторной работе №3-ОГМ, Кафедра «Гидравлика, ГПА и ТП» ДГТУ, Ростов н/Д, 2013.

Данные методические указания используются при выполнении лабораторных работ по дисциплинам «Объёмные гидромашины и гидропередачи»; «Инновационные методы проектирования объёмных гидромашин и гидропередач», и предназначены для студентов дневной и заочной форм обучения.

© Кафедра «Гидравлика, ГПА и ТП» ДГТУ, 2021

Цель работы: на основе макета шестеренного насоса ознакомиться с конструкциями объёмных гидромашин данного типа, процессом их разборки-сборки; выявить детали и их поверхности, износ которых существенно влияет на технические показатели конструкции; по конструктивным размерам определить рабочий объём и крутящий момент на валу гидромашин.

### *1. Терминология классификация, принцип действия*

*Объёмной (гидростатической)* называется гидромашин, рабочий процесс которой основан на попеременном заполнении рабочей камеры жидкостью и вытеснении ее из рабочей камеры рабочим органом, при этом приращение энергии происходит в основном за счёт её *потенциальной* составляющей.

Под *рабочей камерой* объёмной гидромашин понимается ограниченное пространство внутри машин, *периодически* изменяющее свой объём и попеременно сообщаемое с местами входа и выхода жидкости. Объёмная гидромашин может иметь одну или несколько рабочих камер.

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

Объёмную гидромашин, предназначенную для преобразования энергии движения входного звена (механической) в энергию потока рабочей жидкости (гидравлическую) называют объёмным *гидронасосом*.

В объёмном насосе перемещение жидкости осуществляется путем вытеснения ее из рабочих камер вытеснителями. Под вытеснителем понимается рабочий орган насоса, непосредственно совершающий работу вытеснения. Вытеснителями могут быть поршни, плунжеры, шестерни, винты, пластины и т. д.

По принципу действия, точнее по характеру процесса вытеснения жидкости, объёмные насосы разделяют на поршневые (плунжерные) и роторные.

В поршневом (плунжерном) насосе жидкость вытесняется из неподвижных камер в результате лишь возвратно-поступательного движения вытеснителей (поршней, плунжеров, диафрагм).

В роторном насосе жидкость вытесняется из перемещаемых рабочих камер в результате вращательного или вращательно-поступательного движения вытеснителей (шестерен, винтов, пластин, поршней).

По характеру движения входного звена объемные насосы разделяют на вращательные (с вращательным движением входного звена) и прямодействующие (с возвратно-поступательным движением входного звена).

К общим свойствам объемных насосов, которые обусловлены их принципом действия и отличают их от насосов лопастных, относятся следующие:

1. *Цикличность рабочего процесса* и связанная с ней порционность и неравномерность подачи. Подача объемного насоса осуществляется не равномерным потоком, а порциями, каждая из которых соответствует подаче одной рабочей камеры;

2. *Герметичность* насоса, т. е. постоянное отделение напорного трубопровода от всасывающего (лопастные насосы герметичностью не обладают, а являются проточными).

3. *Самовсасывание*, т. е. способность объемного насоса создавать вакуум во всасывающем трубопроводе, заполненном воздухом, достаточный для подъема жидкости во всасывающем трубопроводе до уровня расположения насоса. Высота всасывания жидкости при этом не может быть больше предельно допустимой.

4. *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. Идеальная подача совсем не зависит от давления насоса (характеристики лопастных насосов обычно пологие).

5. *Независимость давления*, создаваемого объемным насосом, от скорости движения рабочего органа насоса и скорости жидкости. В принципе при работе на несжимаемой жидкости объемный насос, обладающий идеальным уплотнением, способен создавать сколь угодно высокое давление, обусловленное нагрузкой, при сколь угодно малой скорости движения вытеснителей.

Основной величиной, характеризующей гидромашину объемного типа является *рабочий объем  $q$*  – изменение объема рабочей камеры за один за один цикл (один оборот вала),  $m^3$ .

*Идеальной подачей* объемного насоса называют подачу в единицу времени несжимаемой жидкости при отсутствии утечек через зазоры и в общем случае определяют согласно зависимости:

$$Q_T = qn = V_k zkn \text{ м}^3/\text{с} \quad (1)$$

где  $n$  - частота рабочих циклов насоса (для вращательных насосов частота вращения вала), *об/с*;

$V_k$ - идеальная подача из каждой рабочей камеры за один цикл;

$z$ - число рабочих камер в насосе;

$k$ - кратность действия насоса, т. е. число подач из каждой камеры за один рабочий цикл (один оборот вала).

Для приближенной оценки подачи шестеренного насоса с шестернями равных размеров используют выражение

$$Q_T = 2\pi d_o m b n \quad (2)$$

где  $d_o$ - диаметр начальной окружности,  $d_o = mz$ ;

$m, z$  и  $b$ -соответственно модуль зацепления, число зубьев и ширина шестерни ( $m = h/2$ ,  $h$ - высота зуба)

*Действительная подача* насоса меньше идеальной вследствие утечек через зазоры из рабочих камер и полости нагнетания, а при больших давлениях насоса еще и за счет сжимаемости жидкости.

Отношение действительной подачи  $Q$  к идеальной называется коэффициентом подачи  $\varepsilon$ :

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{и}} = \frac{Q_{и} - q_{у} - q_{сж}}{Q} \quad (3)$$

где  $q_{у}$  - расход утечек;

$q_{сж}$  - расход сжатия.

Когда в насосе сжатие жидкости пренебрежимо мало, коэффициент подачи равен объемному КПД ( $\varepsilon = \eta_o$ ):

$$\eta_o = \frac{Q}{Q_{и}} = \frac{Q_{и} - q_{у}}{Q} = \frac{Q}{Q_{и} + q_{у}} \quad (4)$$

Полное приращение энергии жидкости в объемном насосе обычно относят к единице объема и, следовательно, выражают в единицах давления. Так как объемные насосы предназначены в основном для создания значительных приращений давления, то

приращением кинетической энергии в насосе обычно пренебрегают. Поэтому давление насоса представляет собой разность между давлением  $p_2$ , на выходе из насоса и давлением  $p_1$ , на входе в него:

$$p_H = p_2 - p_1 \quad (5)$$

а напор насоса 
$$H_H = \frac{p_H}{\rho g} \quad (6)$$

*Полезная мощность* насоса

$$N_n = Q p_H \quad (7)$$

Мощность, потребляемая вращательным насосом (затрачиваемая приводящим двигателем),

$$N_H = M_H \omega_H \quad (8)$$

где  $M_H$  - момент на валу насоса;

$\omega_H$  - угловая скорость вала.

КПД насоса есть отношение полезной мощности к мощности, потребляемой насосом

$$\eta_H = \frac{N_n}{N_H} = \frac{Q p_H}{M_H \omega_H} \quad (9)$$

Подобно тому, как это принято для лопастных насосов, для объемных насосов различают гидравлический  $\eta_r$ , объемный  $\eta_o$  и механический  $\eta_m$  КПД, учитывающие три вида потерь энергии: гидравлические - потери напора (давления), объемные - потери на перетекание жидкости через зазоры, и механические - потери на трение в механизме насоса:

$$\eta_r = \frac{p_2 - p_1}{p_{ин}} = \frac{p_H}{p_{ин}} \quad (10) \quad \eta_o = \frac{Q}{Q + q_y} \quad (11)$$

$$\eta_m = \frac{N_H - \Delta N_M}{N_H} = \frac{N_{ин}}{N_H} \quad (12)$$

где  $p_{ин}$  - индикаторное давление, создаваемое в рабочей камере насоса и соответствующее теоретическому напору в лопастном насосе;

$\Delta N_M$  - потери мощности на трение в механизме насоса;

$N_{ин}$  - индикаторная мощность, сообщаемая жидкости в рабочей камере и соответствующая гидравлической мощности в лопастных насосах,

$$N_{ин} = (Q + q_y) p_{ин} \quad (13)$$

Умножим числитель правой части уравнения (9) на левую часть уравнения (13) а знаменатель на правую:

$$\eta_H = \frac{Q p_H}{N_H} \frac{N_{ин}}{(Q + q_y) p_{ин}} \quad (14)$$

Произведя перегруппировку множителей, с учётом (10)...(12) можно записать:

$$\eta_H = \frac{p_H}{p_{ин}} \frac{Q}{(Q + q_y)} \frac{N_{ин}}{N_H} = \eta_r \cdot \eta_o \cdot \eta_m \quad (15)$$

Следовательно, общий КПД насоса равен произведению трех частных КПД- гидравлического, объемного и механического.

## 2 Классификация роторных ОГМ

*2.1. Общие положения.* Роторные насосы - ОГМ с вращательным или вращательно-поступательным движением рабочих органов - вытеснителей. Жидкость в этих насосах вытесняется в результате вращательного (в шестеренных и винтовых насосах) или вращательного и одновременно возвратно-поступательного движения вытеснителей относительно ротора (в роторно-поршневых и пластинчатых насосах).

Особенностью рабочего процесса таких насосов является и то, что при вращении ротора рабочие камеры переносятся из полости всасывания в полость нагнетания и обратно. Перенос рабочих камер с жидкостью делает излишними всасывающие и нагнетательные клапаны.

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

Роторный насос обычно состоит из трех основных частей: статора (неподвижного корпуса), ротора, жестко связанного с валом насоса и вытеснителя (одного или нескольких).

*В некоторых роторных насосах ротор одновременно является и вытеснителем. В этих случаях в насосе должны быть еще подвижные элементы, называемые замыкателями, которые*

*обеспечивают необходимую герметизацию рабочих камер. Например, в трехвинтовых насосах ведущий винт является одновременно ротором и вытеснителем, а два ведомых винта не нагружены моментами и выполняют функцию замыкателей.*

Рабочий процесс роторного насоса складывается из трех этапов: заполнение рабочих камер жидкостью; замыкание (изоляция) рабочих камер и их перенос; вытеснение жидкости из рабочих камер.

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). Это означает, что жидкость, подводимая к насосу под давлением, заставляет вращаться ротор и вал. Поршневые насосы этой способностью не обладают.

2. Большая быстроходность. Максимально допустимые значения частоты вращения для роторных насосов  $n=(2...5)10^3$  об/мин, причем нижний предел соответствует большим насосам, а верхний - малым. Для поршневых насосов эти значения в несколько раз меньше.

3. Способность работать только на чистых (отфильтрованных и не содержащих абразивных и металлических частиц), неагрессивных и смазывающих жидкостях. Эти требования к жидкости обусловлены малыми зазорами в роторном насосе и трением между обработанными по высшим классам точности и чистоты поверхностями статора, ротора и вытеснителей.

Если первые два свойства роторных насосов являются их преимуществом, то третье свойство ограничивает применение этих насосов. Работа насосов на воде исключается, так как вода вызывает коррозию и ведет к быстрому изнашиванию рабочих органов.

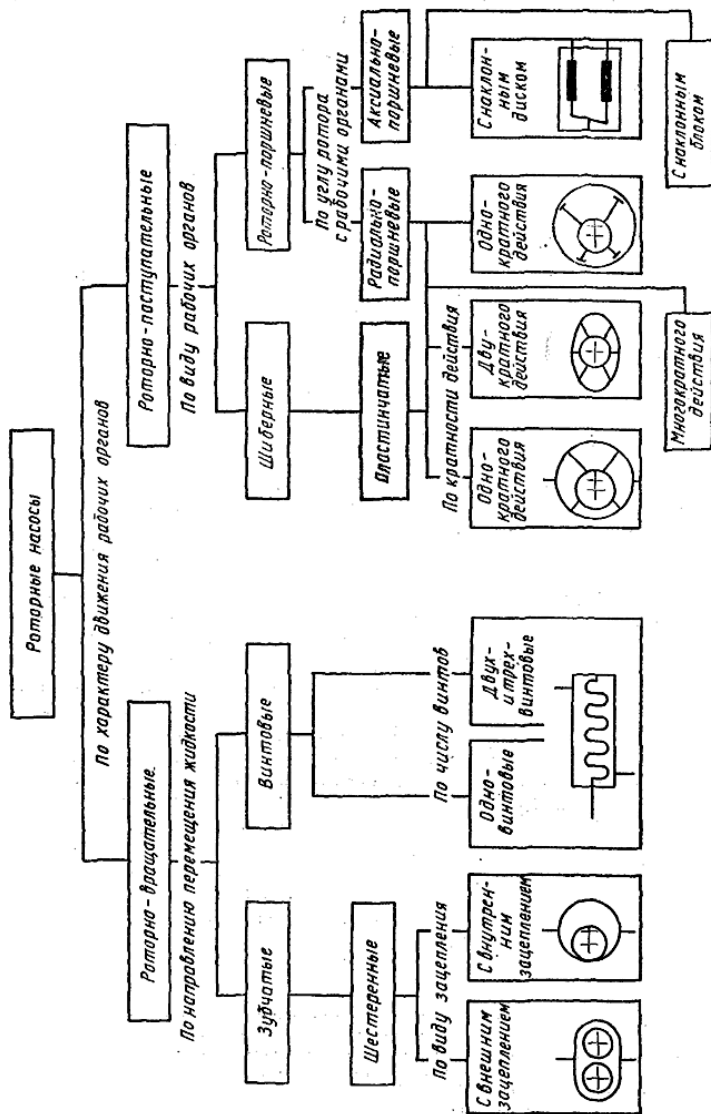


Рис.1 Классификация роторных насосов

По характеру движения вытеснителей роторные насосы разделяют на роторно-вращательные (рис.2., а-ж) и роторно-поступательные (рис.2., и-л); в первых рабочие органы

совершают лишь вращательное движение, а во вторых - одновременно с вращательным еще и возвратно-поступательное движение относительно ротора.

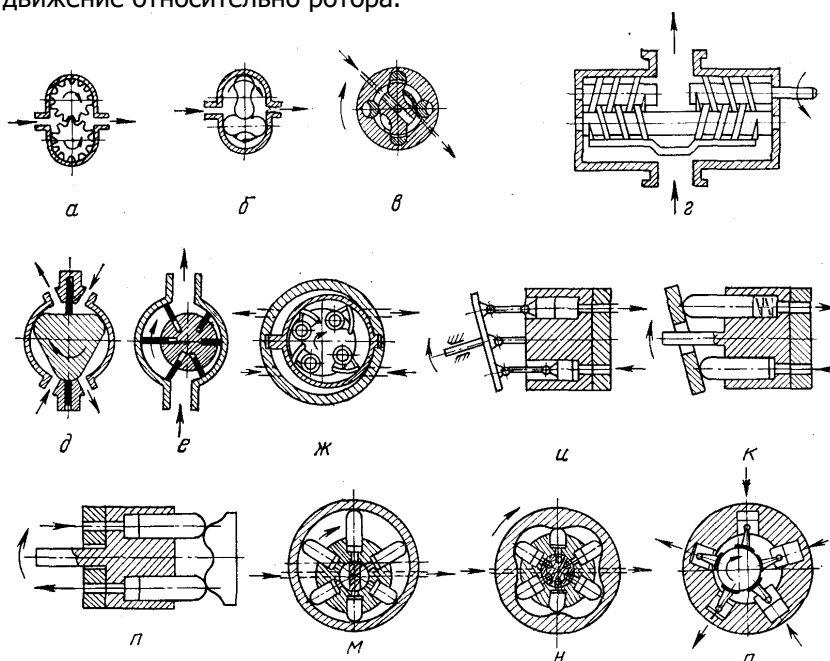


Рис.2 Классификация по конструкции рабочей камеры: а – шестеренный; б, в – коловратный; г – винтовой; д, е – шиберный (пластинчатый); ж – фигурно-шиберный; и, к, л – аксиально-поршневой; м, н, п – радиально-поршневой.

К роторно-поступательным относятся шиберные (в основном пластинчатые) и роторно-поршневые насосы. Различие между ними заключается не только в форме вытеснителей (пластин и поршней) и характере движения жидкости в насосе, но и в способе ограничения (образования) рабочих камер. Если в пластинчатом насосе рабочие камеры ограничиваются двумя соседними вытеснителями (пластинами) и поверхностями ротора и статора, то в роторно-поршневых насосах они образованы внутри ротора и замыкаются вытеснителями.

Роторно-поршневые насосы по расположению рабочих камер делятся на радиально- и аксиально-поршневые. Рабочие камеры их образованы поверхностями цилиндров и поршней, а оси

поршней параллельны оси блока цилиндров или составляют с ней угол не более  $45^\circ$ . Аксиально-поршневые гидромашины (АПГМ) далее подразделяются на плунжерные (бесшатунные) и поршневые (шатунные). Поршневые АПГМ (шатунные) подразделяются на ГМ с наклонным диском и с наклонным блоком цилиндров.

Роторно-вращательные насосы разделяют на зубчатые и винтовые. В зубчатых насосах ротор и вытеснитель имеют форму зубчатых колес, а жидкость перемещается в плоскости их вращения. В винтовых насосах ротор имеет форму винта, который одновременно выполняет функцию вытеснителя, а жидкость в насосе перемещается вдоль осей вращения винтов. Основной разновидностью зубчатых насосов являются шестеренные.

*2.2 Шестеренные ОГМ* Шестеренные насосы выполняются с шестернями внешнего и внутреннего зацепления. Наиболее распространённым является насос первого типа, который состоит из пары зацепляющихся цилиндрических шестерен, помещенных в плотно обхватывающий их корпус, имеющий каналы в местах входа в зацепление и выхода из него (рис. 3, а), через которые осуществляется подвод (всасывание) и отвод (нагнетание) жидкости.

При вращении шестерен жидкость, заключенная во впадинах зубьев, переносится из камеры  $d$  всасывания в камеру с нагнетания, которая образована корпусом насоса и зубьями  $a_1$ ,  $b_1$ ,  $a_2$ , и  $b_2$ . Поверхности зубьев  $a_1$  и  $a_2$ , омываемые жидкостью под давлением  $p_2$  вытесняют при вращении шестерен больше жидкости, чем может поместиться в пространстве, освобождаемом зацепляющимися зубьями  $b_1$  и  $b_2$ . Разность объемов, описываемых рабочими поверхностями этих двух пар зубьев, вытесняется в нагнетательную линию насоса.

Следует заметить, что поскольку жидкость вытесняется не телом зубьев, а в результате смыкания двух вращающихся колец, одно из которых имеет переменные по углу поворота сечения, подача не зависит от объема зубьев, или иначе, подача не нарушится, если зубья заменить пластинами эвольвентного профиля (рис. 3, а), зацепляющимися в точке О.

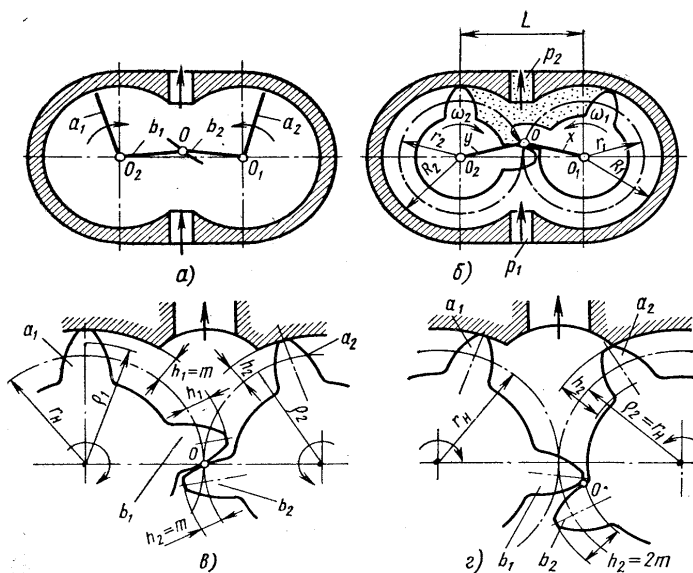


Рис.3. Схемы к расчету подачи шестеренного насоса

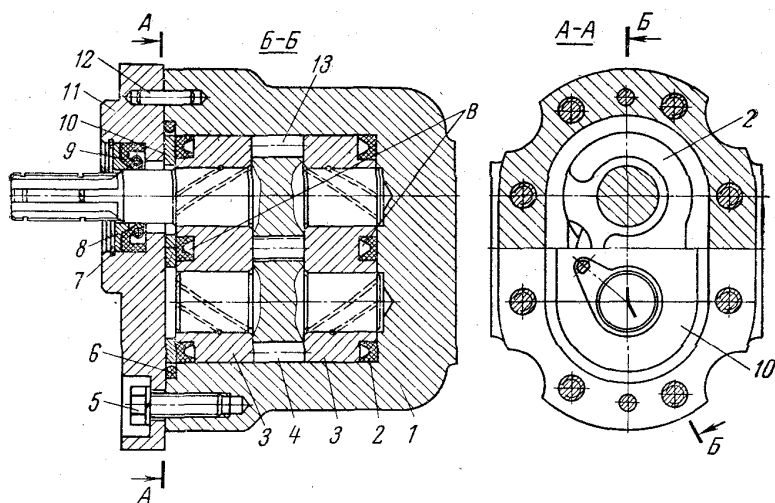
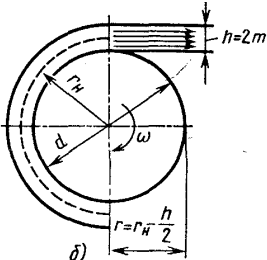
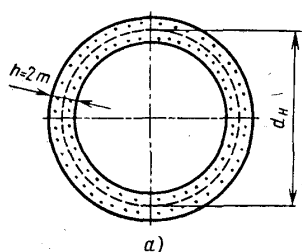


Рис. 4. Шестеренный насос (мотор) типа НШ-10: 1- корпус; 2- фигурная манжета; 3- подшипник; 4, 13- ведомая и ведущая шестерни; 5- болт; 6- резиновое кольцо; 7- кольцо; 8- опорные кольца; 9- манжета; 10- пластина; 11- крышка; 12- штифт

Эти насосы, в частности насосы с шестернями внешнего зацепления, просты по конструкции и отличаются надежностью, малыми габаритами и массой. Максимальное давление,



развиваемое этими насосами, обычно 10 МПа (100 кгс/см<sup>2</sup>) и, реже, 15-20 МПа (150 - 200 кгс/см<sup>2</sup>). Созданы также насосы, пригодные для работы при давлении 30 МПа (300 кгс/см<sup>2</sup>).

Рис. 5 Упрощенная схема механизма подачи шестеренного насоса

Подача насосов, предназначенных для работы на низких давлениях, доходит до 1000 л/мин (1 м<sup>3</sup>/мин). Насосы отличаются большим сроком службы, который для качественных образцов серийного исполнения доведен до 5000 ч.

В шестеренных (и винтовых) гидромашинах отсутствует эффект действия на конструкцию инерционных сил движущихся деталей.

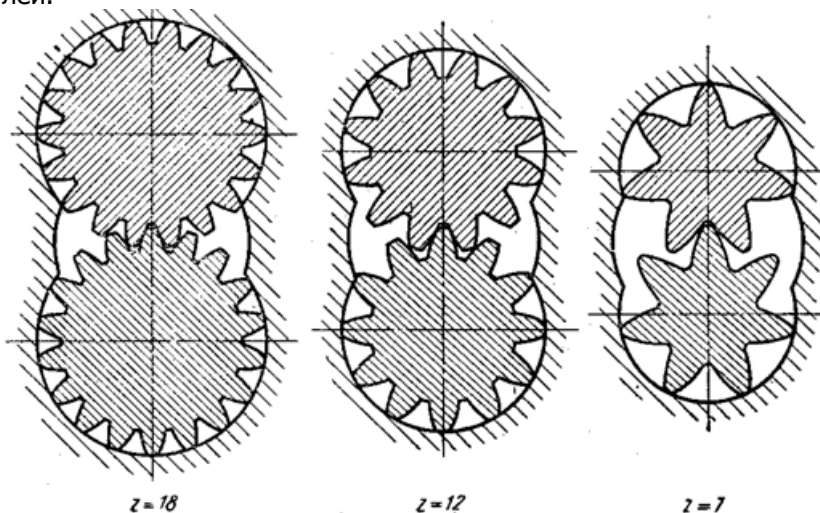


Рис. 6 Сравнительные габариты шестеренных насосов равной подачи при различных числах зубьев.

Они допускают относительно высокие частоты вращения, а также кратковременные перегрузки по давлению, величину и длительность которых определяют в основном размеры подшипников.

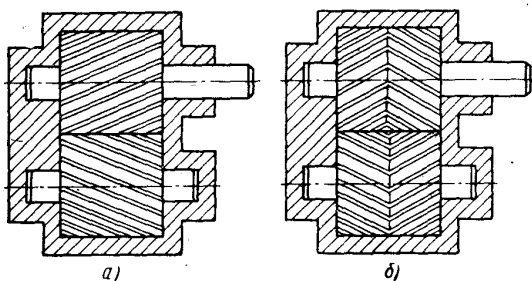


Рис. 7 Схемы насосов с косозубым (а) и шевронными (б) шестернями

Максимальные частоты вращения составляют обычно 2500 и 4000 об/мин, для насосов небольших подач допускаются более высокие частоты вращения. (12000 - 18000 об/мин.)

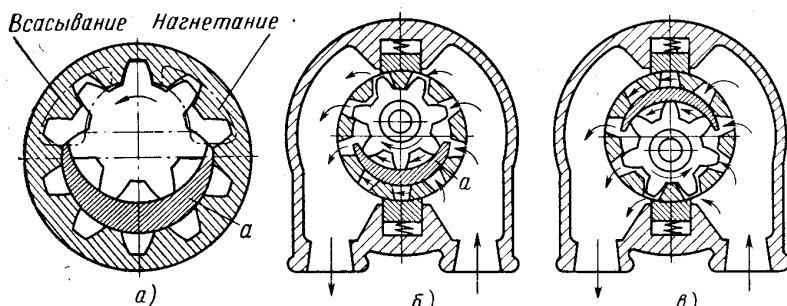


Рис.8 Схемы насосов с шестернями внутреннего зацепления

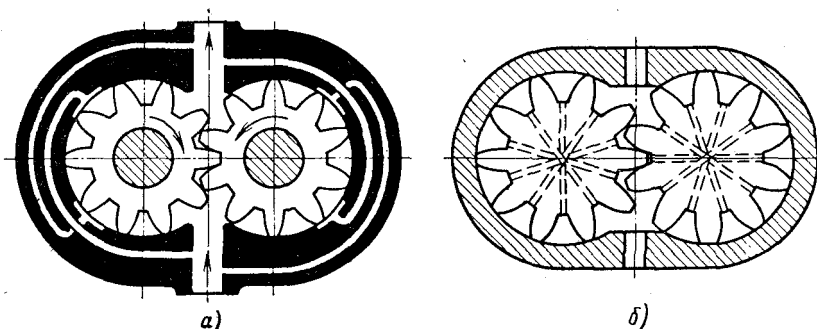


Рис.9 Схемы разгрузки шестерен от сил давления жидкости

Весовая отдача (весовой объем) шестеренных гидронасосов, под которой понимается вес, приходящийся на единицу мощности,

составляет 11-18 Н/кВт и в отдельных конструкциях доходит до 7 Н/кВт при давлении 21 МПа. Объемный КПД шестеренных насосов при номинальных режимах работы доведен до 0,95-0,96 и общий КПД - до 0,87-0,9. В насосах с конструктивно улучшенными узлами радиальной и торцевой герметизации объемный КПД достигает при номинальном давлении 10 МПа значения 0,98, а механический КПД - значения 0,94.

### 3. Шестеренные насосы типа НШ

Шестерённые насосы типа НШ применяются для привода цилиндров, обеспечивающих различные установочные движения, например позиционирование исполнительных органов, периодическую подачу конвейеров.

Насос НШ-10 широко применяется в гидроприводах горных машин. Он состоит из корпуса 1 (рис.4), крышки 11 и качающего узла, который входят ведущая 13 и ведомая 4 шестерни, два подшипника 3, две фигурные манжеты 2 и пластина 10. Стык корпуса с крышкой уплотнён резиновым кольцом 6 круглого сечения. Крышка крепится к корпусу восемью болтами 5 и центрируется двумя

штифтами 12. Вал уплотнен манжетой 9, установленной с опорным кольцом 8 и закрепленной от выпадения кольцом 7.

Зазор по торцам шестерен автоматически регулируется поджимом подшипников к торцам шестерен маслом под высоким давлением, поступающим в полости В.

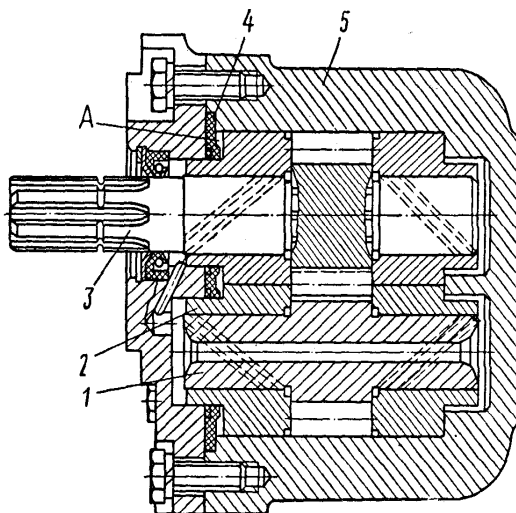


Рис. 10. Шестеренный насос типа НШ 46: 1,3- ведомая и ведущая шестерни; 2- втулки; 4- уплотнение; 5- корпус.

Утечки через смазочные канавки и по цапфам шестерен собираются и по литому каналу отводятся во всасывающий канал насоса.

При вращении зубчатых колес камера всасывания насоса, расположенная со стороны выхода зубьев из зацепления, увеличивает свой объем и заполняется маслом. Последнее переносится в полость нагнетания и при входе зубьев в зацепление выдавливается из впадин шестерен.

Насос НШ-46У устроен в основном аналогично насосу НШ-10, хотя имеются некоторые отличия в устройстве уплотнительного узла. В корпусе 5 (рис. 10) размещен качающий узел, состоящий из ведущей 3 и ведомой 1 шестерен, четырех втулок 2. Крышка крепится к корпусу болтами с пружинными шайбами. Приводной конец ведущей шестерни уплотняется манжетой, закрепленной стопорным кольцом. Манжета, два кольца, вкладыш и уплотнение образуют узел уплотнений. Корпус насоса изготовлен из алюминиевого сплава (силумин). На боковых поверхностях корпуса имеются пластики с четырьмя резьбовыми отверстиями для крепления арматуры всасывающего и нагнетательного трубопроводов. В корпусе выполнены расточки под шестерни и втулки, которые служат опорами для цапф и уплотнениями торцовых поверхностей шестерен.

Регулирование торцовых зазоров происходит автоматически. Масло из камеры нагнетания поступает в полость А над втулками и стремится прижать их к торцам шестерен. Со стороны зубьев шестерен на втулки масло также оказывает давление, но на несколько меньшую площадь. Прижимающее усилие незначительно превосходит отжимающее усилие, что позволяет сохранить пленку смазки.

Уплотнение и вкладыш предотвращают переток масла из полости А во всасывающую камеру. Стык корпуса и крышки уплотнен манжетой 11, а кольца 13 препятствуют выдавливанию ее в зазор между хвостовиком втулки и отверстием в крышке. Утечки через зазор между цапфами и втулками поступают по отверстию в крышке и полую ведомую шестерню в полость на дне корпуса, соединенную с камерой всасывания.

Насос типа НШ-100К (рис. 11) состоит из корпуса 7, качающего узла, включающего ведущую 6 и ведомую 5 шестерни, подшипниковую 3 и поджимную 2 обоймы и два пластика-

замыкателя 1, резиновых манжетных уплотнений, круглого резинового уплотнительного кольца, крышки насоса и шести болтов с пружинными шайбами.

Корпус насоса отлит из алюминиевого сплава заодно с соединительным фланцем, в котором имеются посадочный центрирующий буртик и четыре отверстия и под крепежные болты. Внутри корпуса 7 имеется цилиндрический колодец, в котором помещается качающий узел. В дне колодца корпуса для выхода приводного вала имеется круглое отверстие, в которое с наружной стороны запрессовано манжету уплотнения приводного вала, а с внутренней — центрирующую стальную втулку, выступающую внутрь корпуса на 4 мм. Центрирующая втулка препятствует проворачиванию качающего узла (шестерен в сборе с обоймами и платиками — замыкателями) во время работы и служит направляющей при сборке насоса.

На дне корпуса (внутри) и в крышке имеются гнезда для манжет 8 диаметром 39 мм, а также конические углубления, служащие для образования камеры ограничения зоны осевого поджима.

На боковой поверхности корпуса 7 есть две симметрично расположенные обработанные плоскости н, на которых имеются по четыре резьбовых отверстия, предназначенных для крепления присоединительной аппаратуры (муфт).

В центре одной из плоскостей расположено всасывающее отверстие диаметром 24 мм. В центре другой плоскости имеется выходное или нагнетательное отверстие, диаметр которого такой же, как и всасывающего. Изнутри корпуса в выточку выходного (нагнетательного) отверстия вмонтирована манжета радиального поджима, формирующая камеру давления, в которой создается усилие для поджима обоймы к зубьям шестерен. Поверх манжеты накладывается металлическая опорная пластина для перекрытия зазора между корпусом и поджимной обоймой. По мере износа опорных поверхностей с помощью поджимной обоймы компенсируется радиальный зазор между своей уплотняющей поверхностью и зубьями шестерен.

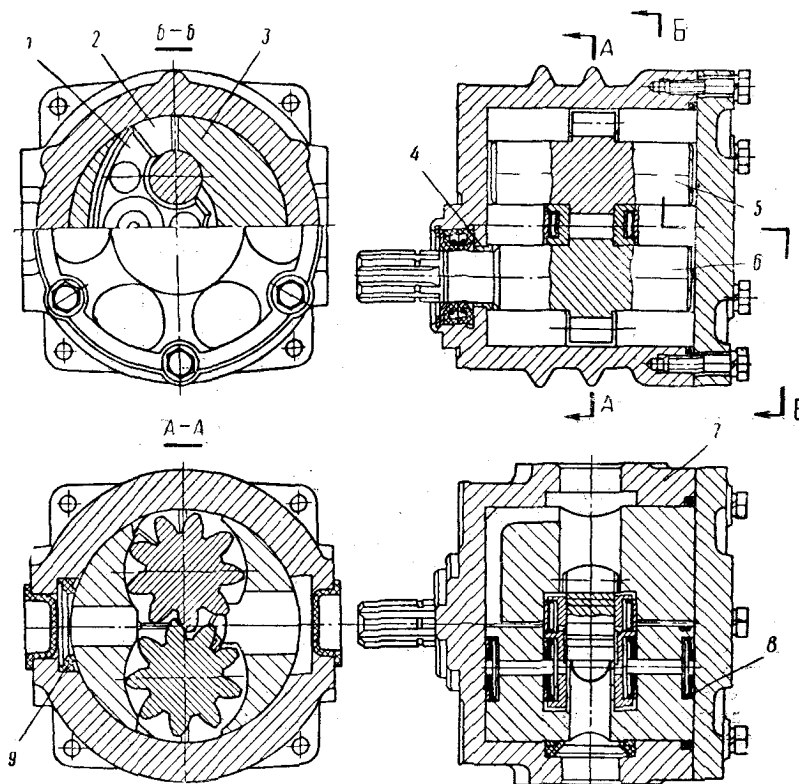


Рис. 11. Шестеренный насос типа НШ-100 К (круглый):  
 1- пластик; 2 – поджимная обойма; 3 – обойма-подшипник; 4 –  
 втулка; 5, 6 – вал-шестерни; 7- корпус; 8, 9- манжеты.

С наружной стороны на доньшке корпуса выполнена этикетка методом тиснения. На этикетке нанесены: эмблема завода, марка насоса, ГОСТ, номинальное давление, геометрический объем, объемная подача насоса за минуту при номинальной частоте вращения, номинальная частота вращения в минуту и номер насоса. Две первые цифры номера обозначают год выпуска, а остальные — номер насоса. Наружная цилиндрическая поверхность корпуса гладкая, а у насосов некоторых типоразмеров с наружной стороны в средней части заодно с корпусом отлиты два ребра жесткости.

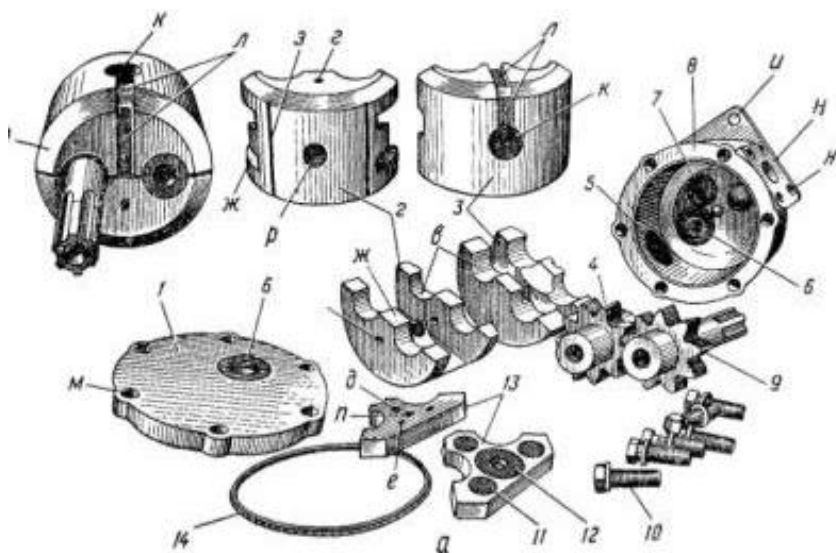


Рис.12 Шестеренный круглый насос типа НШ-100: 1 — крышка насоса; 2 — поджимная (подвижная) обойма; 3 — подшипниковая обойма; 4 — шестерня ведомая; 5 — манжета радиального поджима; 6 — манжета диаметром 39 мм; 7 — центрирующая втулка; 8 — корпус; 9 — шестерня ведущая; 10 — болты с пружинными шайбами для крепления крышки насоса; 11 — манжета диаметром 16 мм; 12 — манжета диаметром 29 мм, 13 — пластики-замыкатели; 14 — уплотнительное кольцо крышки насоса; в — выточки под цапфы шестерен; г — отверстие диаметром 6 мм; д — расточка диаметром 6 мм и глубиной 2 мм; е — косые отверстия; ж — пазы под пластики-замыкатели; з — треугольные пазы; и — отверстие для крепления насоса; к — отверстие всасывающее (входное); л — канавка для отвода утечек; м — отверстия под болты 10; н — обработанные плоскости для крепления присоединительной арматуры; о — фаска широкая; п — отверстие диаметром 6 мм; р — отверстие нагнетательное.

Ведущая 9 (рис. 12 а) и ведомая 4 шестерни насоса изготовлены из легированной стали как одно целое с цапфами и имеют по 9 зубьев у шестерен насосов НШ-32 и НШ-50, по 30 у

шестерен насосов НШ-67, по 9 у шестерен насосов НШ-100 и по 10 зубьев у шестерен насосов НШ-160 и НШ-250.

Таблица 1,  
Технические характеристики насосов типов НШ-У и НШ-К

Показатели	Значения							
Марки насосов: НШ-	32У	46У	32	32-2	50	50-2	67	100-2
Рабочий объем, см <sup>3</sup>	31,7	46,5	31,5	31,5	48,8	48,8	69	98,8
Давление на выходе из насоса, МПа (кгс/см <sup>2</sup> ): номинальное	10 (100)	10 (100)	12,5 (125)	14 (140)	12,5 (125)	14 (140)	10 (100)	14 (140)
максимальное	14 (140)	14 (140)	16 (160)	16 (160)	16 (160)	16 (160)	13,5 (135)	16 (160)
Давление на входе в насос, МПа	0,08	0,08	0,085	0,08-0,12	0,085	0,08-0,12	0,08-0,12	0,08-0,12
кгс/см <sup>2</sup>	0,8	0,8	0,85	0,8-1,2	0,85	0,8-1,2	0,8-1,2	0,8-1,2
Частота вращения, об/мин: номинальная	1650	1650	1920	1920	1920	1920	1500	1500
максимальная	1920	1920	2400	2400	2400	2400	1920	2000
минимальная	1200	1200	960	960	960	960	1200	960
Номинальная подача л/мин	52,5	76,7	56,8	55,6	88,1	86,2	93,1	139,3
Номинальная потребляемая мощность, кВт	-	-	12,1	15,4	20	23,8	17,9	37,5
КПД, не менее, объемный	0,92	0,92	0,94	0,92	0,94	0,92	0,92	0,94
полный	-	-	0,85	0,83	0,85	0,83	0,85	0,85
Масса, кг	5,3	7	6,6	6,8	7,8	7,4	17,4	17,5
Направление вращения ведущего вала - Правое или левое по требованию заказчика								

Ведущие шестерни 9 насосов имеют удлиненный шлицевой конец вала, предназначенный для соединения с муфтой привода. В торце шлицевого конца вала выполнено резьбовое отверстие под винт крепления соединительной муфты привода. Кроме того, на шлицевой части вала ведущей шестерни имеется круговая канавка, в которой располагается специальное гладкое стопорное кольцо (на рисунке кольцо не показано), в которое упирается соединительная муфта. Ведомые шестерни 4 насоса отличаются от ведущих тем, что их цапфы имеют одинаковую длину. Оси ведомых шестерен сквозных осевых отверстий не имеют.

#### 4. Порядок проведения лабораторной работы

1. Изучить конструкцию данной ОГМ.
2. Схематично зарисовать данную ОГМ, описать принцип ее действия и выполнить эскиз отдельного элемента (по указанию преподавателя).
3. Определить рабочий объем  $q$  указанной ОГМ
4. Оценить крутящий момент  $M$ , воспользовавшись приближенной формулой определения диаметра вала  $d$ , из среднеуглеродистой стали ( $\sigma_b=500\ldots800$  МПа) (для случая действия переменной нагрузки и малых изгибающих моментов /4/):

$$d = 0.003\sqrt[3]{\frac{N}{n}} = 0.003\sqrt[3]{\frac{M\omega}{n}} = 0.003\sqrt[3]{2\pi M} \text{ , м}, \quad (16)$$

5. Описать технологический процесс сборки и разборки ОГМ.
6. В заключительной части изложить выводы о пригодности данной ОГМ к эксплуатации.

#### 5. Контрольные вопросы

1. Условные обозначения объемных гидромашин.
2. Принцип действия объемных гидромашин.
3. Подробная классификация и конструктивные особенности рассматриваемой гидромашин.
4. Особенности рабочего процесса изучаемой гидромашин.
5. Основные параметры объемных гидромашин.
6. Область применения гидромашин.
7. Обратимость, реверсирность, регулируемость объемных гидромашин.
8. Тип распределительного узла и его конструктивные особенности.
9. Определение рабочего объема ГМ.

## Рекомендуемая литература

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. Т.2. – 5 - е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1978.
2. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика /Т.М. Башта. // Справочное пособие. 2-е изд., доп. и перераб. - М.: Машиностроение, 1971. - 672 с.
3. Ермаков В.В. Гидравлический привод металлорежущих станков / В.В. Ермаков. -М.: Машгиз, 1936. 234 с.
4. Ковалевский В.Ф. Справочник по гидроприводам горных машин /В.Ф. Ковалевский, Н.Т Железняков, Ю.Е. Бейлин. -М.: Недра, 1973. - 504 с.
5. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: Справочник /В.К. Свешников, А.А. Усов. - М.: Машиностроение, 1982.- 464 с.