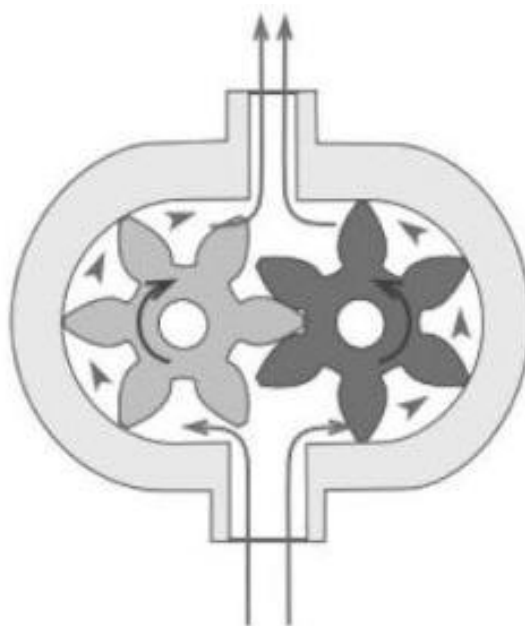


Министерство образования и науки Российской Федерации  
Ивановский государственный химико-технологический университет

# ИСПЫТАНИЕ ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА

Методические указания



Составители: А.Е. Киселев

Е.А. Дубкова

Иваново 2017

УДК: 66.026.4:621.664

Составители: А.Е. Киселев, Е.А. Дубкова

Испытание шестеренного насоса: методические указания / сост.: А.Е. Киселев, Е.А. Дубкова; Иван. гос. хим. - технол. ун-т. - Иваново, 2017. – с. 34.

В методических указаниях рассмотрены основные положения теории гидравлических машин объемного действия и практические аспекты применения шестеренных насосов, устройство и работа лабораторной установки, методики выполнения испытания шестеренчатого насоса и обработки экспериментальных данных.

Предназначены студентам всех направлений подготовки ИГХТУ дневного и заочного отделений, выполняющим лабораторный практикум по дисциплинам «Гидравлика и гидравлические машины», «Механика жидкости и газа», «Процессы и аппараты химической технологии».

Табл. 4. Ил. 11. Библиогр.: 9 назв.

Рецензент

кандидат технических наук Постникова Ирина Викторовна  
(Ивановский государственный химико-технологический университет)

## ОГЛАВЛЕНИЕ

1.	Введение.....	4
2.	Общие сведения и классификация насосов.....	5
3.	Конструкция и принцип работы шестеренного насоса.....	8
4.	Насосная установка.....	12
5.	Основные параметры шестеренных насосов .....	14
6.	Работа шестеренного насоса на сеть.....	24
7.	Схема лабораторной установки.....	26
8.	Постановка эксперимента .....	28
9.	Обработка экспериментальных данных .....	30
10.	Контрольные вопросы .....	31
11.	Рекомендуемая литература .....	33

## Введение

Насосы применяются во всех отраслях промышленности, в сельском и коммунальном хозяйстве как самостоятельные машины, так и узлы сложных установок: станков, энергетических устройств, автомашин и т.д.

В современных технических устройствах объемный, или гидро-пневматический, привод находит все большее применение, вытесняя иные виды приводов. При проектировании гидравлических систем высокого давления ранее предпочтение отдавали поршневым насосам, однако ввиду проявления ряда существенных недостатков в непригодных для их работы условиях положительно зарекомендовали себя более неприхотливые шестеренные насосы, работающие на иных принципах.

Шестеренные насосы являются достаточно распространенными типами гидромашин в химической промышленности, а в таких отраслях, как машино- и станкостроение, производство мобильной техники (трактора, краны и т.д.) они являются доминирующими. Шестеренные насосы применяются в системах смазки и регулирования двигателей и компрессоров, в силовых гидropередачах и системах гидроприводных устройств различного назначения. Они распространены благодаря таким достоинствам, как неприхотливость, простота изготовления и эксплуатации, высокая надежность, малые габариты и масса, возможность перекачивания жидкостей с высокой вязкостью, высокое значение КПД.

Тем не менее, шестеренные насосы не лишены недостатков, например, характерный для зубчатых передач шум, вибрация и проявление кавитационного эффекта при высоких скоростях вращения шестерней, большие кратковременные перегрузки по давлению.

## 1. Общие сведения и классификация насосов

Насосы или гидравлические машины — это устройства, которые преобразуют механическую энергию двигателя в гидравлическую энергию потока, при этом создается разность давлений до и после насоса, что обуславливает движение жидкости в определенном направлении. По принципу работы их можно разделить на два класса: **гидравлические** и **электромеханические**. Гидравлические насосы представляют собой конструкции, которые позволяют использовать энергию потока другой жидкости (эжекторы, инжекторы) и принципы пневматики (монтежу, эйрлифт) для перекачивания жидкостей.

Электромеханические насосы получили наиболее широкое применение, общая классификация которых представлена на рис. 1. Так, по виду рабочей камеры их разделяют на **динамические** и **объемные**. В динамических насосах жидкость приобретает энергию в результате силового воздействия на нее рабочего органа в рабочей камере постоянного объема при постоянном сообщении потока со входом и выходом из насоса. К ним относятся:

- 1) **лопастные** (*центробежные, осевые*);
- 2) **электромагнитные** (*для перекачки токопроводящих расплавов*);
- 3) **насосы трения** (*вихревые, дисковые, струйные и др.*).

В **насосах объемного действия** жидкость приобретает энергию за счет силового воздействия на нее рабочего органа, движение которого приводит к периодическому изменению объема рабочей камеры, поэтому по характеру движения рабочего органа их можно подразделить на:

- 1) **возвратно-поступательные** (*поршневые и плунжерные*);
- 2) **роторные**.

Собственно, шестеренные насосы относятся к объемным роторным гидравлическим машинам (рис. 2), поскольку вращение рабочих органов (шестерней) осуществляется вокруг неподвижной оси. Именно данный тип насосов и рассмотрен в методических указаниях.



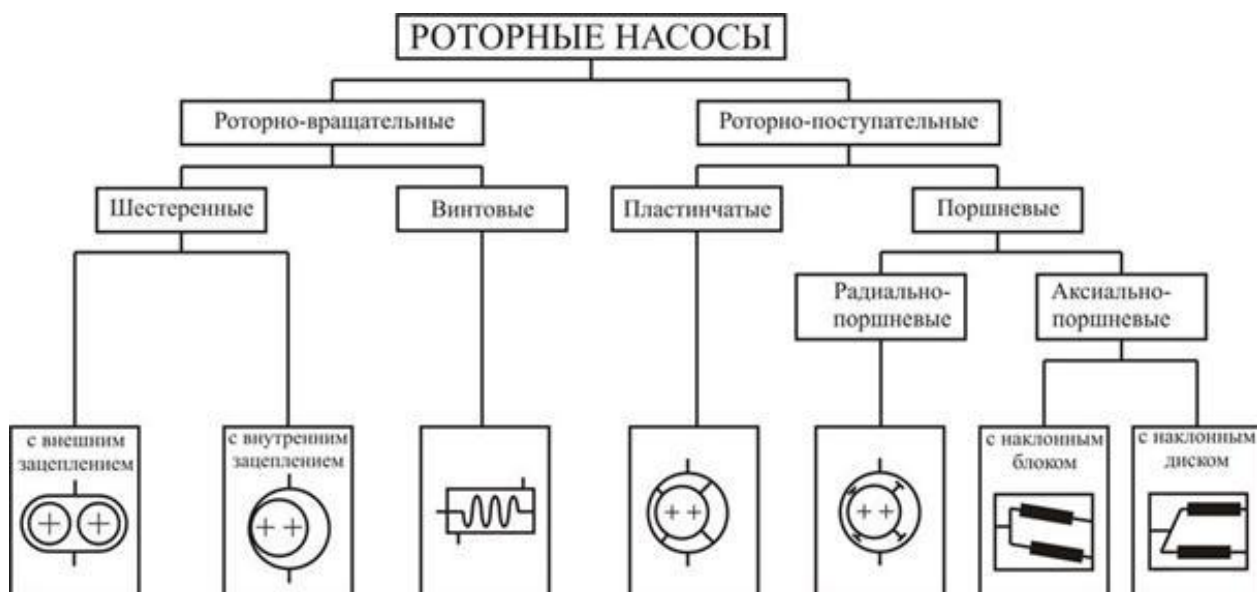


Рис. 2. Классификация роторных насосов

Существует множество видов шестеренных насосов, отличающихся друг от друга различными признаками:

- **по характеру зацепления** (с внутренним или внешним зацеплением);
- **по форме зубьев** (прямая, косозубая, эвольвентная, шевронная и винтовая формы зубьев);
- **по направлению вращения ротора** (правого и левого вращения, реверсивные);
- **по числу сцепляющихся роторов** (двухроторные и многороторные);
- **по числу ступеней** (одноступенчатые и многоступенчатые).

Представленная классификация является условной и может не охватывать некоторые малораспространенные или перспективные разработки. Анализируя особенности насоса, не стоит ограничиваться классификацией лишь по одному признаку, так как его работа зависит от множества факторов. Так, например, шестеренные насосы с внутренним зацеплением обладают значительно меньшим уровнем шума и пульсации, однако их изготовление обходится значительно дороже, поэтому насосы этого типа чаще всего применяются в стационарных машинах — особо ответственных гидроузлах прессов и станков. В то же время

одноступенчатые насосы с внешним зацеплением получили очень широкое распространение в технике, особенно в гидроприводах мобильных машин вследствие возможности создания высокого давления при небольшой массе и работе в широком диапазоне допустимых скоростей вращения вала и вязкости рабочей жидкости, т.е. при большом перепаде температур.

Основной модельный ряд шестеренных насосов представлен такими нормативно-техническими документами, как ГОСТ 19027 – 89 (тип НШ), ГОСТ 15107 – 79 (тип Г). Маркировочные обозначения на корпусах шестеренчатых насосов, работающих в гидросистемах машин, наносятся с соблюдением требований ГОСТа 19027 – 89.

### 1. Конструкция и принцип работы шестеренного насоса

Рабочий орган роторных насосов состоит из трех частей — статора, ротора и замыкателя. Ротор — вращающаяся часть рабочего органа; статор — неподвижный орган (корпус), обладающий приемной и напорной камерами; замыкатель — рабочий орган, который отсекает при прямоочном движении жидкости, перемещаемой в напорную камеру, некоторый объем жидкости.

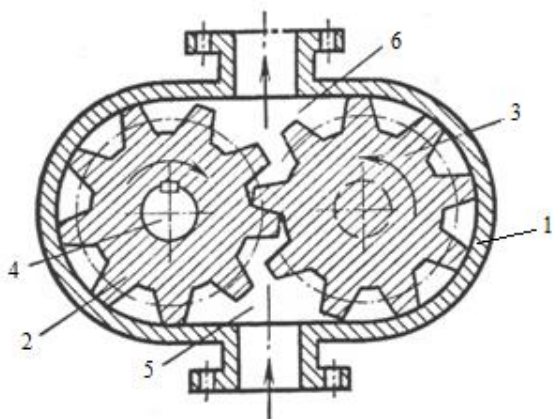


Рис. 3. Общая схема шестеренного насоса:

1 – корпус насоса; 2, 3 – ведущая и ведомая шестерни; 4 – вал; 5, 6 – всасывающее и нагнетательное пространства корпуса насоса



На рис. 3 представлена общая схема шестеренного насоса. Ведущая 2 и ведомая 3 шестерни насоса вращаются в корпусе 1. Ведущая шестерня 2 соединена с двигателем и передает от него вращение ведомой шестерне 3. Впадины шестерен 2 и 3 захватывают жидкость из всасывающего пространства 5 и подают в нагнетательную часть 6 корпуса 1 насоса. В момент зацепления шестерен зубья одной из них вытесняют жидкость из впадин другой, и она поступает в напорный трубопровод. Благодаря непрерывности вытеснения жидкости зубьями подача таких насосов более равномерная.

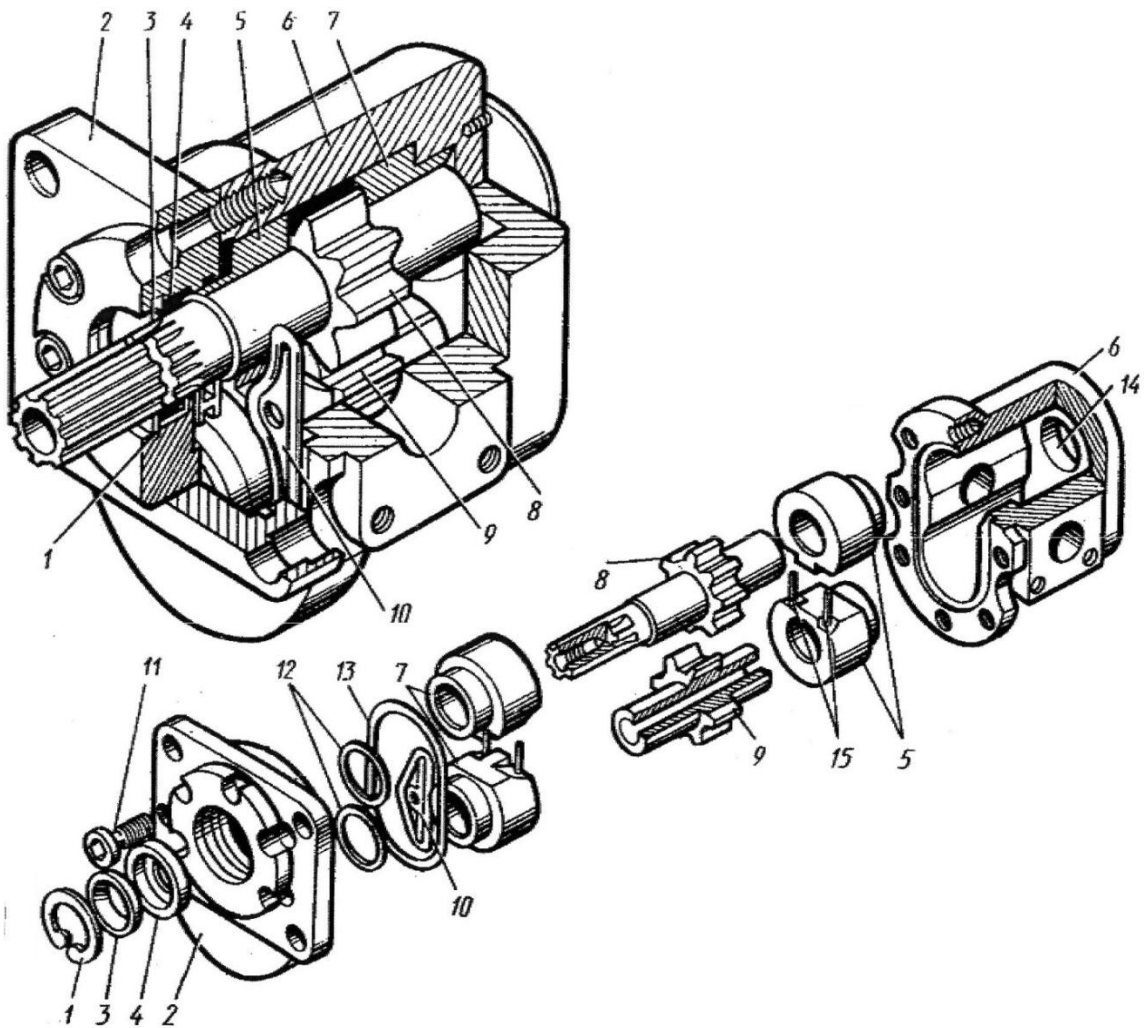


Рис. 4. Общий вид конструкции шестеренного насоса типа НШ с разнесением схемы: 1, 3, 12, 13 – уплотнительные кольца; 2 – крышка; 4 – сальниковое уплотнение; 5, 7 – втулки для фиксации валов; 6 – корпус; 8, 9 – шестерни; 10 – разгрузочная пластина; 11 – винты; 14 – дренажное отверстие; 15 – стержни

На рис. 4 представлена конструкция шестеренного насоса типа НШ с прямым зубным зацеплением. В расточках корпуса 6 установлены ведущая 8 и ведомая 9 шестерни, зафиксированные посредством подшипников и втулок 7. Зачастую шестерни выполнены заодно с валом (например, в насосах типа НШ), или ведущая шестерня 8 посажена на шпонку на ведущем валу, а ведомая 9 свободно вращается на оси своего вала (насосы типа Г). Осевые перемещения шестерней ограничиваются опорными подшипниками скольжения или пружинами, роль которых выполняют плавающие бронзовые втулки 5 и 7. Одновременно они выполняют роль упорных подшипников для торцов шестерен 8 и 9. Передние втулки 5 могут перемещаться вдоль валов, а задние втулки 7 впрессованы в корпус 6. Втулки автоматически прижимаются к шестерням независимо от их износа благодаря подаче рабочей жидкости на торец втулки. Это позволяет повысить объемный коэффициент полезного действия и срок службы насоса. Сопряжение верхней и нижней втулок 5 или 7 осуществляется стержнями 15. Между крышкой и корпусом проложено кольцо 13 из маслостойкой резины. Герметизация рабочего пространства осуществляется манжетным уплотнением 4 из маслостойкой резины, которая установлена в угольнике или фланце насосов Г11-1 и АГ11-1 или во фланцах насосных агрегатов БГ11-1, ВГ11-1, манжета фиксируется стопорным 1 и упорным 3 уплотнительными кольцами. В крышке выполнены дополнительные расточки, в которые вводят уплотнительные кольца 12 индивидуально на вал. С целью избегания перекоса втулок из-за неравномерной нагрузки в зоне камер всасывания и нагнетания со стороны всасывающей камеры установлена фигурная разгрузочная пластина 10, обтянутая по контуру резиновым кольцом. Пластину располагают между крышкой 2 и втулками 5.

К боковым поверхностям корпуса 6 крепят винтами всасывающий и нагнетательный патрубки. Подвод и отвод масла производится через отверстия с конической резьбой по ГОСТ 6111 – 52. В корпусе предусмотрено коническое резьбовое отверстие 14 для отвода

просочившейся рабочей жидкости при использовании насоса в режиме гидромотора: в это отверстие ввертывают штуцер, к которому прикрепляют дренажный трубопровод к гидравлической системе.

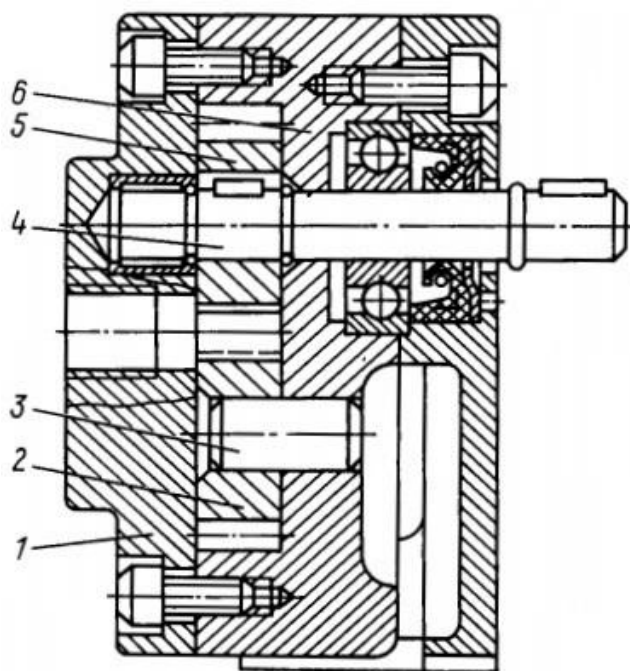


Рис. 5. Чертеж шестеренного насоса типа Г11-1 (сечение по осям вращения шестерней): 1 – крышка; 2, 5 – ведомая и ведущая шестерни; 3 – ось; 4 – вал, 6 – корпус

В данной работе испытаниям подвергается насос типа Г11-1, конструкция которого значительно проще (рис. 5) выше рассмотренного типа НШ. Насос Г11-1 имеет две шестерни 2 и 5, вращающиеся в расточках корпуса 6. Ведущая шестерня 5 посажена на шпонку на ведущем валу 4, а ведомая 2 свободно вращается на оси 3. Ось запрессована в отверстие корпуса. Осевые перемещения ведущей шестерни ограничиваются пружинными кольцами, ведомой — с одной стороны крышкой 1, с другой — корпусом 6. При вращении шестерен камера всасывания, расположенная со стороны выхода зубьев из зацепления, увеличивает свой объем и заполняется маслом. При входе в зацепление происходит вытеснение масла зубом одной шестерни из межзубного пространства другой шестерни в камеру нагнетания и далее в маслопровод системы. Подвод и отвод масла производится через

отверстия с конической резьбой по ГОСТ 6111 – 52, расположенные в крышке насоса.

## 2. Насосная установка

Обычно насосы представлены в виде насосного агрегата, т.е. самого насоса и двигателя, соединенные между собой посредством муфты. В свою очередь, насосный агрегат в комплекте с всасывающим и напорным трубопроводами представляет собой насосную установку, перекачивающую жидкость от источника к потребителю (рис. 6).

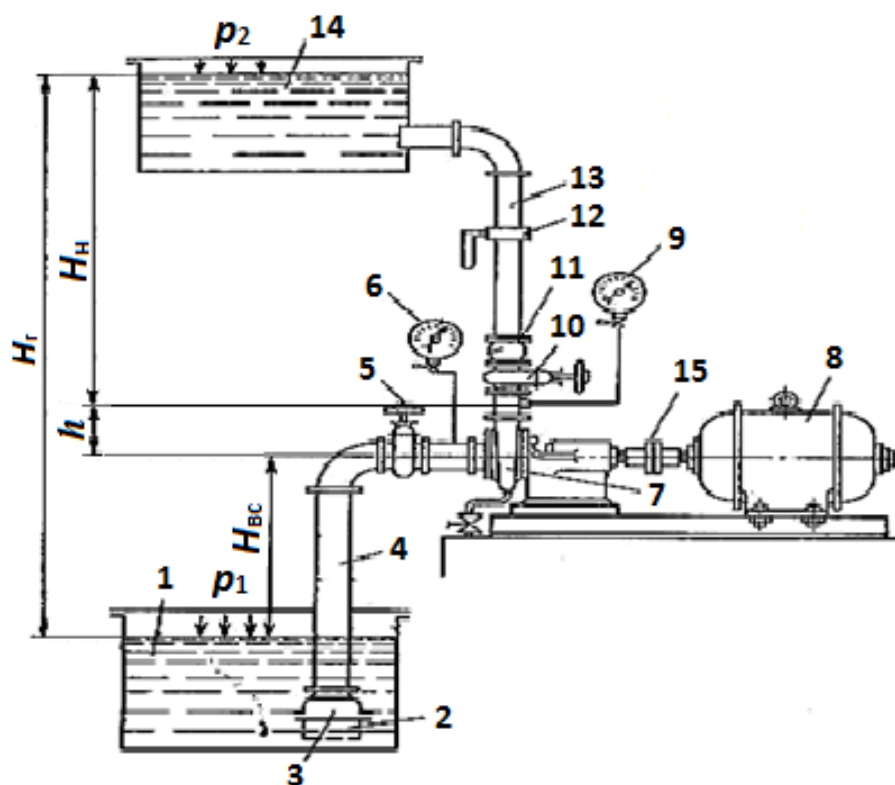


Рис.6. Насосная установка: 1 –расходная емкость, 2 – сетчатый фильтр, 3, 11 – обратный клапан, 4 – всасывающий трубопровод, 5 – запорный вентиль, 6 – мановакууметр, 7 – насос, 8 – электродвигатель, 9 – манометр, 10 – регулирующий вентиль, 12 – диафрагма под дифференциальный манометр, 13 – нагнетательный трубопровод, 14 – приемная емкость, 15 – муфта

Перекачиваемая жидкость из расходной емкости 1 затягивается во всасывающий трубопровод 4, на входе в который жестко установлены сетчатый фильтр 2 и обратный клапан 3. Функция первого заключается в отделении механических частиц от потока во избежание абразивного воздействия и забивки узлов трубопровода и самого насоса. Обратный клапан 3 представляет собой патрубок, в поперечном сечении которого установлен подвижный в осевом направлении столик (клапан) с прокладкой-уплотнителем. При всасывании жидкости клапан отодвигается внутрь патрубка, при остановке же насоса этот клапан герметично прижимается к ступичному кольцу патрубка за счет гидростатического давления столба жидкости и пружины, поэтому всасывающий трубопровод и рабочий орган насоса остаются в среде рабочей жидкости. В противном случае, при спуске уровня жидкости из рабочей области насоса перекачивание жидкости невозможно. Далее по ходу потока установлен запорный клапан 5 для перекрытия трубопровода в момент долгой остановки или ремонта. Перед насосом 7 в патрубок врезается мановакууметр 6, который регистрирует величину вакуума  $p_v$ , создаваемую насосом для подъема жидкости на уровень оси вращения рабочего органа насоса. Непосредственно рабочий орган насоса 7 приводится в движение электродвигателем 8, вал которого посредством муфты 15 соединен с валом насоса 7. Муфта выполняет роль механического предохранителя при существенном превышении нагрузки на электродвигатель 8, чтобы избежать его поломки. Из нагнетательного патрубка насоса 7 поток направляется в напорный трубопровод 13, проходя врезку манометра 9, регулировочный вентиль 10, обратный клапан 11 и диафрагму под дифференциальный манометр 12 жидкость попадает в приемную емкость. Показания мановакууметра 6 и манометра 9 служат для определения напора.

### 3. Основные параметры шестеренных насосов

При проектировании насосных установок выбор насоса производят в соответствии с основными техническими и энергетическими характеристиками и насоса, и трубопровода. Так, к основным параметрам насосов, в частности, шестеренных насосов, относят теоретическую и действительную подачи, напор, полезную мощность, мощность на валу, КПД и степень неравномерности подачи насоса.

- **Подача  $Q$  (производительность)** — это объем жидкости, проходящий через насос в единицу времени. Подача в СИ имеет размерность  $\text{м}^3/\text{с}$ . В случае работы динамических насосов подача регулируется путем изменения степени открытия вентиля на нагнетательном трубопроводе и не зависит от удельного веса жидкости, тогда как подача насосов объемного действия, к которым относятся роторные, регулируется изменением частоты вращения вала электромеханического привода.

Теоретическая подача насоса  $Q_T$  определяется величиной объема рабочей камеры насоса  $q$ , при этом зависит от частоты вращения шестерен и суммарного объема зубьев, отнесенному ко времени одного оборота шестерней:

$$Q_T = qn = 2ZSl_n, \quad (1)$$

где  $q$ —объем рабочей камеры,  $\text{м}^3$ ;  $z$  — число зубьев на одной шестерне, шт.;  $S$  — площадь поперечного сечения зуба шестерни на делительном диаметре,  $\text{м}^2$ ;  $l$  — длина зуба (ширина венца) шестерни, м;  $n$  — частота вращения шестерни, об/с. С учетом параметров шестерней подача насоса может быть определена:

$$Q_T = 2\pi d_f t m b n = 2\pi m^2 z b n, \quad (2)$$

где  $d_f$ — диаметр средней окружности шестерни, м;  $m$  — модуль шестерни;  $b$  — ширина венца шестерни, м.

Количество вытесняемой жидкости в незначительной степени зависит от формы зубьев, поэтому формула для расчета подачи шестерней с различным зацеплением будет содержать соответствующие поправки.

Действительная подача  $Q_p$  шестерённого насоса меньше теоретической на величину объёмных потерь или объёмного КПД  $\eta_{об}$ :

$$Q_p = Q_T \eta_{об}. \quad (3)$$

Зацепление зубьев шестерен представляет собой подвижное уплотнение, поэтому благодаря непрерывности вытеснения жидкости зубьями подача таких насосов более равномерная, по сравнению с поршневыми. Так, на рис. 7 представлен график подачи жидкости шестеренным насосом, равномерность которого сравнивается с подачей поршневого насоса. Подача поршневого одноцилиндрового насоса однонаправленного действия (рис. 7, а) представляет собой чередование положительных частей синусоиды 1 с интервалом максимума подачи  $2\pi$ , т.е. полный оборот коленчатого вала, поэтому отчетливо выделяются режимы всасывания и нагнетания. Выравнивание подачи можно обеспечить добавлением количества рабочих цилиндров и двусторонним действием поршней. Так, в случае трехпоршневого насоса одностороннего действия (синусоиды 1, 2, 3 на рис. 7, а) максимум подачи уже достигается через каждые  $2\pi/3$ , т.е. при повороте коленчатого вала на  $120^\circ$ .

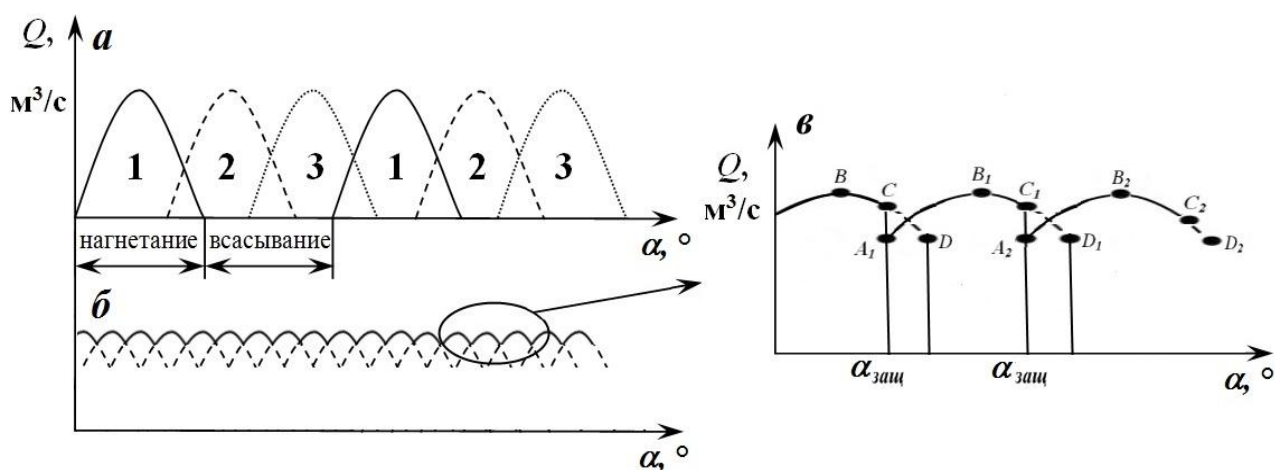


Рис. 7. Неравномерность подачи поршневого (а) и шестеренного (б) насосов;  
в – схема для детального пояснения зависимости подачи от времени.

На рис. 7, б представлена общая зависимость подачи шестеренного насоса от угла поворота шестерни, а детальный анализ представлен на рис. 7, в. Так, ведущая шестерня входит в зацепление с ведомой шестерней в т.А<sub>1</sub>, т.е. начинается вытеснение жидкости из межзубного пространства. Точка В<sub>1</sub> соответствует максимуму подачи в момент вытеснения жидкости из межзубного пространства примерно половиной рабочего объема зуба шестерни зацепления. Максимум подачи пропорционален модулю зубчатого колеса и достигается при повороте шестерни на каждые  $2\pi m/d_f^\circ$ . Далее подача постепенно снижается с дальнейшим входом оставшегося объема зуба в межзубное пространство (линия В<sub>1</sub>С<sub>1</sub>), а по достижении т. С<sub>1</sub> происходит защемление жидкости в межзубном пространстве, и подача резко снижается по линии С<sub>1</sub>А<sub>2</sub>. Выход шестерней из зацепления соответствует т. D<sub>1</sub>. Таким образом, степень неравномерности подачи  $\delta$  можно определить по уравнению:

$$\delta = \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha}{4(z + 2)}, \quad (4)$$

где величина  $\alpha$  представляет собой угол наклона касательной к средним окружностям обеих шестерней при их зацеплении.

• Вследствие различия уровней расходной и приемной емкостей (см. рис. 6), согласно уравнению Бернулли, энергия потока жидкости во всасывающем трубопроводе перед её входом в насос  $E_{вх}$  составляет

$$E_{вх} = H_{вс} + \frac{P_{вс}}{\rho g} + \frac{W_{вс}^2}{2g} = \frac{P_1}{\rho g} - h_{пот. вс},$$

а на выходе из насоса  $E_{вых}$ :

$$E_{вых} = H_{вс} + h + \frac{P_{н}}{\rho g} + \frac{W_{н}^2}{2g} = H_{г} + \frac{P_2}{\rho g} + h_{пот. н}.$$

В поле сил тяжести энергия потока, развиваемая насосом, соответствует разности полных энергий потоков жидкости после насоса  $E_{вых}$  и перед ним  $E_{вх}$ :



$$H = E_{\text{ВЫХ}} - E_{\text{ВХ}} = \left( H_{\text{вс}} + h + \frac{P_{\text{н}}}{\rho g} + \frac{W_{\text{н}}^2}{2g} \right)_{\text{ВЫХ}} - \left( H_{\text{вс}} + \frac{P_{\text{вс}}}{\rho g} + \frac{W_{\text{вс}}^2}{2g} \right)_{\text{ВХ}}$$

или

$$H = h + \frac{P_{\text{н}} - P_{\text{вс}}}{\rho g} + \frac{W_{\text{н}}^2 - W_{\text{вс}}^2}{2g}, \quad (5)$$

что называется **напором  $H$** . Таким образом, напор  $H$ , развиваемый насосом, представляет собой разность механических энергий единицы веса жидкости в сечениях потока после насоса и перед ним и выражается в метрах столба перемещаемой жидкости. Иными словами, напор — это удельное количество энергии, которую получает жидкость весом в 1 Н при прохождении через насос.

Определить затраты энергии (напора) потока можно по уравнению:

$$H = E_{\text{ВЫХ}} - E_{\text{ВХ}} = \left( H_{\text{г}} + \frac{P_2}{\rho g} + h_{\text{пот. н}} \right)_{\text{ВЫХ}} - \left( \frac{P_1}{\rho g} - h_{\text{пот. вс}} \right)_{\text{ВХ}}$$

или

$$H = H_{\text{г}} + \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + h_{\text{пот.}} \quad (6)$$

Итак, напор, развиваемый насосом, затрачивается на поднятие жидкости на геометрическую высоту  $H_{\text{г}}$ , преодоление разности давлений в расходной  $P_1$  и приемной  $P_2$  емкостях, суммарную потерю напора  $h_{\text{пот}}$  на всем трубопроводе.

Величину **напора  $H$**  также можно интерпретировать как высоту, на которую может быть поднят 1 кг жидкости за счет энергии, сообщаемой потоку насосом данной конструкции. В соответствии с этим согласно рис. 6 можно выделить такие понятия, как высоты всасывания и нагнетания.

**Высота всасывания  $H_{\text{вс}}$**  представляет собой геометрическую высоту, измеряемую от минимального уровня жидкости до оси насоса на линии всасывания (см. рис. 6). Согласно уравнению Бернулли, возникающая разность напоров в расходной емкости  $P_1/\rho g$  и во всасывающем трубопроводе  $P_{\text{л.вс.}}/\rho g$  соответствует высоте всасывания:

$$H_{\text{вс}} = \frac{P_1 - P_{\text{л.вс.}}}{\rho g} - \frac{W_1^2 - W_{\text{л.вс.}}^2}{2g} - h_{\text{пот}}. \quad (7)$$

Следовательно, высота всасывания увеличивается при возрастании давления  $P_1$  в расходной емкости 1 и уменьшается с увеличением давления  $P_{\text{л.вс.}}$  во всасывающем трубопроводе при, например, снижении частоты вращения рабочего колеса.

**Высота нагнетания  $H_{\text{н}}$**  представляет собой геометрическую высоту, измеряемую от оси насоса до максимального уровня подъема жидкости в приемной емкости (см. рис. 6). Таким образом, общая геометрическая высота является суммой высот всасывания и нагнетания.

Так как шестеренный насос относится к объемным роторным гидромашинам, предназначенным для создания значительных приращений давления, то полное приращение энергии жидкости выражают в единицах давления. Давление, создаваемое шестеренным насосом  $\Delta P$ , численно равно разности между давлением на выходе из насоса  $P_{\text{н}}$  и на входе в него  $P_{\text{вс}}$ , Па:

$$\Delta P = P_{\text{н}} - P_{\text{вс}}.$$

Расчет напора шестеренного насоса производится по показаниям манометра  $P_{\text{м}}$  и вакуумметра  $P_{\text{в}}$  по уравнению:

$$H = \frac{P_{\text{м}} - P_{\text{в}}}{\rho g} + h + kQ^2, \quad (8)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $h$  – расстояние по вертикали между врезками в трубопровод вакуумметра и манометра, м;  $k$  – коэффициент, учитывающий гидравлическое сопротивление трубопровода.

- Перекачивание жидкости насосом и сообщение ей энергии (напора) обеспечивается подводом электроэнергии к электродвигателю в насосном агрегате, поскольку механическая энергия вращения является посредником при трансформации электрической энергии в энергию потока. Так, рис. 8 иллюстрирует все этапы передачи энергии от электросети к потоку. Мощность  $N_{\text{эл}}$ , потребляемая от электросети, теряется при работе

электродвигателя и самого насоса, что учитывается с помощью КПД электродвигателя  $\eta_{эд}$ , коэффициентом мощности электродвигателя  $\cos\varphi$  и КПД насоса  $\eta_{общ}$ . Таким образом, можно выделить такие энергетические параметры насосного агрегата, как **мощность на валу  $N_в$**  и **полезная мощность  $N_{пол}$** . В системе СИ мощность измеряется в Вт (кВт).

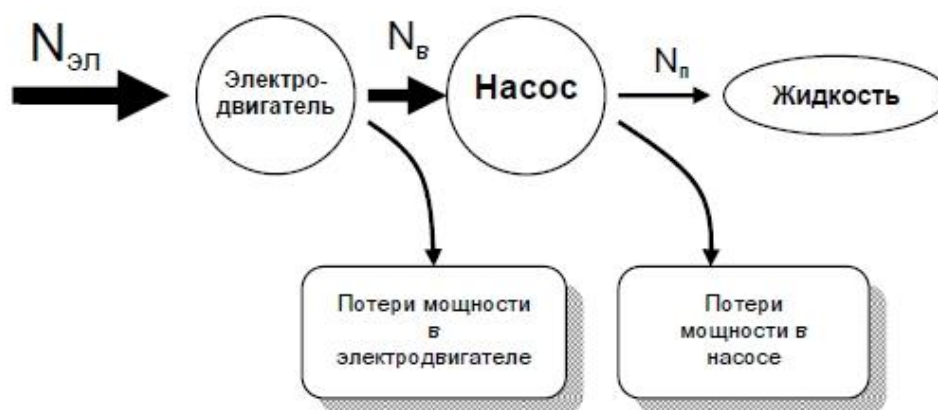


Рис. 8. Путь трансформации электрической энергии в энергию потока и соответствующие потери мощности в насосном агрегате

**Мощность на валу  $N_в$**  — мощность, подводимая от электродвигателя к валу рабочего органа насоса. В случае применения трехфазного асинхронного двигателя в качестве движителя потока имеет место соотношение:

$$N_в = \sqrt{3} \cdot IU \eta_{эд} \cdot \cos\varphi, \quad (9)$$

где  $I$  — сила тока, А;  $U$  — напряжение сети, В;  $\eta_{эд}$  — коэффициент полезного действия электродвигателя;  $\cos\varphi$  — коэффициент мощности электродвигателя.

**Полезная мощность  $N_{пол}$**  — энергия, передаваемая насосом данной конструкции непосредственно потоку жидкости. В соответствии с рис. 8, количество подводимой энергии к потоку определяется затратами насосного агрегата или перемещением единицы удельного веса жидкости на высоту  $H$ :

$$N_{пол} = N_в \eta_{общ} = Q_p \rho g H. \quad (10)$$

• **Коэффициент полезного действия (КПД) насоса  $\eta_{\text{общ}}$**  — эффективность передачи энергии потоку от насоса данной конструкции, определяемая отношением полезной мощности к мощности на валу:

$$\eta_{\text{общ}} = \frac{N_{\text{пол}}}{N_{\text{в}}} = \eta_{\text{об}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}. \quad (11)$$

Очевидно, что чем выше КПД насоса, тем большая часть мощности передается потоку и тем выше экономичность работы. Величина КПД зависит от режима работы насоса: частоты вращения вала рабочего колеса, диаметра, длины и гидравлического сопротивления трубопровода и т.д. Для любого насоса при одной и той же частоте вращения вала электродвигателя есть условия, при которых его КПД максимален, поэтому определение оптимальных условий работы насоса требует рассмотрения многофакторной зависимости КПД от различных параметров. Именно при этих условиях, определяемых экспериментально, надлежит эксплуатировать насос.

Согласно теории подобия роторных гидромашин, разработанной В.В. Мишке, в данных устройствах имеются три вида потерь энергии, которые характеризуются гидравлическим  $\eta_{\text{г}}$ , объемным  $\eta_{\text{об}}$  и механическим  $\eta_{\text{м}}$ .

**Гидравлический КПД  $\eta_{\text{г}}$**  является отношением действительного напора потока к его теоретическому значению и учитывает потери напора при движении жидкости через насос. Вследствие очень низких гидравлических потерь  $\eta_{\text{г}}$  обычно принимается равным 1.

**Объемный КПД  $\eta_{\text{об}}$**  является отношением действительной подачи к теоретической. Параметр учитывает потери объема жидкости (по закону Пуазейля) при утечках через зазоры между торцевыми поверхностями шестерён и корпусов или подпятников, через радиальные зазоры между цилиндрическими поверхностями корпусов и вершинами зубьев и через неплотности контакта между зубьями зацепляющихся шестерней. Торцевые зазоры могут компенсироваться, для чего торцевые поверхности, прилегающие к шестерням, выполняются подвижными (см. втулки 5 и 7 на рис. 4). Прилегание к шестерням обеспечивается использованием

гидравлических сил и усилий специальных пружин. В случае некомпенсируемых торцовых зазоров утечки через них составляют до 75...80% суммарных утечек в насосе. Торцовые зазоры следует по возможности уменьшать. Их величину доводят до 0,02...0,03 мм.

Потери на всасывании зависят от вязкости жидкости, так как при равном времени заполнения впадин более вязкая жидкость заполнит меньшую часть объёма. С увеличением вязкости жидкости утечки уменьшаются, но объёмный КПД с увеличением вязкости вначале растёт, а затем падает из-за возрастания потерь на всасывании. Кроме того, часть жидкости переносится из области нагнетания в область всасывания в качестве защемлённой в межзубьевых объёмах. При наличии растворённых в жидкости газов, он расширяется при попадании жидкости в область всасывания, занимая часть объёма впадин, предназначенного для заполнения при всасывании. Надёжность заполнения впадин также зависит от формы и размеров канала, подводящего жидкость ко впадинам насоса.

**Механический КПД  $\eta_m$**  является отношением мощности, подводимой к насосу, к мощности насоса за вычетом мощности механических потерь (теоретическая мощность), т.е.  $\eta_m$  выражает относительную долю механических потерь энергии в насосе, затрачиваемой на жидкостное (по закону Ньютона) и «сухое» (по закону Кулона) трение. Механические потери в насосе возникают в подшипниках, сальниковых уплотнениях, трение уплотнительных колец поршня о стенку цилиндра, трение зубьев при вращении шестерней и т.д.

Согласно теории подобия роторных гидромашин В.В. Мишке, каждая из описанных выше потерь может быть оценена постоянным безразмерным коэффициентом:  $k_{об}$ ,  $k_{ж.тр}$  и  $k_{с.тр}$ , которые определяются опытным путем. Значения КПД зависят еще от безразмерного критерия подобия, характеризующего режим работы роторного насоса  $\sigma = P/\mu n$ , тогда для роторного насоса имеем следующие соотношения:

$$\eta_{об} = 1 - k_{об}\sigma, \quad (12)$$

$$\eta_{м} = \frac{1}{1 - k_{с.тр} + \frac{k_{ж.тр}}{\sigma}}, \quad (13)$$

$$\eta_{общ} = \eta_{об} \eta_{м} = \frac{1 - k_{об}\sigma}{1 - k_{с.тр} + \frac{k_{ж.тр}}{\sigma}}. \quad (14)$$

Таким образом, зная коэффициенты  $k_{об}$ ,  $k_{ж.тр}$ ,  $k_{с.тр}$  посредством критерия подобия  $\sigma$  можно пересчитывать КПД насоса с одних условий его работы ( $\sigma_1=P_1/\mu_1n_1$ ) на другие ( $\sigma_2=P_2/\mu_2n_2$ ).

Все названные потери могут быть определены с привлечением законов гидромеханики и с учётом реальных размеров соответствующих зазоров и объёмов, а также с учётом переменных свойств перекачиваемых жидкостей. Сложности применяемого при этом математического аппарата не обеспечивают точных результатов расчётов. В основном это связано с большой неопределённостью используемых в расчётах параметров, которые могут значительно изменяться в зависимости от условий изготовления и применения рассматриваемых конструкций. В связи с этим имеет распространение эмпирический подход к определению объёмного КПД, который базируется на учёте разности давлений между нагнетанием и всасыванием насоса  $P$ , величиной вязкости жидкости и окружной скорости на начальном диаметре шестерней  $U$ . При этом прочие влияющие параметры оцениваются как соответствующие некоторым средним условиям.

На рис. 9 приведены типичные зависимости рассмотренных выше характеристик шестеренного насоса от критерия  $\sigma$ . Согласно рис. 9а объёмный КПД насоса неуклонно падает по линейному закону, поскольку возрастающее давление в нагнетательной камере способствует соответствующему росту утечек жидкости. В отличие от динамических насосов механический КПД роторных возрастает до определенного предела, после чего вопреки теории подобия начинает резко снижаться. Это объясняется достижением предела работоспособности насоса, после чего

начинается выжимание смазки с поверхностей трения вследствие высокого давления жидкости, что приводит к росту мощности, затрачиваемую на «сухое» трение. Таким образом, возникает критическое значение критерия подобия  $\sigma_{кр}$  (или давления  $P_{кр}$ ), при преодолении которого наблюдается резкое снижение общего КПД (рис. 9б).

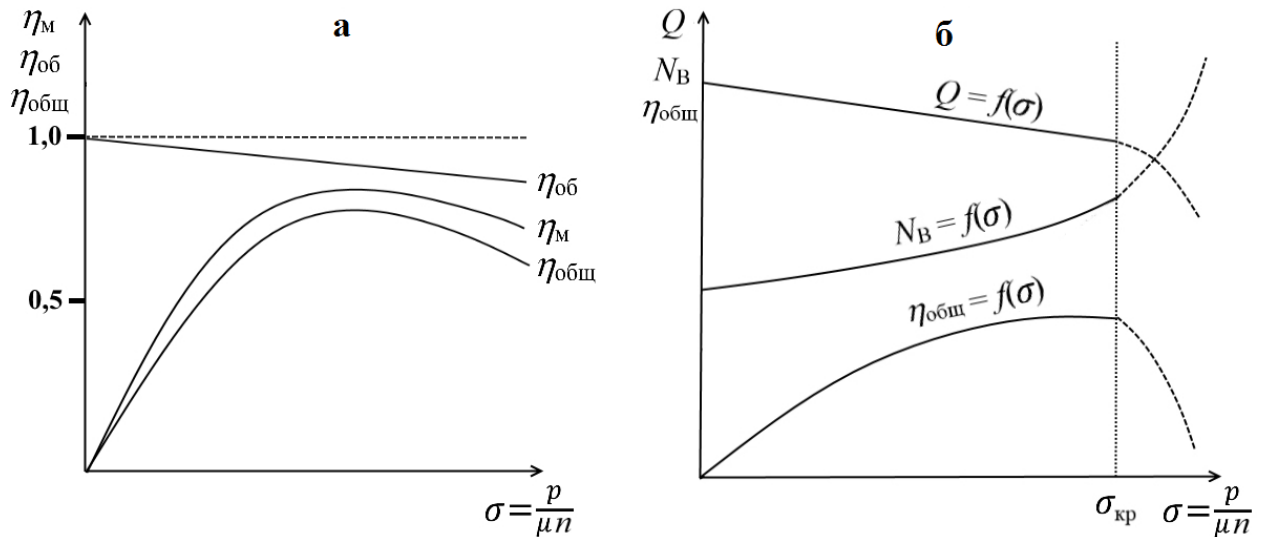


Рис. 9. Вид зависимостей характеристик шестеренного насоса от критерия  
 ст.а – зависимости КПД насоса; б – зависимости подачи  $Q$ , мощности на валу  
 $N_B$  и общего КПД

Отклоняющаяся от горизонтали зависимость подачи насоса от давления  $P$  при постоянных  $\mu$  и  $n$  объясняется тем, что при повышении давления увеличивается количество жидкости, просачивающейся из нагнетательного пространства корпуса насоса во всасывающее. Резкое снижение подачи в результате превышения  $\sigma_{кр}$  возникает при значительном возрастании утечек. Это в свою очередь понижает объемный КПД. Аналогичный характер данная зависимость проявляет при увеличении частоты вращения вала  $n$ , поскольку давление на линии нагнетания увеличивается быстрее, следовательно, критерий  $\sigma$  возрастает.

Мощность на валу насоса возрастает с увеличением  $\sigma$ , поскольку по принципу аддитивности возрастает количество энергии, которую

необходимо сообщить потоку при увеличении количества перекачиваемой жидкости. На холостом ходу значение мощности соответствует нулевому давлению, создаваемому насосом. Резкое возрастание функции  $N_B = f(\sigma)$  связано с затратами энергии на «сухое» трение, которые возрастают значительно быстрее механических потерь на жидкостное трение.

#### 4. Работа шестеренного насоса на сеть

Представленные выше параметры тесно связаны друг с другом посредством подачи  $Q$  и частоты вращения вала  $n$  двигателя, т.е. если изменять эти параметры, то изменятся все остальные. Поэтому и проводят испытания насосов, чтобы выяснить условия для наиболее оптимальной работы насоса. Однако трубопроводная сеть (непосредственно трубопровод, запорная арматура, аппараты), по которой протекает жидкость, также имеет собственное гидравлическое сопротивление, в результате которого происходит потеря напора потока  $h_{пот}$ . Поскольку напор представляет собой механическую работу, совершаемую насосом для создания давления жидкости в трубопроводе для ее перемещения, то потери напора в трубопроводе — это высота подъема жидкости, теряемая протекающей жидкостью в результате затраты энергии потока на трение о трубы и местные сопротивления (клапана, фильтры, изгибы и др.). Потери напора пропорциональны подаче:

$$h_{пот} = kQ^2,$$

где  $k$  — коэффициент, учитывающий потери напора на гидравлических сопротивлениях сети:

$$k = 0,083 \left( \lambda_{вс} \frac{l_{вс}}{d_{вс}^5} + \lambda_{н} \frac{l_{н}}{d_{н}^5} + \frac{\sum \xi_{вс}}{d_{вс}^4} + \frac{\sum \xi_{н}}{d_{н}^4} \right),$$

где  $\lambda_{вс}$ ,  $\lambda_{н}$  — коэффициенты трения во всасывающем и напорном трубопроводах;  $l_{вс}$ ,  $l_{н}$  — длины всасывающего и напорного трубопроводов, м;  $d_{вс}$ ,  $d_{н}$  — диаметры всасывающего и напорного трубопроводов, м;  $\xi_{вс}$ ,  $\xi_{н}$  —



коэффициенты местных сопротивлений всасывающего и напорного трубопроводов.

С учетом гидростатического напора получим напорную характеристику сети, т.е. количество энергии, которую затрачивает жидкость при течении по трубопроводу данной конструкции:

$$H = H_{см} + h_{ном} = H_г + \frac{P_1 - P_2}{\rho g} + h_{ном}, \quad (15)$$

где  $H_г$  – геометрический напор или высота между сечениями в трубопроводе, м;  $P_1$  и  $P_2$  – давления в сечениях трубопровода или в емкостях 1 и 14 (см. рис. 6), Па.

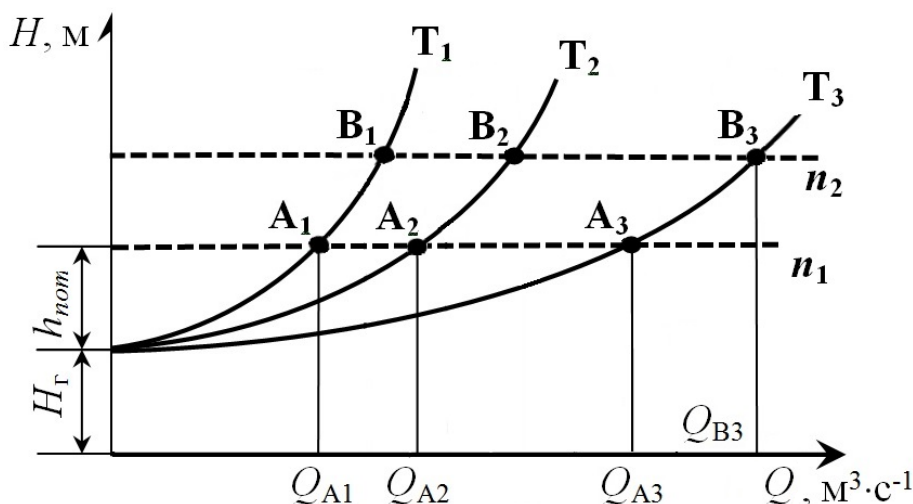


Рис. 10. График совместной работы шестеренного насоса и трубопровода:

линии  $n_1$  и  $n_2$  – напорные характеристики одного и того же насоса при увеличении частоты вращения вала двигателя  $n$ , линии  $T_1$ ,  $T_2$  и  $T_3$  – напорные характеристики трубопроводной сети

Итак, напорная характеристика трубопровода показывает, каким напором должен обладать поток при течении в данном трубопроводе, чтобы обеспечивался данный расход, а напорная характеристика насоса показывает, какой напор развивает данный насос при данном расходе. Таким образом, пересечение напорных характеристик насоса и трубопроводной сети дает рабочую точку, координаты которой — это фактические подача и напор насоса при его работе на конкретную сеть. Вариация подачи или

гидравлического сопротивления сети (иная структура трубопроводной сети) позволяет изменять положение рабочей точки (см. рис. 10), т.е. определить, какой должен быть напор потока с учетом потерь напора на преодоление гидравлического сопротивления трубопровода, чтобы была обеспечена максимальная или оптимальная подача.

Так, открытие вентиля приводит к росту подачи от  $Q_1$  до  $Q_3$ , при этом снижается потеря напора на вентиле как местном сопротивлении, поэтому напорная характеристика сети становится более полой — переход от  $T_1$  к  $T_3$ . Аналогичная картина наблюдается при увеличении диаметра труб вследствие снижения потерь напора на трение. При увеличении частоты вращения рабочего колеса насоса  $n_1$  до  $n_2$  его характеристики изменяются по закону подобия:

$$\frac{Q_A}{Q_B} = \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{H_A}{H_B} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \quad \frac{N_A}{N_B} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3, \quad (16)$$

где  $Q_A, H_A, N_A$  — подача, напор и мощность насоса, соответствующие частоте вращения рабочего колеса  $n_1$ ;  $Q_B, H_B, N_B$  — подача, напор и мощность насоса, соответствующие частоте вращения рабочего колеса  $n_2$ .

При неизменной характеристике сети  $T_1$  подача насоса увеличится с  $Q_{A1}$  до  $Q_{B1}$ . При этом возрастают как напор потока, так и потери напора в трубопроводе данной конструкции. Следует учитывать, что экономичность работы насоса при регулировании подачи изменением частоты вращения вала снижается только от того, что рабочая точка системы при изменении отклоняется от режима максимального КПД. Это отклонение тем больше, чем больше статическая составляющая сопротивления сети  $H_{ст}$ . Аналогичная картина наблюдается при вариации мощности насоса.

## 5. Схема лабораторной установки

Испытание любого насоса, в частности шестеренного, требуется для установления его эксплуатационных характеристик. На рис. 11 представлен пример технологического оформления схемы включения насоса в

трубопроводную сеть. Установка для проведения испытаний состоит из шестеренного насоса 1 и электродвигателя 10, валы которых соединены посредством муфты. К клеммам электродвигателя 8 подсоединен вольтметр 10 для измерения напряжения (потенциала), а по ходу тока установлен амперметр 9 для измерения силы тока, потребляемой электродвигателем. Посредством частотного преобразователя 11 регулируется частота вращения вала электродвигателя 8 с целью изменения подачи насоса  $Q_p$ , а изменение степени открытия запорного вентиля 5 позволяет регулировать напор потока практически без изменения подачи  $Q_p$ . Контроль подачи  $Q_p$  осуществляется визуально при помощи ротаметра 6. По линии всасывания 2 из емкости 7 жидкость попадает в напорный трубопровод 3 и возвращается в ту же емкость 7, при этом давление на линии нагнетания определяется по показаниям манометра 4.

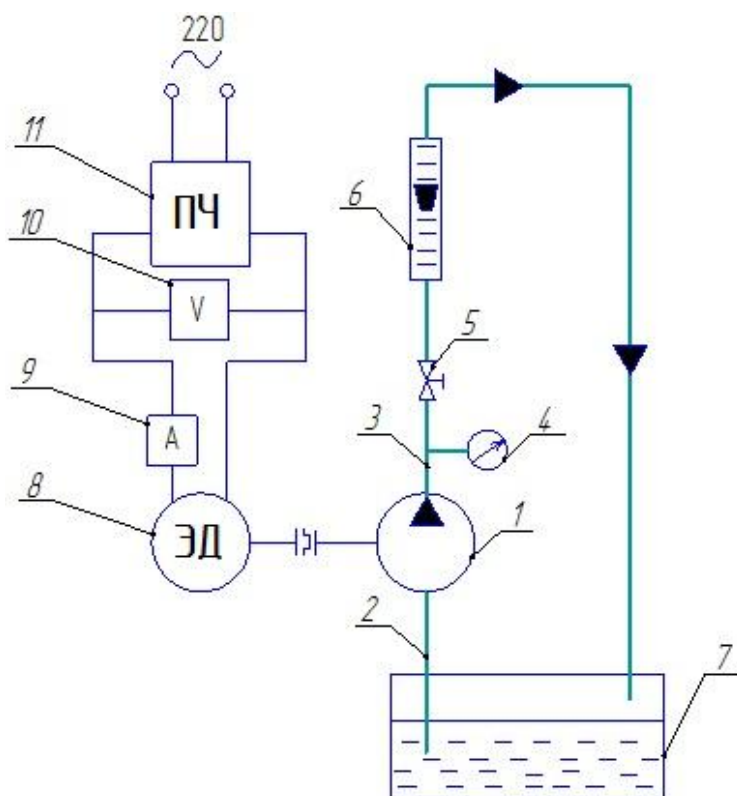


Рис. 11. Схема

лабораторной установки:

- 1 – шестеренный насос,
- 2 – всасывающий трубопровод,
- 3 – напорный трубопровод,
- 4 – манометр, 5 –
- регулирующий вентиль, 6 –
- ротаметр, 7 – емкость, 8 –
- электродвигатель,
- 9 – амперметр, 10 – вольтметр,
- 11 – преобразователь частоты

В качестве движителя применяется электромеханический привод на базе электродвигателя марки АИР63А4УЗ (ГОСТ 51689 – 2000): синхронная частота  $n = 1500$  об/мин: коэффициент полезного действия  $\eta_{эд} = 65\%$ , коэффициент мощности  $\cos\varphi = 0,67$ , коэффициент проскальзывания  $S = 0,9$  д.е., число пар полюсов статора электродвигателя  $p = 2$ . Рабочая среда – минеральное масло И-20А плотностью  $865 \text{ кг/м}^3$ .

Таблица 1

Параметры шестеренного насоса типа Г11-1 (по ГОСТ 15107 – 79):

Параметр насоса	Значение
Рабочий объём, $V_{\text{кам}}$ , $\text{см}^3$	8,0
Номинальная частота вращения, $n$ , $\text{с}^{-1}$ (об/мин)	24,0 (1445)
Номинальная подача, не менее, л/мин	8,0
Коэффициент подачи, не менее, л/мин	76
Давление на выходе номинальное (максимальное), МПа	0,5 (0,6)
Давление на входе минимальное (максимальное), МПа	-0,02 (+0,02)
Мощность при номинальном давлении, кВт	0,25
Кинематический коэффициент вязкости рабочей жидкости, $\text{мм}^2/\text{с}$	17...400
Диаметр резьбы на нагнетающем / всасывающем канале	K1/4 / K1/4
Параметры шестерней ( $z_1 = z_2$ )	
Модуль, мм	2,5
Ширина венца, мм	12
Диаметр описывающей окружности, мм	25
Количество зубьев, шт.	10
Угол наклона касательной к средним окружностям шестерней	25

## 6. Постановка эксперимента

При испытании насоса выполняют следующие действия:

1. Визуально осмотреть лабораторный стенд на наличие опасных участков. **ВНИМАНИЕ:** лабораторный стенд питается от сети 220 В и имеются вращающиеся детали! Проверьте целостность проводов, фланцевых и иных уплотнительных соединений во избежание электрического замыкания и пробоя электросети из-за воды.

2. Подключить электродвигатель к сети 220 В включением автомата-выключателя, расположенного на данном стенде.

### Часть I работы:

3. Открыть полностью вентиль 5.

4. Изменять с помощью частотного преобразователя 11 частоту вращения вала электродвигателя 8 в указанном преподавателем диапазоне частот тока.

5. Провести следующие замеры:

5.1. Определить объемный расход масла марки И-20А по числу делений ротаметра с помощью калибровочного графика, располагающегося на лабораторном стенде;

5.2. Снять показания манометра (давление в нагнетательном трубопроводе), амперметра (сила тока, потребляемая электродвигателем) и вольтметра (напряжение на клеммах электродвигателя). Полученные значения величин занести в таблицу 2.

Таблица 2

Таблица экспериментальных данных

№ п/п	Частота тока, $\nu$ , Гц	Число делений ротаметра, ед.	$Q_p$ , м <sup>3</sup> /с	$P_m$ , МПа	$I$ , А	$U$ , В
Часть I. Изменение частоты вращения шестерни						
1						
2						
...						

### Часть II работы:

6. При номинальной частоте вращения вала электродвигателя (при частоте тока 50 Гц) изменять степень открытия вентиля 5, и в установленном диапазоне изменения манометрического давления повторить съемку показаний приборов по п. 5. Полученные значения величин занести в таблицу 3.

Таблица экспериментальных данных

№ п/п	Частота тока, $\nu$ , Гц	Число делений ротаметра, ед.	$Q_p$ , м <sup>3</sup> /с	$P_m$ , МПа	$I$ , А	$U$ , В
Часть II. Изменение степени открытия вентиля						
1	50					
2						
...						

### 7. Обработка экспериментальных данных

1. Определяют частоту вращения шестерни  $n_B$  по уравнению:

$$n_B = \frac{60 \nu \cdot S}{p}$$

или посредством калибровочного графика, располагающегося на лабораторном стенде.

2. Определяют критерий подобия роторной гидромашины  $\sigma$ :

$$\sigma = \frac{P_m}{\mu n_B}$$

3. Определяют идеальную подачу  $Q_{ид}$  насоса:

$$Q_{ид} = \frac{V_{кам} n_B}{60}$$

4. Определяют напор потока  $H$  по показаниям манометра:

$$H = \frac{P_m}{\rho g}$$

5. Определяют мощность на валу насоса (ведущей шестерни)  $N_B$ :

$$N_B = \sqrt{3} \cdot IU \eta_{эд} \cdot \cos \varphi$$

6. Определяют полезная мощность насоса  $N_{пол}$ :

$$N_{пол} = Q_p \rho g H$$

7. Определяют общий КПД насоса  $\eta_{общ}$ :

$$\eta_{общ} = \frac{N_{пол}}{N_B}$$

8. Определяют объемный КПД насоса  $\eta_{об}$ :

$$\eta_{об} = \frac{Q_p}{Q_{ид}}$$

9. Определяют степень неравномерности подачи  $\delta$ :

$$\delta = \frac{\pi^2 \cdot \cos^2 \alpha}{4(z+2)}$$

10. Результаты расчета сводят в таблицу 4, по данным которой строят следующие зависимости: при выполнении части I -  $H = f(Q_p)$ ,  $N_b = f(Q_p)$ ,  $\eta_{общ} = f(Q_p)$ ,  $\eta_{об} = f(Q_p)$  или  $Q_p = f(\sigma)$ ,  $N_b = f(\sigma)$ ,  $\eta_{общ} = f(\sigma)$  и  $\eta_{об} = f(\sigma)$ ; при выполнении части II -  $Q_p = f(\sigma)$ ,  $\eta_{об} = f(\sigma)$ ,  $\eta_{общ} = f(\sigma)$ ,  $N_b = f(\sigma)$ .

Таблица 4

Результаты испытаний насоса

№	$\sigma$	$Q_p, \text{ м}^3/\text{с}$	$H, \text{ м}$	$N_{пол}, \text{ Вт}$	$N_b, \text{ Вт}$	$\eta_{об}, \%$	$\eta_{общ}, \%$
<b>Часть I. Изменение частоты вращения шестерни</b>							
1							
2							
...							
<b>Часть II. Изменение степени открытия вентиля</b>							
1							
2							
...							

11. Сформировать вывод, в котором привести анализ полученных результатов (значений параметров и зависимостей).

### 8. Контрольные вопросы

1. Для каких жидкостей используется шестеренный насос?
2. Опишите достоинства и недостатки шестеренных насосов.
3. По каким признакам классифицируются шестеренные насосы?
4. Из каких элементов состоит насосная установка?
5. Что относится к энергетическим параметрам насосной установки?
6. Что такое рабочая точка и как она определяется?

7. Из каких конструктивных элементов состоит шестеренный насос?
8. Назовите определения понятий: напор, действительная подача, теоретическая подача, мощность на валу, общий КПД.
9. Что такое рабочие характеристики шестеренного насоса?
10. Что такое неравномерность подачи шестеренного насоса?
11. С какой целью проводились лабораторные испытания?



## 9. Рекомендуемая литература

1. Кузнецов, В.С. Испытания шестеренного насоса: метод. указания к выполнению лабораторной работы по дисциплине «Механика жидкости и газа» / В.С. Кузнецов, А.С. Шабловский, В.В. Яроц; под ред. Б.П. Борисова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. – 18 с.
2. Рычагов, В.В. Насосы и насосные станции / В.В. Рычагов, М.М. Флоринский. - 4-е изд. – М.: Колос, 1975. – 416 с.
3. Рычагов, В.В. Проектирование насосных станций и испытание насосных установок / В.В. Рычагов, А.А. Третьяков, М.М. Флоринский. - 2-е изд., доп. и перераб. – М.: Колос, 1971. – 321 с.
4. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет / Е.М. Юдин. -. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1964. – 238 с.
5. Родионов, Л.В. Проектирование объемного насоса / Л.В. Родионов, В.Я. Свербилов. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та им. С.П. Королева, 2011. – 37 с.
6. Черкасский, В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры: учеб. пособие для вузов / В.М. Черкасский.– М.: Энергия, 1977. – 424 с.
7. Угинчус, А.А. Гидравлика и гидравлические машины: учебник для вузов / А.А. Угинчус.– Харьков: Изд-во Харьковского университета, 1970. – 396 с.
8. Чебаевский, В.Ф. Насосы и насосные станции / В.Ф. Чебаевский, К.П. Вишневский, Н.Н. Накладов, В.В. Кондратьев; под. ред. В.Ф. Чебаевского. – М.: Агропромиздат, 1989. – 416 с.
9. Лобачев П.В. Насосы и насосные станции: учеб. для техникумов / П.В. Лобачев. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1983. – 191 с.

Киселев Артем Евгеньевич

Дубкова Елена Андреева

## **ИСПЫТАНИЕ ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА**

Методические указания

ФГБОУ ВО Ивановский государственный химико-технологический  
университет

153000, г. Иваново, Шереметевский пр-т, д. 7