

г. Ростов-на-Дону 2015 г.

УДК 621.651.69(07)  
С 722

С722 Полешкин М.С., Тумаков А.А. Лабораторный практикум по дисциплине «Инновационные методы проектирования лопастных гидромашин: Методические указания к лабораторным работам. Ростов/н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2015,- 56с.

Лабораторный практикум по учебной дисциплине ««Инновационные методы проектирования лопастных гидромашин» состоит из цикла лабораторных работ с кратким изложением теории и вопросов для самостоятельной подготовки, используемых при изучении специальных дисциплин студентами направлений: 222000 и 220600 «Инноватика».

Пособие рекомендовано студентам 4 курса направлений: 222000 и 220600 «Инноватика» дневной формы обучения.

Печатается по решению методической комиссии факультета «Автоматизация, мехатроника и управление».

Научный редактор      д-р техн. наук, проф.      В.С.Сидоренко

Рецензенты: канд. техн. наук, доц. А.В. Анисимов  
(ЮРГТУ «НПИ»)

© Полешкин М.С., Тумаков А.А., 2015 год  
©Издательский центр ДГТУ, 2015 год.

## Введение

Развитие целого ряда отраслей промышленности (химической, угольной, машиностроительной, энергетической, жилищно-коммунального строительства, сельского хозяйства и др.) связано с насосостроением, практическим использованием лопастных гидромашин и гидродинамических передач.

В данный момент, промышленностью в стране выпускается около 3000 наименований различных типоразмеров насосов, отличающихся принципом действия, конструктивными исполнениями, назначением. Наибольшее распространение получили лопастные (динамические) насосы, которые подразделяются на центробежные, диагональные, осевые и вихревые. Из них самым распространенным являются центробежные.

В энергетических установках и гидросистемах машин и технологического оборудования широко применяются лопастные гидродвигатели – гидротурбины различной мощности.

Использование гидродинамических машин (лопастных насосов и гидротурбин) в качестве преобразователей энергии привело к созданию гидродинамических передач (гидродинамических муфт и трансформаторов).

В настоящее время, гидродинамические передачи применяются в приводах транспортных, строительных, дорожных, горных и других машин, которые испытывают переменные нагрузки на рабочих механизмах.

В связи с этим, дисциплина «Лопастные гидромашинные машины и гидродинамические передачи», наряду с изучением общей теории лопастных машин, предполагает подробное изучение их конструкций, характеристик и некоторых вопросов их эксплуатации.

Для изучения теоретического материала дисциплины студент должен использовать учебную литературу [1,2], практическим дополнением к которым и является данное пособие.

Пособие написано с применением элементов программирования и предполагает использование студентами, при выполнении трудоемких расчетов, вычислительных пакетов (Mathcad, MatLab).

В приложении к пособию приведены контрольные вопросы и тестовые задания, позволяющие студентам самостоятельно оценить степень усвоения разделов лабораторного практикума.

## **ИЗУЧЕНИЕ НА МОДЕЛЯХ КОНСТРУКЦИЙ И РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ**

### **1. Цель работы**

1.1 Изучение конструкций, принципа действия, функциональных особенностей и технической документации по номенклатуре центробежных насосов, используемых в различных отраслях народного хозяйства.

1.2 Приобретение практических навыков по разработке, сборке и определению конструктивных параметров центробежных насосов.

1.3 Закрепление теоретических знаний по разделу «Лопастные гидравлические насосы».

### **2. Общие положения**

#### **2.1. Устройство и принцип действия центробежных насосов**

Центробежные насосы являются наиболее распространенными среди лопастных динамических насосов. При относительной простоте устройства рабочих органов и элементов конструкции движение жидкости в них отличается чрезвычайной сложностью. В динамических насосах превращение энергии происходит за счет действия на жидкость сил инерции, вязкостного трения, Кориолиса и вихревого обмена, в результате чего увеличивается момент количества движения жидкости от входа к выходу рабочего колеса.

Насос, соединенный с приводным двигателем, средства для контроля работы насоса и его регулирования (микропроцессорная техника и компьютерные технологии) в совокупности представляют насосный агрегат.

Несмотря на большое разнообразие конструкций, насосы динамические состоят из ряда аналогичных элементов (ступеней), которые можно рассматривать в качестве элементарных насосов [3].

Центробежный насос (рис.1.1) (или ступень многоступенчатого насоса) включает:

- подвод 1, предназначенный для подачи жидкости от входного патрубка к рабочему колесу первой ступени (или к последующей ступени) насоса, обеспечивающий требуемое распределение скоростей на входе в рабочее колесо;

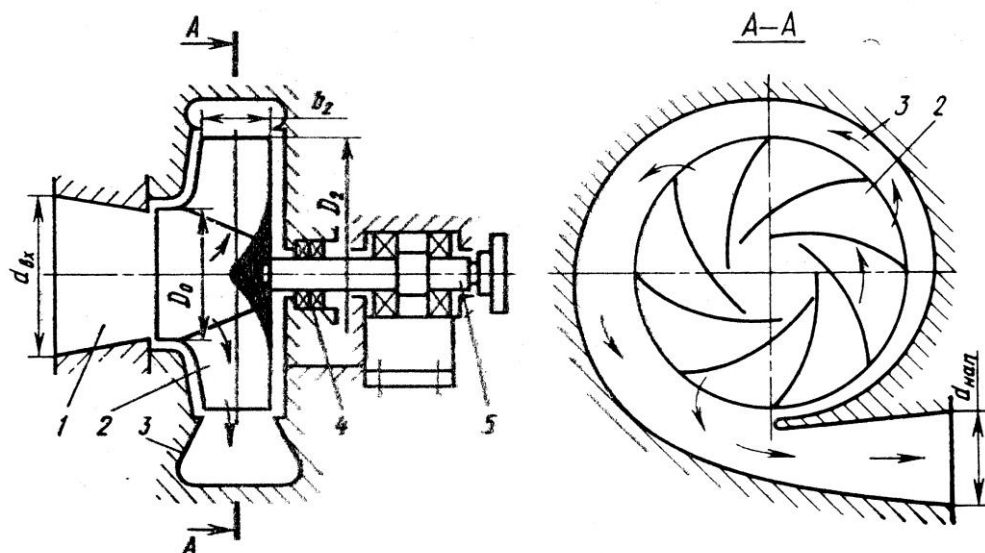


Рис.1.1. Принципиальная схема центробежного насоса: 1 – подвод; 2 – рабочее колесо; 3 – отвод; 4 – уплотнение; 5 – ротор насоса

- рабочее колесо 2, в котором происходит преобразование механической энергии привода в гидравлическую энергию перекачиваемой жидкости;
- отвод 3, который служит для сбора жидкости за рабочим колесом, гашения момента скорости и преобразования кинетической энергии жидкости в энергию давления, подвода жидкости к напорному патрубку или к следующей ступени насоса.

Щелевые уплотнения между неподвижными и вращающимися деталями насоса предназначены для уменьшения протечек (объемных потерь). Для предотвращения внешних утечек в насосе применяют концевое уплотнение разных типов (торцовые, бесконтактные) [4] (см. поз.4 на рис.1.1). Ротор насоса 5 вращается в подшипниках.

Подводы центробежных насосов (поз.1 рис.1.1) выполняют в виде конфузорного патрубка, изогнутого колена, кольцевой камеры и полуспиральной камеры, для осевых насосов – в виде прямоосного патрубка и изогнутого колена.

В динамических насосах используются рабочие колеса нескольких типов (рис.1.2). Рабочее колесо закрытого типа (см. рис.1.2,а) состоит из коренного 3 и покрывного 1 дисков с расположенными между ними лопастями 2. Рабочее колесо полуоткрытого типа (рис.1.2,б) не имеет покрывного диска, а лопасти выполнены заодно с основным диском. Рабочее колесо открытого типа (рис.1.2,в) не имеет дисков, а лопасти крепятся к втулке аналогично рабочему колесу осевого насоса. Рабочее колесо вихревого насоса (рис.1.2,г) представляет собой втулку с радиальными

лопастями (типа «звездочка»). Рабочее колесо вихревого насоса закрытого типа имеет ряд коротких лопаток по периферии диска.

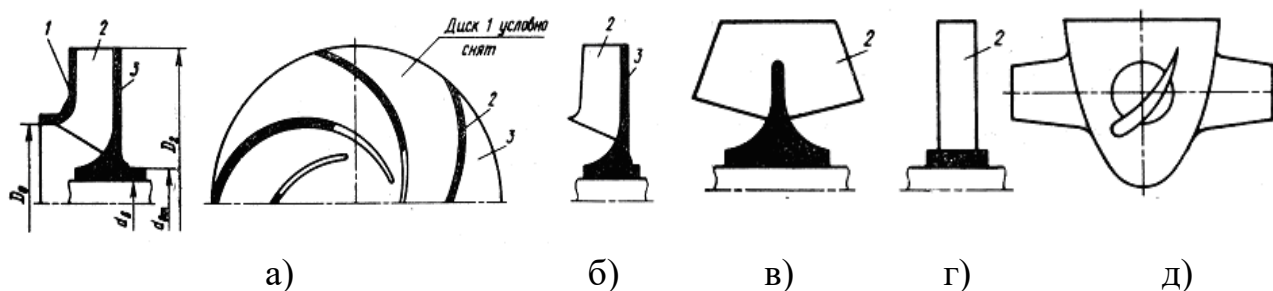


Рис.1.2. Схемы рабочих колес динамических насосов: а – закрытого типа; б - полуоткрытого типа; в - открытого типа; г - вихревого типа; д - осевого типа

Отводы (поз.3 рис.1.1) выполняют: для центробежных насосов спиральными или кольцевыми, в виде направляющих аппаратов, составными, состоящими из комбинации направляющего аппарата со спиральным или кольцевым отводом. Для осевых насосов отводами служат выправляющие аппараты, выполненные в виде ряда неподвижных профильных лопаток, равномерно расположенных по окружности.

Для приведения насоса в рабочее состояние его рабочая камера и всасывающий патрубок должны быть заполнены жидкостью. Пуск центробежного насоса следует производить при закрытой задвижке нагнетания, а осевого и вихревого – соответственно с открытой.

Принцип действия центробежных насосов заключается в возникновении центробежной силы при движении частичек жидкости по окружности. Под действием этой силы, а также в результате механического воздействия лопастей рабочего колеса на жидкость она устремляется на периферию, создавая там избыточное давление, а на ее месте возникает вакуум, в результате действия которого происходит всасывание жидкости. Аналогично осуществляется рабочий процесс и в других типах лопастных насосов.

При работе насоса из-за несимметрии эпюры давлений по обе наружные стороны рабочего колеса действует осевое усилие, направленное в сторону всасывания. При чрезмерном износе уплотнений величина осевой силы может резко возрасти. В высоконапорных многоступенчатых насосах величина осевой силы достигает нескольких десятков тонн.

В насосах применяются различные способы уравнивания осевой силы:

- в **одноступенчатых насосах** - применение рабочих колес с двусторонним входом, применение симметричных уплотнений по обе стороны

рабочего колеса, установка радиальных торцовых лопастей на внешней стороне ведущего диска;

- в **многоступенчатых насосах** с односторонним расположением рабочих колес осевое усилие уравнивается с помощью разгрузочного барабана или гидравлической пяты. Если разгрузочный барабан полностью уравнивает осевое усилие на одном расчетном режиме, то гидравлическая пята является саморегулирующим разгрузочным устройством, работающим автоматически на всех режимах. Уравнивание осевой силы в многоступенчатых насосах также достигается попарным расположением рабочих колес в разные стороны (симметричное расположение рабочих колес).

Следует иметь в виду, что любой способ уравнивания осевого усилия связан со снижением КПД насоса.

При работе насосов со спиральным отводом на нерасчетных режимах (за пределами рабочей части характеристики) возникают дополнительные радиальные силы, действующие на ротор и ухудшающие динамические характеристики насоса.

В насосах с кольцевым отводом максимальное значение радиальной силы имеет место на оптимальном режиме. Такие усилия могут возникнуть в щелевых уплотнениях при значительном их износе или при наличии эксцентриситета в щели.

При использовании направляющих аппаратов двух- и трехзаходных спиральных отводов, составных отводов радиальные усилия на всех режимах уравниваются.

## **2.2. Классификация насосов**

Классификация лопастных насосов осуществляется по отдельным характерным признакам: конструкция, сфера использования, свойства перекачиваемой жидкости.

**Классификация по назначению** имеет наибольшее значение для эксплуатационного персонала, важна и для конструктора, который должен учитывать особенности работы насоса в определенных условиях:

- насосы общего назначения - предназначены для перекачивания холодной, чистой, неагрессивной воды или сходных с ней по физико-химическим свойствам жидкостей. Насосы применяются в различных отраслях народного хозяйства;

- насосы для транспортирования взвесей - предназначены для перекачивания нейтральных или малоагрессивных жидкостей с твердыми частицами. Они применяются в горнодобывающей промышленности, строительстве, коммунальном хозяйстве и др. К этой группе относятся грунтовые, шлаковые, фекальные, массные и другие насосы;

- энергетические насосы - предназначены для работы в схемах тепловых и атомных электростанций. К ним относятся питательные, конденсатные, сетевые и специальные насосы;

- химические насосы - предназначены для перекачивания чистых незагрязненных агрессивных жидкостей в химической промышленности;

- насосы для нефтяной и нефтехимической промышленности - предназначены для сырой нефти и продуктов ее переработки в широком диапазоне температур. Это насосы для магистральных нефтепродуктов, законтурного заводнения нефтяных пластов, бензина, сжиженных газов и др.

**По принципу действия** динамические насосы делятся на две группы:

- лопастные (центробежные и осевые), в которых передача энергии жидкости осуществляется в результате взаимодействия решетки рабочего колеса с потоком;

- вихревые (открытого и закрытого типа, свободновихревые), в которых передача энергии основному потоку осуществляется за счет вихревого обмена с вторичным потоком, создаваемым рабочим колесом.

**По роду перекачиваемой жидкости** подразделяются на насосы для перекачивания:

- чистых и слегка загрязненных нейтральных жидкостей;
- загрязненных жидкостей и взвесей;
- легкозагазованных жидкостей;
- газожидкостных смесей;
- агрессивных жидкостей;
- жидких металлов.

Выбор материалов, конструкция и принцип работы насосов зависят от физических и химических свойств перекачиваемых жидкостей.

**По конструктивным признакам центробежные насосы можно классифицировать:**

- по расположению оси вращения ротора (вертикально, горизонтально и т.д.);



- по расположению рабочих органов (на валу, на консоли и т.д.);
- по способу подвода жидкости в насос (перпендикулярно, в направлении к оси вращения и т.д.);
- по исполнению корпуса насоса (разъем в плоскости перпендикулярной ротору и т.д.).
- по виду основных элементов насоса (отводов, лопастей и т.д.)

### 2.3. Основы теоретического анализа конструкции насосов

Насосы являются машинами, которые подчиняются законам гидродинамического подобия по закону Рейнольдса. Так как преобладающее большинство насосов работает в квадратичной зоне режимов, условия гидродинамического подобия выполняются при соблюдении геометрического подобия.

Вследствие этого насосы обычно выпускаются в виде ряда с подобными геометрическими размерами. Параметры подобных насосов можно подсчитать по уравнениям подобия:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \lambda^3 \tau; \quad \frac{H_1}{H_2} = \lambda^2 \tau; \quad \frac{N_1}{N_2} = \lambda^5 \tau^3 \frac{\rho_1}{\rho_2}; \quad \eta_1 \approx \eta_2, \quad (1.1)$$

где  $\lambda = \frac{D_{21}}{D_{22}} = \frac{b_{21}}{b_{22}}$  - отношение соответствующих размеров проточной полости;

$\tau = \frac{n_1}{n_2}$  - отношение частот вращения;  $Q, H, N, \eta$  - соответственно подача,

напор, мощность и КПД насоса.

Уравнения подобия справедливы при  $\lambda \leq 2$  и  $\tau \leq 2$ .

В насосостроении в качестве критерия подобия широко используется коэффициент быстроходности  $n_s$ , определяемый выражением

$$n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \quad (1.2)$$

где  $n$  - частота вращения (об/мин);  $Q$  - подача (м<sup>3</sup>/с);  $H$  - напор (м).

Классификация насосов по коэффициенту быстроходности приведена на рис.1.5, [6, 7].

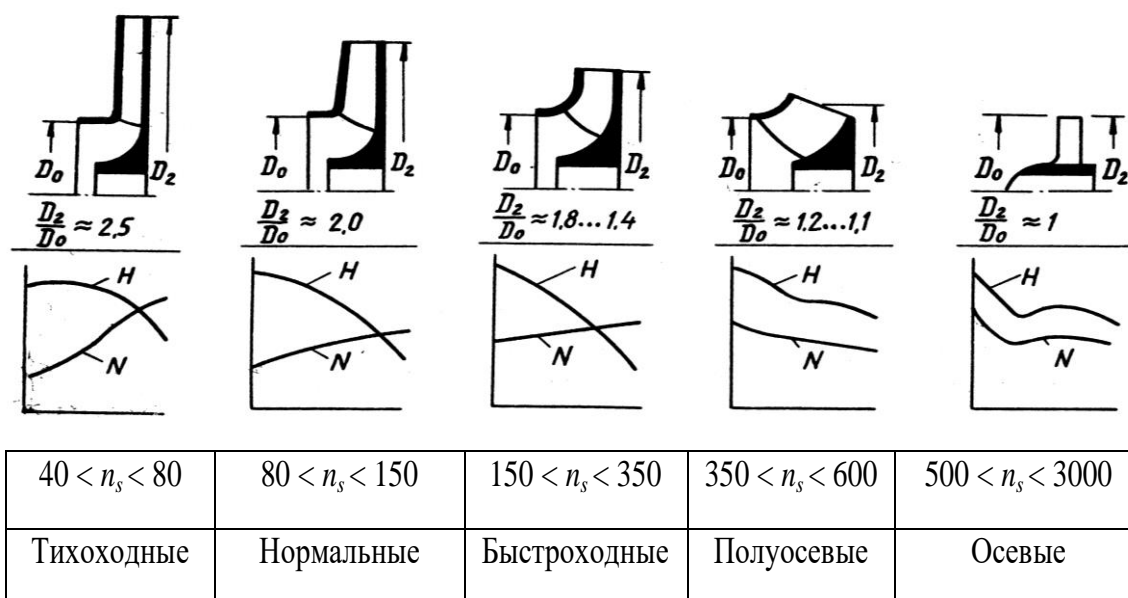


Рис.1.5. Классификация лопастных насосов по коэффициенту быстроходности

Коэффициент  $n_s$  определяет форму проточной части насоса, форму характеристики, соотношение геометрических размеров, кинематические соотношения потока в насосе. С помощью  $n_s$  можно приближенно определить полный КПД насоса и его составляющие:

$$\frac{1}{\eta_{об}} = 1 + 0,68 \cdot n_s^{-2/3}; \quad (1.3)$$

$$\frac{1}{\eta_{мех}} = 1 + \frac{820}{n_s^2}. \quad (1.4)$$

Приближенно гидравлический КПД определяется по формуле А.А. Ломакина:

$$\eta_c = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1np} - 0,172)^2}, \quad (1.5)$$

где  $D_{1np} = \sqrt{D_0^2 - d_{вт}^2}$  - приведенный диаметр входа в рабочем колесе, мм;

$D_0$  - диаметр входа в рабочем колесе, мм;

$d_{вт}$  - диаметр втулки рабочего колеса, мм.

Полный КПД насоса равен произведению гидравлического, объемного и механического КПД.

Всасывающую способность насоса можно оценить кавитационным коэффициентом быстроходности (коэффициент С.С. Руднева)

$$C = 5,62 \frac{n\sqrt{Q}}{\Delta h_o^{3/4}}, \quad (1.6)$$

где  $\Delta h_o$  - максимальное динамическое понижение давления.

В обычных насосах коэффициент  $C = 800-900$  (средние кавитационные качества).

Для повышения всасывающей способности насоса применяют предвключенные устройства в виде осевого колеса или шнека. По значению допускаемого критического коэффициента быстроходности можно определить величину допускаемой вакуумметрической высоты всасывания

$$H_g^{don} = \frac{P_o P_n}{\rho g} = \frac{5,62 n \sqrt{Q}}{C_{don}}. \quad (1.7)$$

План скоростей для произвольной точки рабочего колеса показан на рис.1.6. Абсолютная скорость жидкости  $v$  в какой-либо точке РК определяется как геометрическая сумма относительной  $w$  и переносной  $u$  скоростей.

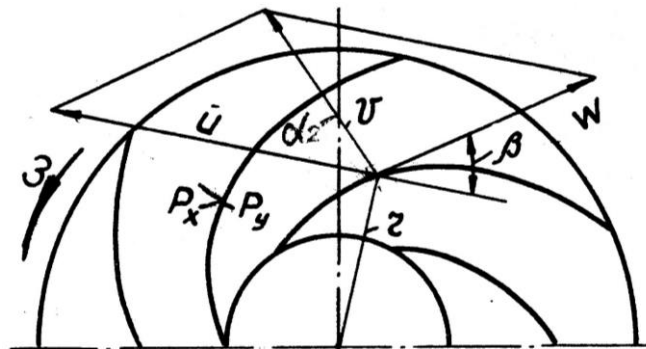


Рис.1.6. План скоростей для произвольной точки рабочего колеса

Теоретический напор, развиваемый насосом, может быть определен из уравнения

$$H = \frac{\omega}{g} (v_{u2} R_2 - v_{u1} R_1), \quad (1.8)$$

где  $\omega$  – угловая скорость вращения рабочего колеса;  $v_{u1,2}$  – окружные составляющие абсолютных скоростей рабочей жидкости на входе и на

выходе из рабочего колеса соответственно;  $R_{1,2}$  – радиусы  
входа и выхода жидкости из рабочего колеса соответственно.

Считая, что закручивания потока на входе в рабочие колеса не происходит (осевой вход  $v_{ul} = 0$ ), получим:

$$H = \frac{\omega}{g} v_{u2}; \quad R_2 = \frac{u_2 \omega}{g} v_{u2}, \quad (1.9)$$

где  $u_2 = \omega \cdot R_2$ .

$$v_{u2} = u_2 - v_{r2} \operatorname{ctg} \beta_2, \quad (1.10)$$

где  $v_{r2}$  – меридианная составляющая абсолютной скорости жидкости на выходе из рабочего колеса;  $\beta_2$  – угол установки лопасти между относительной скоростью касательной к лопатке и отрицательным направлением переносной скорости  $u_2$  на выходе из рабочего колеса.

При расчете меридиальных составляющих скоростей необходимо учитывать стеснение потока лопастями за счет их толщины.

Коэффициент стеснения соответственно для входа и выхода определяется по выражению

$$K_1 = \frac{1}{1 - \frac{Z_k \delta_1}{2\pi R_1 \sin \beta_1}}, \quad K_2 = \frac{1}{1 - \frac{Z_k \delta_2}{2\pi R_2 \sin \beta_2}}, \quad (1.11)$$

где  $Z_k$  – число лопастей;  $\delta$  – толщина лопасти.

Вопросам теории и расчета центробежных сил посвящены работы [8, 9].

Расход жидкости через рабочее колесо можно определить из уравнения неразрывности:

$$Q = v_{r2} \cdot S_2, \quad (1.12)$$

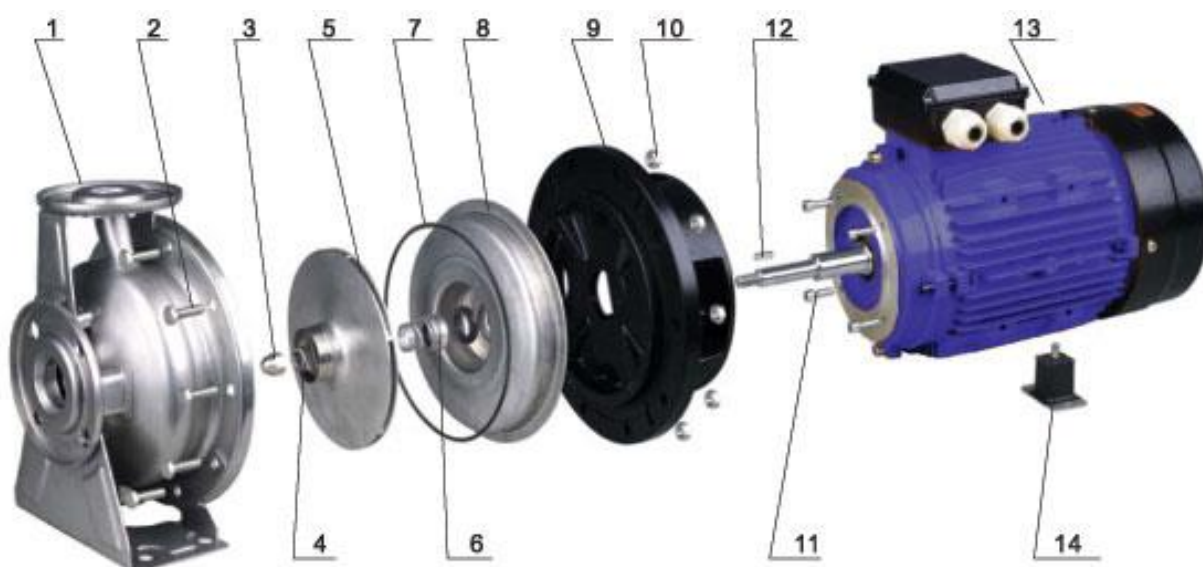
где  $Q$  – расход на выходе из рабочего колеса;  $S_2$  – площадь живого сечения потока на выходе из рабочего колеса,  $\text{м}^2$ .

### 3. Методика и порядок выполнения работы

3.1 Произвести разборку насоса. На рис.1.7 приведена схема разборки типового консольно-моноблочного насоса, с перечнем конструктивных элементов.

3.2 Определить тип элементов насоса (подвода, рабочего колеса, отвода).

3.3 Определить виды подшипниковых опор, уплотнений, способ уравнивания осевой силы (для многоступенчатого насоса).



**Рис.1.7. Типовая конструкция центробежного насоса (тип КМ):** 1 – корпус насоса; 2 – крепежный болт; 3 – гайка-обтекатель РК; 4 – пружинная шайба; 5 – рабочее колесо; 6 – торцовое уплотнение; 7 – уплотнительное кольцо; 8 – крышка насоса; 9 – карданный шарнир; 10 – крепежная гайка; болт крепежный ЭД; 12 – шпонка; 13 – электродвигатель; 14 – лапа основания.

3.4 Произвести промеры и выполнить эскиз рабочего колеса (РК) насоса. Определить тип РК в зависимости от угла установки лопасти на выходе и форму его меридианного сечения, число лопастей  $z$ . Определить по каталогу [...] марку центробежного насоса соответствующих размеров, его максимальный напор, подачу, частоту вращения.

3.5 Определить степень износа элементов насоса, обратив особое внимание на рабочее колесо, подшипниковые опоры и уплотнения. Сделать заключения о возможных причинах износа.

3.6 По результатам технического анализа конструкции макета, сделать вывод о достоинствах и недостатках насосов.

3.7 Элементы теоретического анализа конструкции центробежного насоса.

3.7.1. Определить коэффициент быстроходности насоса, а также конструктивный тип РК (тихоходный, нормальный, быстроходный) и вид характеристик насоса.

3.7.2. Определить гидравлический, объемный, механический и полный КПД насоса и занести результаты в табл.1.1.

Таблица 1.1 Результаты вычислений

| Тип насоса | Коэф. быстроходности, $n_s$ | КПД механический, $\eta_{\text{мех}}$ | КПД полный, $\eta_{\text{пол}}$ | КПД объемный, $\eta_o$ | КПД гидравлический, $\eta_{\text{г}}$ |
|------------|-----------------------------|---------------------------------------|---------------------------------|------------------------|---------------------------------------|
|            |                             |                                       |                                 |                        |                                       |

3.7.3 Произвести по зависимостям (1.9-1.13...) вычисления параметров центробежного насоса:  $u_2$ ,  $S_2$ ,  $V_{r2}$ ,  $V_{u2}$ ,  $H$  и занести результаты в табл.1.2.

Таблица 1.2 Результаты расчета характеристик центробежного насоса.

| №<br>п/п | $Q \cdot 10^3$ ,<br>$\text{м}^3/\text{с}$ | $\omega$ , $\text{с}^{-1}$ | $S_2 = 2\pi R_2 l_2 - l_2 S_2 z$ ,<br>$\text{м}^2$ | $V_{r2} = Q/S_2$ ,<br>$\text{м}/\text{с}$ | $v_{u2} = u_2 - v_{r2} \text{ctg} \beta_2$ ,<br>$\text{м}/\text{с}$ | $H = \omega V_{u2}/g$ ,<br>$\text{м}$ |
|----------|---|----------------------------|--|---|---|---------------------------------------|
|          |   |                            |  |   |   |                                       |
|          |   |                            |  |   |   |                                       |
|          |   |                            |  |   |   |                                       |
|          |   |                            |  |   |   |                                       |
|          |   |                            |  |   |   |                                       |

3.7.4. Используя основное уравнение центробежного насоса (...), построить теоретическую главную характеристику  $H=f(Q)$ .

3.7.5 Сформулировать выводы по результатам проведенной лабораторной работы.

#### 4. Контрольные вопросы

- 4.1 Какие гидромашины относятся к лопастным динамическим?
- 4.2 Какова конструкция и принцип действия центробежных насосов?
- 4.3 В каких движения участвует и по каким траекториям движутся частицы жидкости в канале РК центробежного насоса?
- 4.4 Сформулируйте определение подачи, напора и мощности центробежного насоса.
- 4.5 Назовите основные характеристики центробежного насоса.
- 4.6 Как влияет коэффициент быстроходности  $n_s$  на параметры насоса?
- 4.7 Перечислите секторы рынка и области применения центробежных насосов.

## ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

### 1. Цель работы

Изучение конструкции и принципа действия центробежного насоса и снятие его рабочих характеристик.

### 2. Краткая теория

#### 2.1 Определения и основные понятия

*Центробежный насос* относится к лопастным гидромашинам, в которых жидкая среда перемещается под силовым воздействием на нее в камере, постоянно сообщаемой со входом и выходом.

При работе насоса осуществляется преобразование механической энергии входного звена в гидравлическую энергию движущегося потока жидкости. Передача энергии в лопастной гидромашине происходит поскольку при натекании потока на крыловой профиль (лопатка рабочего колеса) между верхней и нижней поверхностью образуется перепад давления и возникает подъемная сила. Для лопастного насоса профиль лопаток выбирается таким, чтобы при заданном расходе, число оборотов и направление движения жидкости, в момент подъемных сил противодействовал вращению рабочего колеса. Из лопастных насосов наибольшее распространение имеют центробежные насосы. Конструктивно центробежный насос состоит из трех функциональных элементов (рис. 1): подвод 1, рабочее колесо 2, которое в свою очередь содержит ведомый "а" и ведущий "б" диски, между которыми расположены лопатки 5, отвод 3 и выход из спирального отвода 4 (конфузорно расширяющийся).

Перед запуском всасывающий трубопровод и сам насос должны быть предварительно заполнены жидкостью, т.к. из-за малой плотности воздуха центробежный насос не создает требуемого разряжения.

Работает центробежный насос следующим образом. Рабочее колесо вращается двигателем с угловой скоростью:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \quad (2.1)$$

где  $n$  - частота вращения рабочего колеса, об/мин.

При сообщении рабочему колесу 2 вращательного движения на жидкость, заполняющую пространство между ведущим б и ведомым а дисками, а значит вращающуюся совместно с рабочим колесом, действует на лопасть 5 центробежная сила, которая заставляет ее перемещаться от центра вращения к периферии.

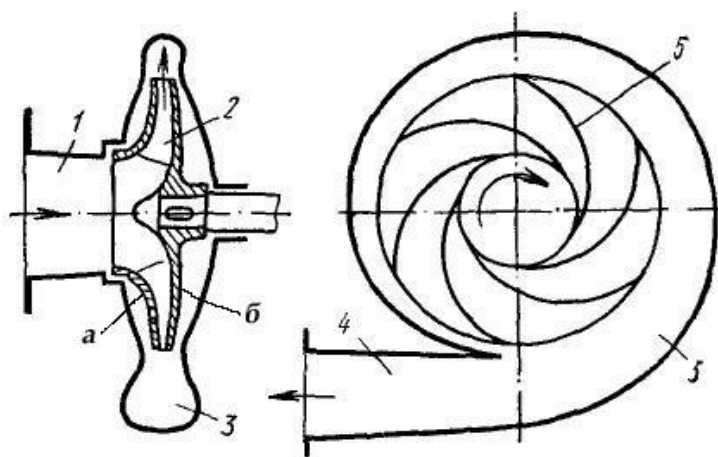


Рис.2.1. Схема центробежного насоса

В результате такого перемещения на периферии рабочего колеса образуется избыточное давление, под действием которого жидкость выходит из насоса по отводу 3, а в центре вращения возникает разрежение (давление меньше атмосферного), и жидкость под действием атмосферного давления перемещается по всасывающему трубопроводу через подвод 1 к центру рабочего колеса насоса.

### 2.3 Характеристики центробежного насоса

Работа насоса характеризуется его подачей  $Q$ , напором  $H$ , полезной мощностью  $N_n$ , и коэффициентом полезного действия  $\eta$  (к.п.д.).

Подачей (производительностью) насоса  $Q$  называется количество жидкости, перемещаемой насосом за единицу времени.

Различаются объемная, массовая, весовая и т.д. подачи в зависимости от того, каким параметрам оценивается количество перекачиваемой жидкости. В гидроприводе, как правило, используется объемная подача.

Напор, развиваемый насосом, определяется как разность напоров на выходе и входе насоса и характеризует энергию, сообщаемую насосом единице веса жидкости:



$$H = \Delta Z + \frac{P_v}{\gamma} + \frac{P_m}{\gamma} + \frac{V_n^2 - V_v^2}{2g}; \quad (2.2)$$

где  $\Delta Z$  - разность геометрических высот входа и выхода насоса

$P_v, P_m$  - вакуумметрическое и манометрическое давление  
соответственно на входе и выходе из насоса

$V_n, V_v$  - средние скорости в нагнетательном (выходе) и всасывающем (входе) патрубках насоса, соответственно.

Полезная мощность ( $N_n$ ) развиваемая насосом, может быть определена по формуле:

$$N_n = \gamma QH = QP, \quad (2.3)$$

где  $p$  - давление на выходе из насоса.

Экономичность режима работы насоса можно оценить полным коэффициентом полезного действия ( $\eta$ ), который показывает, какую часть энергии, подведенной к ведущему валу, насос преобразует в энергию движущегося потока жидкости и потери энергии в насосе:

$$\eta = \frac{N_n}{N} \quad (2.4)$$

где  $N$  - мощность, подводимая к валу насоса.

Потери энергии в центробежном насосе неоднородны. Они также как для гидромашин других типов делятся на механические, объемные и гидравлические.

*Механические потери* – потери за счет трения твердых поверхностей в подвижных соединениях и трения рабочей жидкости о твердые поверхности насоса, учитываются механические к.п.д. ( $\eta_m$ ).

*Объемные потери* - потери за счет частичного возврата жидкости в полость всасывания (  $g$ , см. рис.2.1), учитываются объемным к.п.д. ( $\eta_o$ ).

*Гидравлические потери* - потери на жидкое трение в подводе, рабочем колесе и отводе насоса, оцениваются гидравлическим к.п.д. ( $\eta_r$ ).

Полный к.п.д. может быть определен через его составляющие:

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_o \cdot \eta_r \quad (2.5)$$

Зависимости рабочих параметров насоса  $H$ ,  $N$ ,  $\eta$  и т.д. от его производительности  $Q$  при  $n=const$  называются характеристиками насоса. Они обычно представлены в виде графиков.

Кривая, выражающая зависимость напора насоса от его производительности  $H=f(Q)$ , является главной характеристикой насоса.

Характеристики насоса зависят как от конструктивного исполнения, так и от условий эксплуатации. Их получают опытным путем в ходе специальных испытаний насоса. Характеристики приводятся в паспорте центробежного насоса, по ним производится выбор насоса и расчет рабочего времени.

## 2.4 Исследуемый центробежный насос

В виртуальной лабораторной работе возможно исследовать несколько марок лопастных насосов: насос 2К-6; насос 4КМ-8; насос 3К-9 и насос 3К-6.

**Насосы серии 2К (К20/30)** - горизонтальные центробежные одноступенчатые консольные (рис.2.2), с односторонним подводом жидкости к рабочему колесу для перекачивания чистой воды (кроме морской) с  $pH=6-9$ , и других жидкостей, сходных с водой по плотности, вязкости и химической активности, содержащих твердые включения размером до 0,2 мм, объемная концентрация которых не превышает 0,1%.

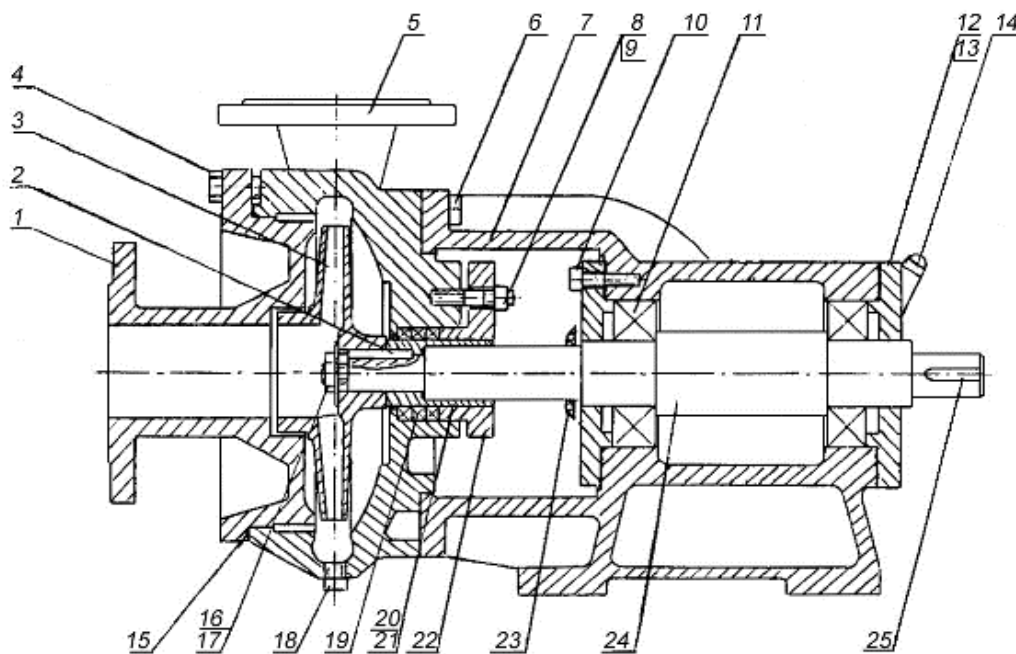


Рис.2.2 Конструкция насоса типа 2К: 1 - крышка насоса; 2 - шпонка; 3 - рабочее колесо; 4.6 - болт; 5 - корпус насоса; 7 - корпус подшипников; 8 - гайка; 9 - шпилька; 10 - болт; 11 - подшипник; 12 - крышка подшипника; 13 - прокладка; 14 - масленка; 15 - прокладка; 16 - гайка рабочего колеса; 17 - шайба; 18 - пробка; 19 - набивка сальниковая; 20 - втулка защитная; 21 - прокладка; 22 - крышка сальника; 23 - отбойник; 24 - вал; 25 - шпонка.

Материал проточной части - чугун. Уплотнение вала - - одинарное сальниковое (обозначается "С" или не обозначается) для температуры до 85 Гр.С. Насосы поставляются без эл. двигателя. Габариты и масса указаны для насоса без э/двигателя. Патрубки: -входной Ду-50; -напорный Ду-40.

**Насосы серии 4КМ-8 (КМ 100-65-200)** - центробежный консольный моноблочный, одноступенчатый с односторонним подводом жидкости к рабочему колесу (рис.2.3), предназначены для перекачивания чистой воды, производственно-технического назначения (кроме морской) с рН 6...9, температурой от 273 до 358К (от 0 до 85 С), и других жидкостей, сходных с водой по плотности, вязкости и химической активности, содержащих твердые включения размером до 0,2 мм, объемная концентрация которых не превышает 0,1%.

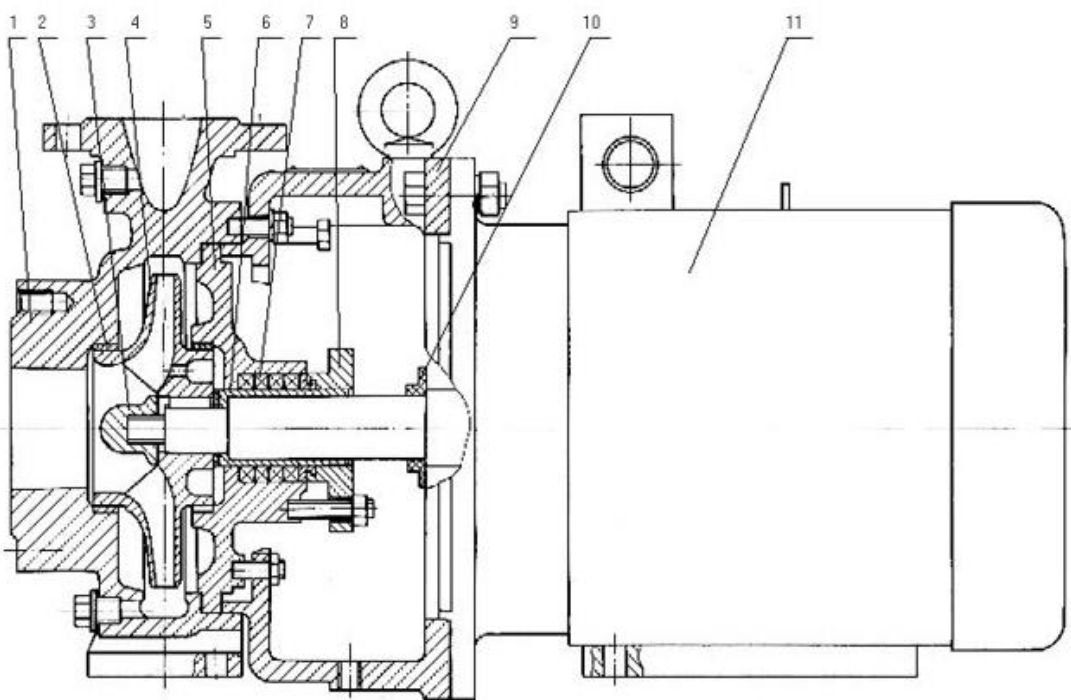


Рис.2.3 Конструкция насоса типа 4КМ: 1-корпус насоса с всасывающим и нагнетательным патрубками; 2-кольцо уплотняющее; 3-гайка рабочего колеса; 4-рабочее колесо; 5-крышка; 6-втулка защитная 7-сальниковая набивка, 8-крышка сальника, 9-фонарь, 10-кольцо отбойное, 11 –электродвигатель.

Уплотнение вала насоса КМ100-65-200- одинарное сальниковое или одинарное торцовое. Наибольшее допускаемое избыточное давление на входе в насос, для насосов с мягким сальником, 0,35МПа (3,5 кгс/см<sup>2</sup>), с торцовым уплотнением 0,6 МПа (6,0 кгс/см<sup>2</sup>). Материал деталей проточной части - серый чугун.

**Насосы серии 3К9 (К45/30) и 3К-6 (К45/55)** центробежные консольные насосы (рис.2.4), одноступенчатые с односторонним подводом жидкости к рабочему колесу. Насосы предназначены для перекачивания чистой воды, производственно-технического назначения (кроме морской) с рН 6...9, температурой от 273 до 358К (от 0 до + 85 С) и от 273 до 378К (от 0 до 105 С), и других жидкостей, сходных с водой по плотности, вязкости и химической активности, содержащих твердые включения размером до 0,2 мм, объемная концентрация которых не превышает 0,1%. Уплотнение вала насоса - одинарное, двойное сальниковое.

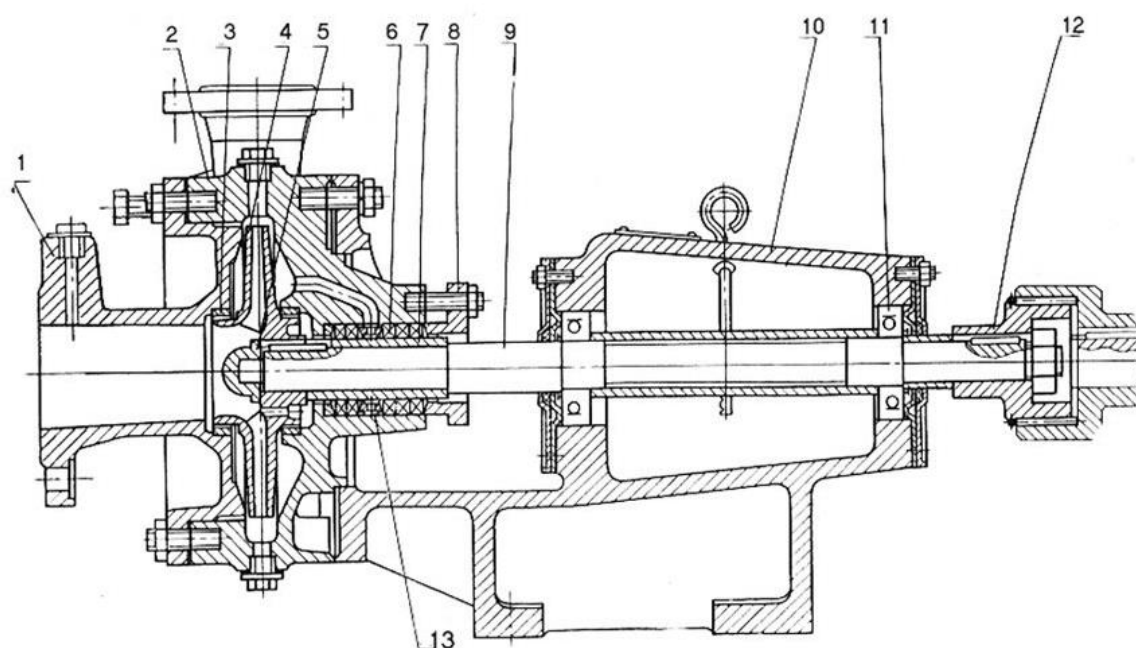


Рис.2.4 Конструкция насоса типа 3К: 1-крышка корпуса со всасывающим патрубком; 2-корпус; 3-кольцо уплотняющее; 4-рабочее колесо; 5-гайка рабочего колеса; 6-сальниковая набивка; 7-втулка защитная; 8-крышка сальника; 9-вал; 10-опорная стойка; 11-подшипник качения; 12-муфта; 13-втулка сальника.

Наибольшее допускаемое избыточное давление на входе в насос, для насосов с мягким сальником, 0,35МПа (3,5 кгс/см<sup>2</sup>), с торцовым уплотнением 0,6 МПа (6,0 кгс/см<sup>2</sup>). Материал деталей проточной части - серый чугун.

Более подробные технические характеристики [] вышеописанных насосов приведены в таблице 1, а их конструктивные исполнения представлены на рис. 3-5. Отметим, что марки некоторых насосов претерпели изменение, поэтому для соответствия ранее выпускаемых моделей более новым, следует пользоваться специальными таблицами [].

Таблица 2.1 Технические характеристики лопастных насосов

| № пп. | Марка насоса | Подача, $Q, \text{м}^3/\text{ч}$ | Напор, $H, \text{м}$<br>вод.ст. | Мощность, $N, \text{кВт}$ | Частота вращения, $n, \text{об/мин}$ | Масса, $m, \text{кг}$ | Габаритные размеры, $D \times Ш \times В, \text{м}$ |
|-------|--------------|----------------------------------|---------------------------------|---------------------------|--------------------------------------|-----------------------|---|
| 1     | 2К-6         | 30                               | 20                              | 4,5                       | 2900                                 | 45                    | 436x300x345   |
| 2     | 4КМ-8        | 100                              | 50                              | 30                        | 2900                                 | 63                    | 865x400x405   |
| 3     | 3К-9         | 50                               | 32                              | 7,5                       | 3000                                 | 120                   | 1035x300x410  |
| 4     | 3К-6         | 50                               | 50                              | 15                        | 2900                                 | 56                    | 1120x485x430  |

### 3. Экспериментальные исследования

Для испытания центробежного насоса и снятия его основных характеристик, используется программа, моделирующая лабораторную установку, схема которой приведена на рис.2.5.

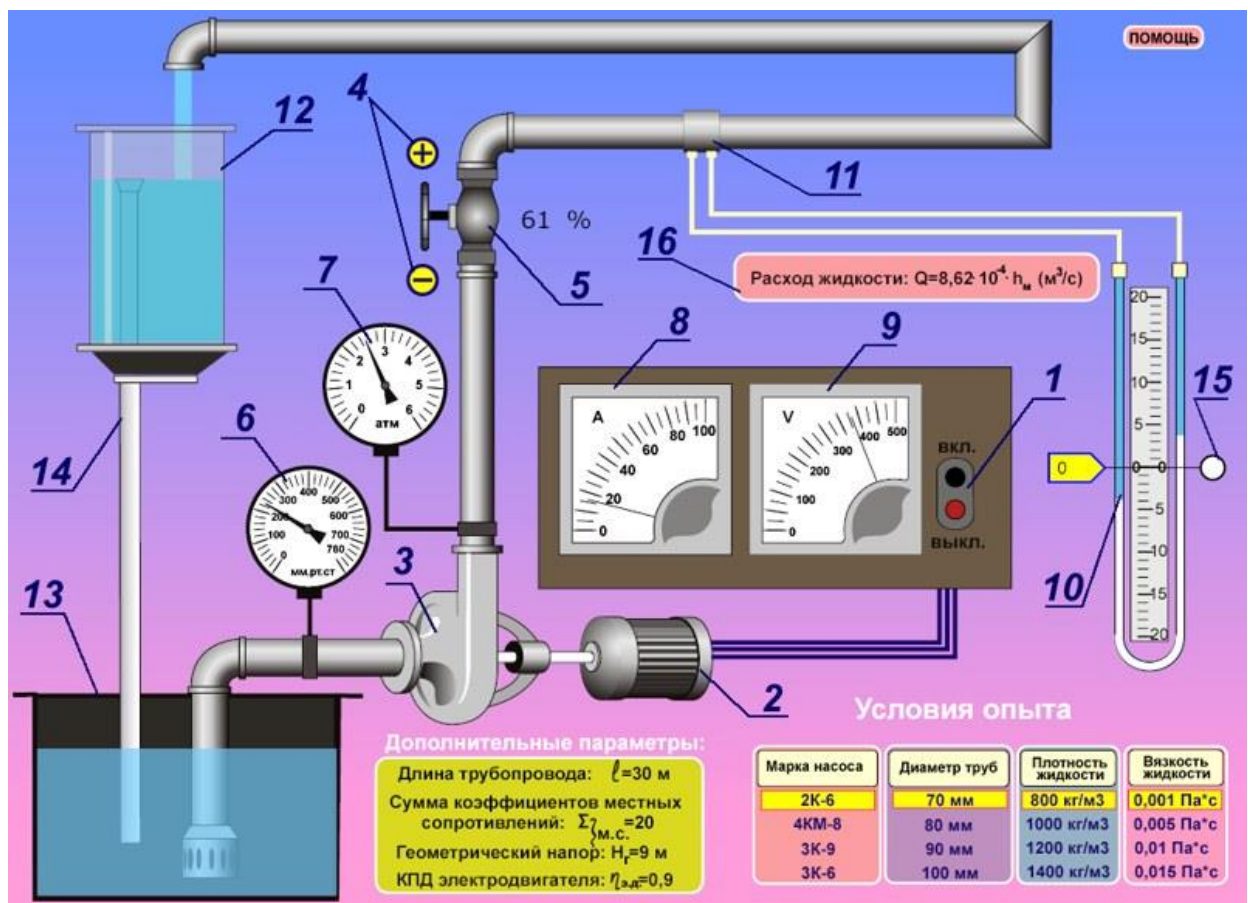


Рис.2.5 Схема экспериментальной установки для испытаний центробежного насоса: 1-пускатель; 2-электродвигатель; 3-насос; 4-кнопки вращения вентилей; 5-вентиль; 6-вакуумметр; 7-манометр; 8-амперметр; 9-вольтметр; 10-дифференциальный манометр; 11-диафрагма; 12-приемная емкость; 13-расходная емкость; 14-переливная труба; 15-линейка; 16-калибровка дифманометра.

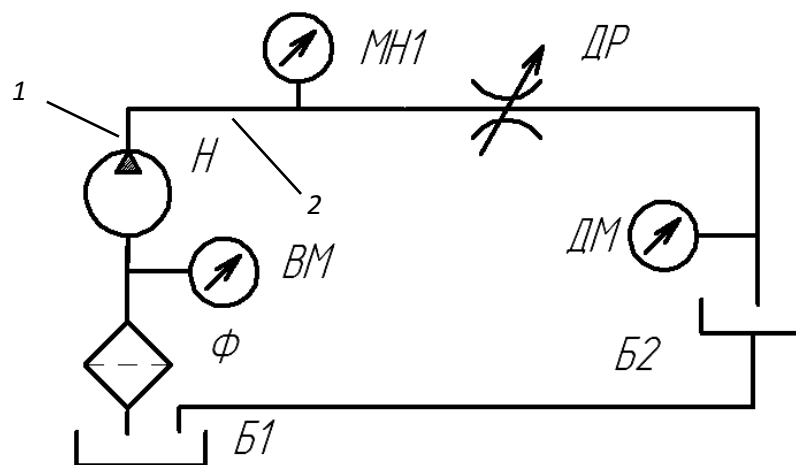


Рис.2.6 Принципиальная гидравлическая схема исследовательского стенда

Принципиальная гидравлическая схема установки представлена на рис.2.6, и состоит из центробежного испытуемого насоса  $H$ , манометра  $M$  для определения давления в напорной магистрали, вакуумметра  $B$  для определения разрежения на входе в насос, дросселя  $DP$  для регулировки производительности насоса, дифференциального манометра  $DM$  для определения производительности насоса, питающего бака  $B$ , и соединяющих их трубопроводов 1,2 с баком  $B1$  и  $B2$ .

#### 4. Исходные данные

Исходные данные, требуемые для расчета характеристик центробежного насоса по результатам проведенного экспериментального исследования берутся из условий лабораторной работы и приведены в табл.1.

Табл.2.2 – Исходные данные для расчетов

| Параметр  | Значение               | Размерность       |
|---|------------------------|-------------------|
| Коэффициент кинематической вязкости жидкости, $\nu$   | Выбирается             | Па·с              |
| Рабочая жидкость – плотность, $\rho$  | Выбирается             | кг/м <sup>3</sup> |
| КПД электродвигателя, $\eta_{эд}$   | 0,9                    | -                 |
| <b>Коэффициенты местных сопротивлений</b>   |                        |                   |
| плавный поворот на 90°  | $\xi_n = 0,7$          | -                 |
| внезапное расширение между 1-м и 2-м трубопроводом  | $\xi_{вр} = 0,2$       | -                 |
| Диаметры трубопроводов $d_1$ и $d_2$  | Выбирается             | м                 |
| Длина трубопроводов $l_1$ и $l_2$   | $l_1 = 10$ ; $l_2 = 5$ | м                 |
| <b>Количество плавных поворотов на участке</b>  |                        |                   |
| от насоса до точки подключения манометра  | 4                      | -                 |
| на участке с диаметром $d_1$  | 3                      | -                 |
| на участке с диаметром $d_2$  | 1                      | -                 |
| Геодезическое превышение точки измерения давления ( $p_m$ ) относительно точки измерения давления ( $p_v$ ) | $\Delta Z = 9$         | м                 |

## 5. Порядок проведения экспериментальных исследований

5.1. Убедиться в исправности экспериментальной установки.

5.2. Закрывать полностью дроссели  $Dr_1$  и открыть дроссель  $Dr_2$ .

Отключить амперметр А.

5.3. Запустить центробежный насос Н.

5.4. Включить амперметр А.

5.5. Открыть дроссель  $Dr_1$ , зафиксировать показания манометра М, вакуумметра В, показания амперметра А и определить время  $t$  прохождения через счетчик Со объема жидкости  $W$  (задаются преподавателем).

5.6. Регулируя дросселем  $Dr_1$  сопротивление потоку, повторить опыт по пп. 5.5-5.6 (показания манометра и количество опытов задаются преподавателем).

5.7. Результаты опытов, полученные в п. 5.5 и 5.6 занести в таблицу 2.3.

5.8. Отключить амперметр.

5.9. Выключить насос центробежный насос.

Табл.2.3 – Результаты экспериментальных исследований

| №<br>п/п | Показания<br>манометра, $P_m$ , |    | Показания<br>вакуумметра, $P_v$ , |    | Перепад<br>давления, | Показания<br>амперметра, | Показания<br>вольтметра, |
|----------|---------------------------------|----|-----------------------------------|----|----------------------|--------------------------|--------------------------|
|          | атм.                            | Па | мм.рт.ст.                         | Па | $h_m$ , см           | А, А                     | В, В                     |
| 1        |                                 |    |                                   |    |                      |                          |                          |
| 2        |                                 |    |                                   |    |                      |                          |                          |
| 3        |                                 |    |                                   |    |                      |                          |                          |
| 4        |                                 |    |                                   |    |                      |                          |                          |
| 5        |                                 |    |                                   |    |                      |                          |                          |

## 6.Обработка экспериментальных данных

Расчет характеристик центробежного насоса производится по следующей методике.

6.1 Подача насоса определяется по выражению:

$$Q = 8,62 \cdot 10^{-4} \cdot h_m \quad (2.7)$$

где  $h_m$  - показания дифманометра, см;

$t$  - контрольное время прохождения заданного объема жидкости.

6.2 Напор, развиваемый насосом при установившемся режиме работы без учета потерь во всасывающей трубопроводе и разности скоростных напоров, равен:

$$H = H_{cm} + \Sigma h \quad (2.8)$$

где  $\Sigma h$  - суммарные потери в нагнетательном трубопроводе от насоса до точки подключения манометра.

$H_{cm}$  - статический напор, находится по выражению:

$$H_{cm} = \Delta Z + \frac{\Delta p}{\gamma} \quad (2.9)$$

$\Delta Z$  - геодезическое превышение точки измерения давления ( $p_m$ ) относительно точки измерения давления ( $p_v$ ), принять равным 5-9м;

$\gamma$  – удельный вес рабочей жидкости, принять равным 9800 Н/м<sup>3</sup>;

$\Delta p$  - абсолютная разность давлений между точками подключения манометра и вакуумметра

$$\Delta p = \Delta p_m + \Delta p_v \quad (2.10)$$

$\Delta p_m, \Delta p_v$  - показания манометра и вакуумметра соответственно, Па .

$$\Sigma h = \sum_{i=1}^n \left( \sum_{j=1}^m \zeta_{ij} + \lambda_i \frac{l_i}{d_i} \right) \cdot \frac{V_i^2}{2g} \quad (2.11)$$

где  $n$  - количество участков трубопроводов постоянного диаметра до точки подключения манометра,;

$m$  - количество местных гидравлических сопротивлений;

$\ell, d, \lambda$  - длина, диаметр, коэффициент потерь на трение  $i$  - го участка трубопровода

$\zeta_j$  - коэффициент местного сопротивления.

$$v_i = \frac{\omega_i}{Q} \quad (2.12)$$



где  $v_i$  - средняя скорость жидкости на  $i$  - м участке трубопровода;  
 $\omega_i$  - площадь живого сечения  $i$  - го участка трубопровода;  
 $Q$  - подача насоса.

Коэффициент трения  $\lambda_i$  определяется по формулам:

а) для ламинарного режима при  $Re < 2320$ :

$$\lambda_i = \frac{64}{Re}, \quad (2.13)$$

б) для турбулентного режима при  $Re > 2320$ :

$$\lambda_i = \frac{0,3164}{Re^{0.25}} \quad (2.14)$$

Число Рейнольдса ( $Re$ ) для каждого участка определяется по формуле:

$$Re = \frac{d \cdot v}{\nu}, \quad (2.15)$$

где  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости рабочей жидкости, принять равным  $1,006 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  (при температуре  $20^\circ\text{C}$ ).

6.3 После расчета основной характеристики насоса, рассчитываются зависимости полезной мощности ( $N_n$ ) развиваемой насосом и подводимое к валу насоса по формулам (2.3) и (2.16)

$$N_{\text{э}} = N_n \cdot \eta_{\text{эд}}, \quad (2.16)$$

где  $N_{\text{эд}}$  - мощность потребляемая электродвигателем и его КПД.

$$N_{\text{э}} = U \cdot I \cdot \cos \varphi, \quad \cos \varphi = 0,7, \quad \eta_{\text{эд}} = 0,8 \quad (2.17)$$

где  $U, I$  - напряжение питающей сети и потребляемый ток.

6.4 Далее по формуле (2.4) рассчитывается полный к.п.д. насоса.

В связи с наличием большого количества однотипных вычислений в данной работе ее расчет целесообразно вести с использованием программного пакета MathCad или MatLab.

По результатам расчетов заполняется таблица 2.4 и строятся графики характеристик насоса:  $H = f_1(Q)$ ,  $N_n = f_2(Q)$ ,  $N = f_3(Q)$  и  $\eta = f_4(Q)$ .

Табл.2.4 – Результаты расчетов

| Номер п/п | Расчетные параметры                | Обозначение | Размерность           | Номер опыта |   |   |   |   |
|-----------|------------------------------------|-------------|-----------------------|-------------|---|---|---|---|
|           |                                    |             |                       | 1           | 2 | 3 | 4 | 5 |
| 1         | Производительность насоса          | $Q_n$       | $\text{м}^3/\text{с}$ |             |   |   |   |   |
| 2         | Потери напора                      | $\Sigma h$  | м. вод. ст.           |             |   |   |   |   |
| 3         | Полный напор насоса                | $H$         | м. вод. ст.           |             |   |   |   |   |
| 4         | Полезная мощность                  | $N_n$       | кВт.                  |             |   |   |   |   |
| 5         | Мощность, подводимая к валу насоса | $N$         | кВт.                  |             |   |   |   |   |
| 6         | Полный к.п.д.                      | $\eta$      |                       |             |   |   |   |   |

## 7. Выводы

7.1. Описать и объяснить характер изменения напора ( $H$ ) полезной мощности ( $N_n$ ) и к.п.д. ( $\eta$ ), развиваемых насосом при изменении его подачи.

7.2. Определить интервал наиболее целесообразных режимов эксплуатации данного насоса.

## 8. Контрольные вопросы

8.1 Какие испытания производятся с целью построения их энергетической характеристики?

8.1 На основе чего производится выбор насоса для тех или иных условий эксплуатации?

8.3 Какой режим насоса называется оптимальным?

8.4 Для какого режима производится расчет проточной части насоса?

8.5 Какие двигатели используются в приводе насоса?

8.6 Укажите способ определения потребляемой мощности?

8.7 Перечислите каких параметры от которых зависит мощность?

## ИССЛЕДОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И ПРИНЦИПА ДЕЙСТВИЯ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ

### 1. Цель работы

Изучение конструкции насосной установки, приобретение практических навыков по подготовке ее к работе и эксплуатации, а так же измерению подачи и напора центробежного насоса.

### 2. Типовая насосная установка

Насосная установка, кроме самого насоса, включает в себя ряд элементов обеспечивающих работу насоса, его пуск и остановку, регулирование и контроль параметров. На рис.3.1 показана типовая схема насосной питательной установки.

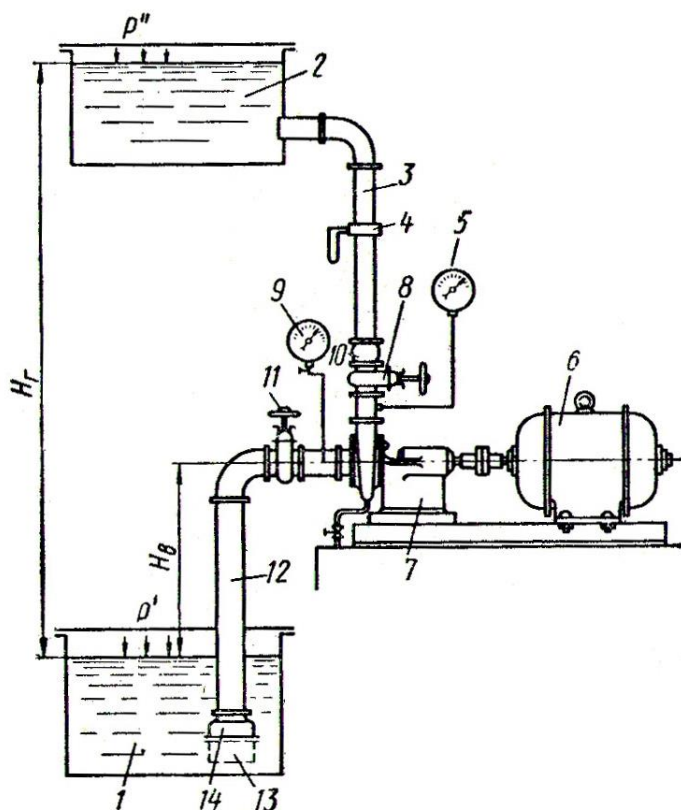


Рис.3.1 Схема типовой насосной установки

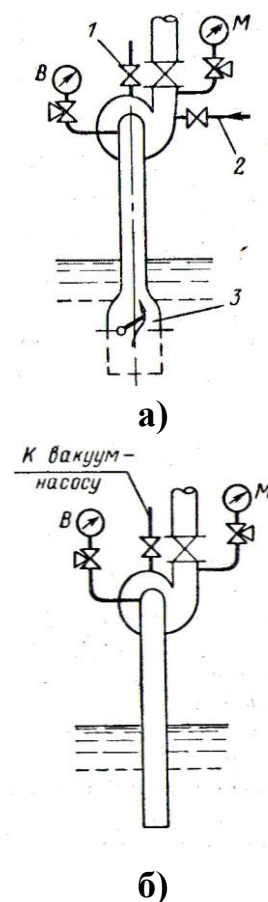


Рис.3.2 Схемы заливки ЦН

К насосу 7, приводимому в движение электродвигателем 6, жидкость поступает из приемного резервуара 1 по подводящему трубопроводу 12. Насос нагнетает жидкость в напорный резервуар 2 по напорному трубопроводу 3.

На напорном трубопроводе имеется регулировочная задвижка 8 при помощи которой изменяется подача насоса. Иногда на напорном трубопроводе устанавливается обратный клапан 10, автоматически перекрывающий напорный трубопровод при остановке насоса и препятствующий возникновению обратного тока жидкости из резервуара. Если давление в приемном резервуаре отличается от атмосферного или насос расположен ниже уровня жидкости в приемном резервуаре, то на подводящем трубопроводе устанавливают монтажную задвижку 11, которую закрывают при остановке или ремонте насоса.

В начале подводящего трубопровода часто предусматривают приемную сетку 13, предохраняющую насос от попадания твердых тел, и пятовой клапан 14, дающий возможность залить насос, а так же подводящий трубопровод жидкостью перед пуском.

Работа насоса контролируется по расходомеру 4, который измеряет подачу насоса, и по манометру 5 и вакуумметру или манометру 9, дающим возможность определить напор насоса.

### 3. Измерение параметров насоса

Для построения характеристики центробежного насоса, необходимо знать напор, подачу, мощность КПД при различных режимах его работы.

*Подача насоса* измеряется расходомером, устанавливаемым на напорном трубопроводе (рис.3.3). Наиболее часто применяется мерные диафрагмы, мерные сопла и трубы вентури. Иногда подачу насоса измеряют при помощи водослива.

*Напор насоса* равен разности значений полного напора жидкости за насосом (сечение  $n$ , рис.5.5) и перед ним (сечение  $в$ ):

$$H = (z_H - z_B) + \left( \frac{P_H}{\rho \cdot g} - \frac{P_B}{\rho \cdot g} \right) + \frac{v_H^2 - v_B^2}{2g}; \quad (5.1)$$

Давление  $p_H$  измеряется манометром 1. Трубка, соединяющая манометр с трубопроводом, после ее проливки заполняется жидкостью. Поэтому манометр измеряет давление, отличное от давления в точке замера на

величину  $h_H$ . Введя эту поправку на положение манометра, получим избыточное давление после насоса:

$$p_H = M + h_H \rho \cdot g \quad (5.2)$$

где  $M$  – показания манометра с введенной поправкой на систематическую погрешность, поправка вводится по тарировочному графику манометра.

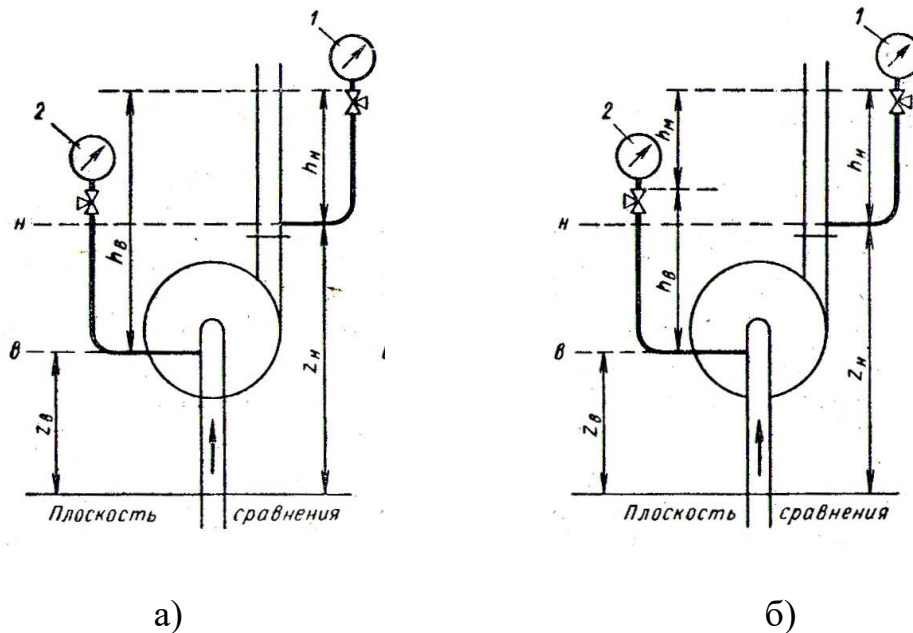


Рис.3.5 Схема измерения напора ЦН

При наличии на стороне всасывания вакуума (рис.3.2а), давление  $p_B$  перед насосом измеряется вакуумметром 2. Поправка на положение вакуумметра не вводится, так как соединительная трубка при продувке заполняется воздухом. Учитывая, что вакуум является отрицательным избыточным давлением, получим избыточное давление пред насосом:

$$p_B = -B; \quad (5.3)$$

где  $B$  – показания вакуумметра с введенной поправкой на систематическую погрешность.

Отсюда при наличии вакуума в подводящем трубопроводе напор насоса

$$H = z_H - z_B + \frac{M}{\rho g} + h_H + \frac{B}{\rho g} + \frac{v_H^2 - v_B^2}{2g}; \quad (5.4)$$

Обозначив за  $h_B = z_H - z_B + h_H$  – разность уровней установки манометра и точки включения вакуумметра, получим

$$H = \frac{M}{\rho g} + \frac{B}{\rho g} + h_B + \frac{v_H^2 - v_B^2}{2g}; \quad (5.5)$$

Если в подводящем трубопроводе не вакуум, а избыточное давление (рис.3.2б), то

$$p_B = M_B + h_B \rho g; \quad (5.6)$$

$M_B$  – показания манометра, установленного на подводящем трубопроводе насоса, с введенной поправкой на систематическую погрешность;

$h_B$  - поправка на положение этого манометра.

Следовательно, при наличии у входа в насос избыточного давления, напор насоса

$$H = z_H - z_B + \frac{M}{\rho g} + h_H - \frac{M}{\rho g} - h_B + \frac{v_H^2 - v_B^2}{2g}; \quad (5.7)$$

Обозначив через  $h_M = z_H - z_B + h_H - h_B$  разность уровней установки манометров М и МВ, получим:

$$H = \frac{M}{\rho g} - \frac{M}{\rho g} - h_M + \frac{v_H^2 - v_B^2}{2g}; \quad (5.8)$$

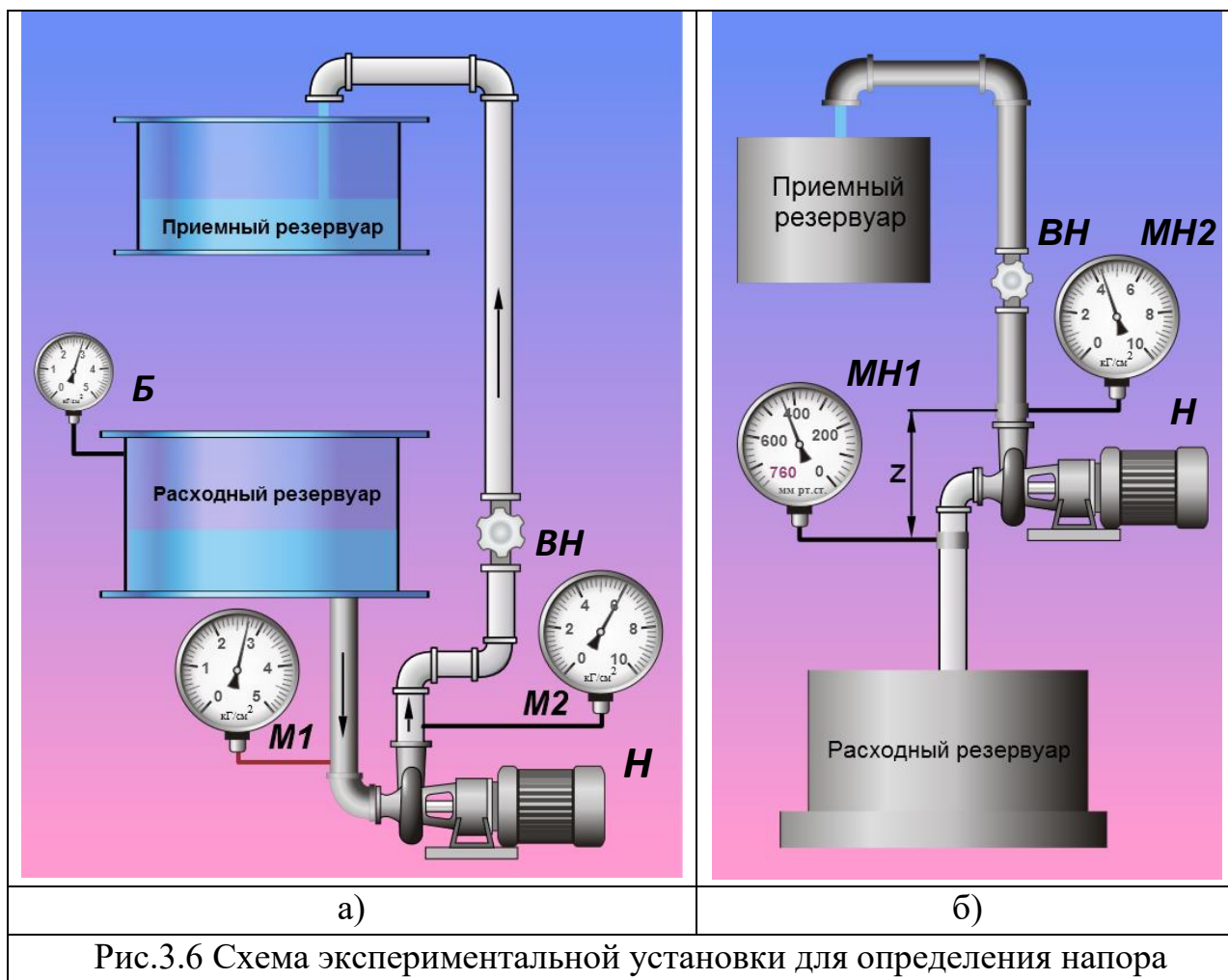
Разность скоростных напоров, входящая в приведенные выше уравнения будет равна:

$$\frac{v_H^2 - v_B^2}{2g} = 0,0827 \left( \frac{1}{d_H^4} - \frac{1}{d_B^4} \right) \cdot Q^2; \quad (5.9)$$

где  $Q$  – подача насоса в м<sup>3</sup>/с;  
 $d_H$  – диаметр напорного трубопровода, м;  
 $d_B$  – диаметр подводящего трубопровода в м.

### 3. Экспериментальная установка

Рассмотрим определение напора с помощью установки в которой всасывающий и напорный трубопроводы имеют одинаковые диаметры, а расходный резервуар расположен выше уровня насоса. Расположение расходного резервуара выше уровня насоса снижает вероятность кавитации, так как перед насосом в таком случае будет давление выше, чем было бы в случае расположения насоса над расходным резервуаром.



В данном примере в расходном резервуаре действует избыточное давление, что можно наблюдать по манометру. При этих условиях перед насосом действует не разрежение, а избыточное давление, которое измеряется манометром М1. Для измерения избыточного давления после насоса используется манометр М2.

#### 4. Определение напора в насосной установке.

**4.1** Используя программу по моделированию насосной установки (рис.3.6), произвести расчет напора для случая, если расходный резервуар расположен *выше* уровня насоса, по следующей методике:

**4.1.1** Открыть исполнительный файл программы «Лабораторный практикум по дисциплине «ИМП ЛГМ», выбрать в списке лабораторную работу №2.

**4.1.2** Внимательно прочитать задание и записать показания манометров М1 и М2, расположенных на схеме стенда до и после лопастного насоса.

**4.1.3** Используя полученные данные и вышеописанную методику, по приведенным формулам (с учетом перевода единиц в системе СИ), определить напор насоса.

**4.1.4** Ввести найденное значение напора в указанное в программе поле, в случае верного нахождения, программа оповестит об этом и будет доступно регулирование вентиля после насоса.

**4.1.5** Произвести еще 3 измерения, настроив вентиль произвольным образом и результаты занести в таблицу 1 (колонка 2).

Таблица 1. Результаты измерений

| №<br>п/п | Показания<br>манометра,<br>$P_{м1}$ , кгс/см <sup>2</sup> |   | Показания<br>манометра,<br>$P_{м2}$ , кгс/см <sup>2</sup> |   | Напор<br>насоса,<br>$h_m$ , см |   | Плотность<br>жидкости,<br>$\rho$ , кг/м <sup>3</sup> |   | Геометрическ<br>ий напор,<br>$z$ , м |   |
|----------|---|---|---|---|--------------------------------|---|--|---|--------------------------------------|---|
|          | 1   | 2 | 1   | 2 | 1                              | 2 | 1  | 2 | 1                                    | 2 |
| 1        |   |   |   |   |                                |   |  |   |                                      |   |
| 2        |   |   |   |   |                                |   |  |   |                                      |   |
| 3        |   |   |   |   |                                |   |  |   |                                      |   |
| 4        |   |   |   |   |                                |   |  |   |                                      |   |

**4.2** Используя программу по моделированию насосной установки (рис.3.7), произвести расчет напора для случая, если расходный резервуар расположен *ниже* уровня насоса (Лабораторная работа №3), повторив действия в п.4.1.1-п.4.1.5 записать в таблицу 1 (колонка 2).

## 5. Определение подачи насосной установки.

В правом окне изображена простейшая трубопроводная сеть. Насос перемещает жидкость по трубопроводу из расходного резервуара в приемный. Для измерения подачи рассмотрим два способа: использование дифманометра с мерной диафрагмой и ротаметра.

Дифманометр представляет собой U-образную трубку, в которую залита жидкость, не смешивающаяся с жидкостью, движущейся в трубопроводе. Посредством двух трубок дифманометр подключен к мерной диафрагме. Диафрагма представляет собой перегородку с отверстием, вмонтированную в трубопровод. (Наведите указатель мыши на изображение диафрагмы). Шланги вставлены в трубопровод перед и после диафрагмы. При движении жидкости через диафрагму давление после диафрагмы будет меньше, чем



перед ней. По трубкам давление передается манометрической жидкости, причем при меньшем давлении столбик манометрической жидкости поднимается выше, чем столбик, на который действует большее давление. Чем больше подача жидкости в трубопроводе, тем больше разница давлений с двух сторон диафрагмы, и тем больше разница уровней манометрической жидкости в дифманометре.

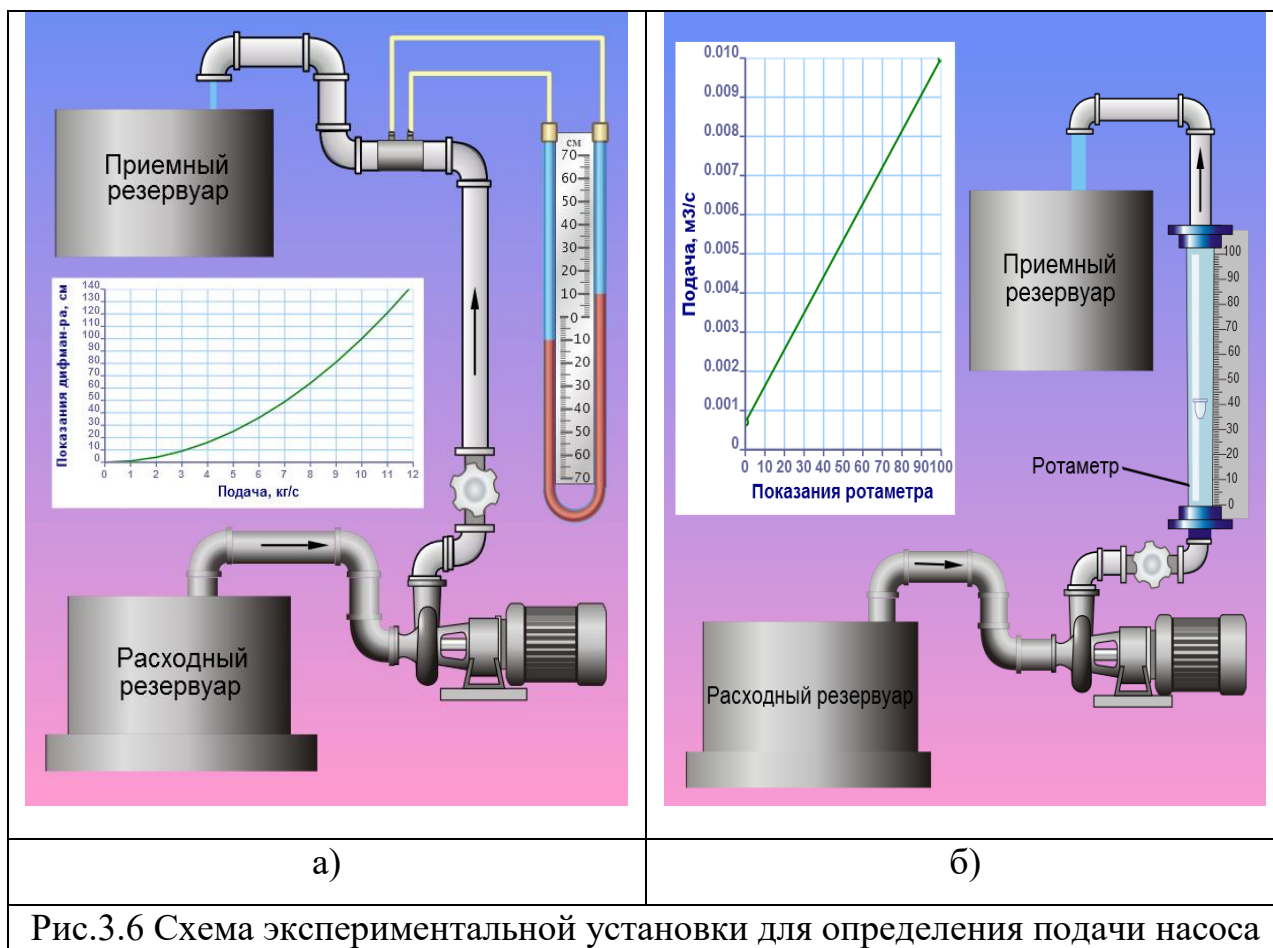


Рис.3.6 Схема экспериментальной установки для определения подачи насоса

Ротаметр представляет собой стеклянную трубку, слегка расширяющуюся кверху, внутри которой находится поплавоч. Чем больше подача жидкости, тем выше поднимается поплавок. Для нахождения подачи ротаметр снабжен шкалой и калибровочным графиком. Вид графика зависит от конструкции ротаметра и свойств жидкости.

**5.1** Используя программу по моделированию насосной установки (рис.3.6), определить подачу насоса, с помощью дифманометра и мерной диафрагмы, по следующей методике:

**5.1.1** Открыть исполнительный файл программы «Лабораторный практикум по дисциплине «ИМП ЛГМ», выбрать в списке лабораторную работу №2.

**5.1.2** Внимательно прочитать задание и записать показания манометров М1 и М2, расположенных на схеме стенда до и после лопастного насоса.

**5.1.3** Используя полученные данные и вышеописанную методику, по приведенным формулам (с учетом перевода единиц в системе СИ), определить напор насоса.

**5.1.4** Ввести найденное значение напора в указанное в программе поле, в случае верного нахождения, программа оповестит об этом и будет доступно регулирование вентиля после насоса.

**5.1.5** Определить подачу при помощи градуировочного графика, выражающего зависимость показаний дифманометра от подачи, выбрав затем правильные единицы измерения расхода.

**5.1.6** Произвести еще 3 измерения (в соответствии с п.4.1.1-4.1.3), настроив вентиль произвольным образом и результаты занести в таблицу 2 (колонка 1).

**5.2** Используя программу по моделированию насосной установки (рис.3.6), определить подачу насоса, с помощью ротаметра по следующей методике:

**5.2.1** Используя программу по моделированию насосной установки (рис.3.7б), определить подачу насоса, с помощью ротаметра по следующей методике (Лабораторная работа №5), повторив действия в п.5.1.1-п.5.1.5 записать в таблицу 2 (колонка 2).

По окончании работы, оформить протокол записав результаты работы и сделать выводы в соответствии с поставленными целями и задачами.

## **5.Контрольные вопросы**

- 7.1 Перечислите основные элементы конструкции насосной установки.
- 7.2 Назовите способы регулирования работы лопастных насосов. Укажите какой способ наиболее экономичен?
- 7.3 Что такое вакуумметрическая высота всасывания?
- 7.4 Дайте определение «открытой» и «закрытой» схем насосных установок?
- 7.5 Каким образом можно измерять напор насосной установки?
- 7.6 Каким образом можно измерять подачу насосной установки?

## **ИЗУЧЕНИЕ НА МОДЕЛЯХ КОНСТРУКЦИЙ И РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ МУФТЫ**

### **1. Цель и задачи работы**

- 1.1 Закрепление теоретических знаний по разделу «Гидродинамические передачи».
- 1.2 Изучение принципа действия, классификация, конструкции, характеристик и практического применения гидродинамических муфт.
- 1.3 Приобретение практических навыков разборки и сборки гидродинамической муфты.
- 1.4 Определение напора и объёмной подачи ГДМ.

### **2. Основные сведения о гидродинамических передачах.**

Гидродинамические передачи (ГДП) применяются с двигателями внутреннего сгорания, электродвигателями и т.д. В ГДП отсутствует жесткая связь двигателя с нагрузкой, так как энергия передаётся через поток жидкости. В качестве рабочей жидкости в ГДП могут применяться: машинные масла и водные эмульсии.

ГДП существенно улучшают характеристики двигателей, обеспечивая бесступенчатое регулирование скорости в широком диапазоне; позволяет получить малые («ползучие») скорости движения; облегчает пуск двигателей под нагрузкой; повышают надёжность машин; предохраняют их узлы от перегрузок.

Гидравлическая передача, передающая механическую энергию с одного вала на другой с использованием лопастных, насоса и турбины, называется гидродинамической. ГДП делятся на гидродинамические муфты (ГДМ) и гидродинамические трансформаторы (ГДТ).

## 2.2. Принципиальная и структурная схемы ГДМ.

Гидромуфтой называют гидродинамическую передачу, не преобразующую крутящий момент (рис.4.1) ГДМ состоит из двух лопастных колёс, насосного и турбинного.

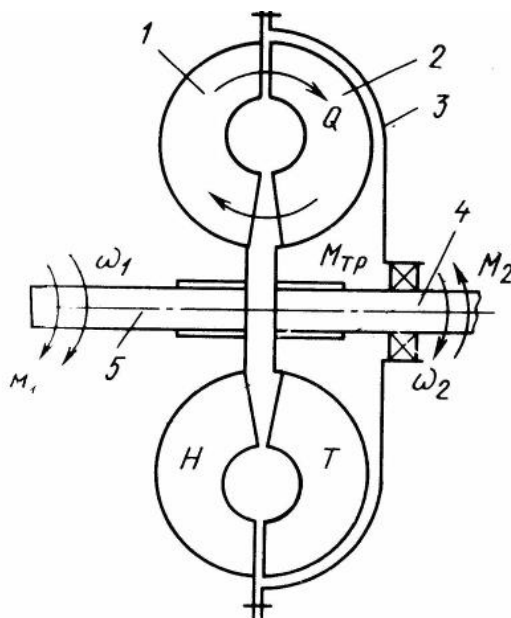


Рис.4.1 - Принципиальная схема ГДМ.

Насосное колесо соединено с входным валом, а турбинное — с выходным 4. Колеса расположены в корпусе ротора 3, соединенном с насосным колесом фланцем. Лопасты в колесах находятся между двумя торцовыми поверхностями, образующими рабочую полость гидромуфты. К входному валу ГДМ приложен крутящий момент  $M_1$  от двигателя, а к выходному — момент  $M_2$  сопротивления приводимой машины. В корпусе за наружным тором турбины находится жидкость и возникает момент трения  $M_{тр}$ , который, однако, меньше передаваемого момента. Если пренебречь величиной  $M_{тр}$ , то можно считать, что в гидромуфте  $M_2 = M_1$ .

Такая передача энергии происходит с определенными потерями, внешне выражающимися в том, что ведомый вал несколько отстает от ведущего, как говорят, проскальзывает. Схемы ГДМ представлены на рисунке 4.2.

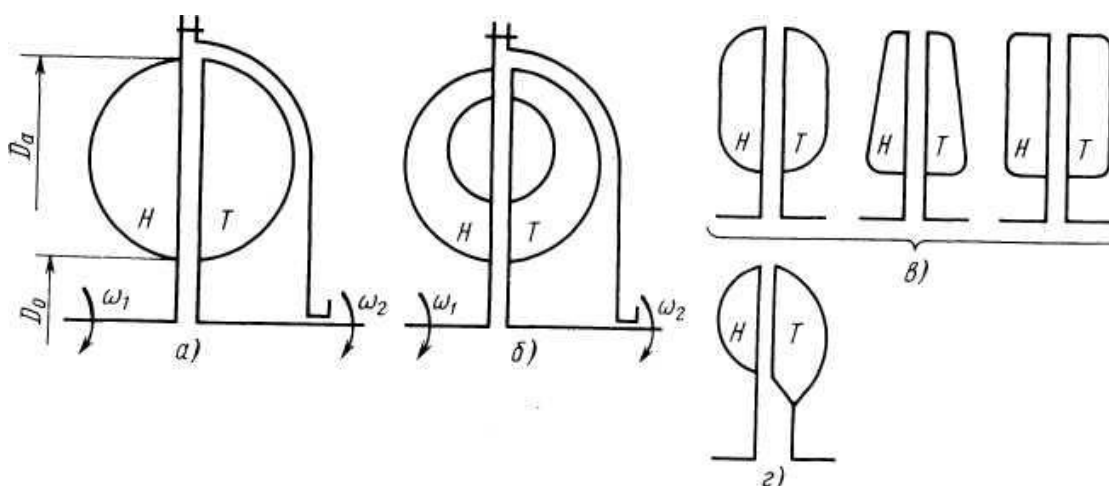


Рис.4.2 Принципиальная схема ГДМ.

Наибольший диаметр рабочей полости называется активным диаметром ( $D_a$ ), а наименьшим — втулочным ( $D_o$ ).

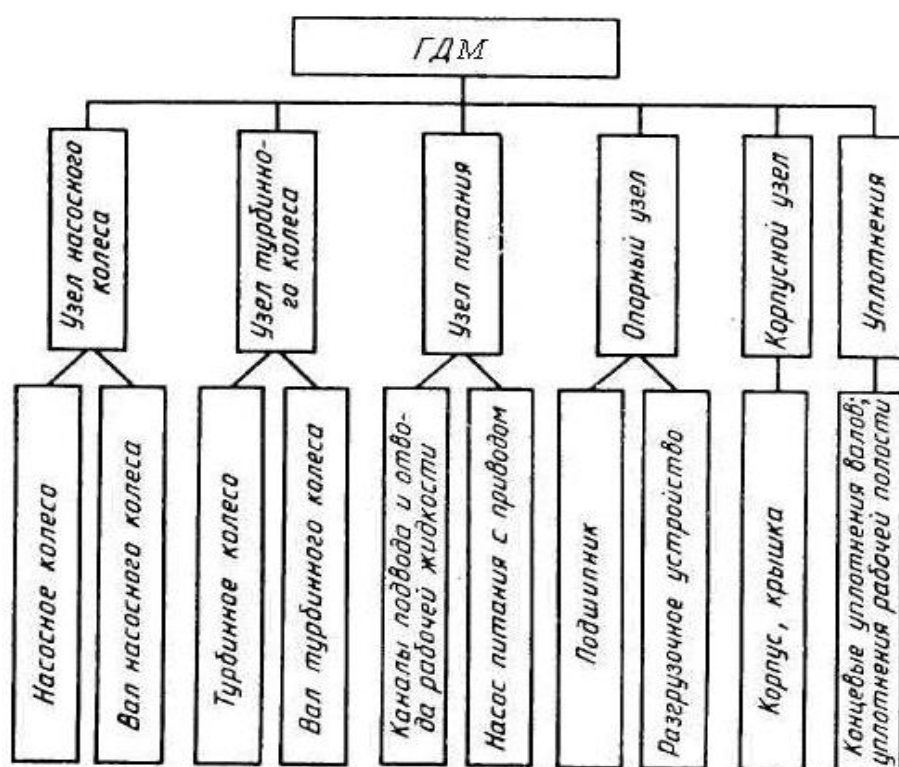


Рис.4.3 Структурная схема подсистем и элементов одноступенчатой ГДМ

Гидромуфты могут быть как с внутренним тором (рис.4.2 б), так и без него (рис.4.2 а), различаться формами рабочих полостей (рис.3.2 в) и иметь несимметричные лопастные колеса (рис.4.2 г).

## 2.3.Классификация ГДМ.

Классификация гидродинамических муфт приведена на рис.4.4.

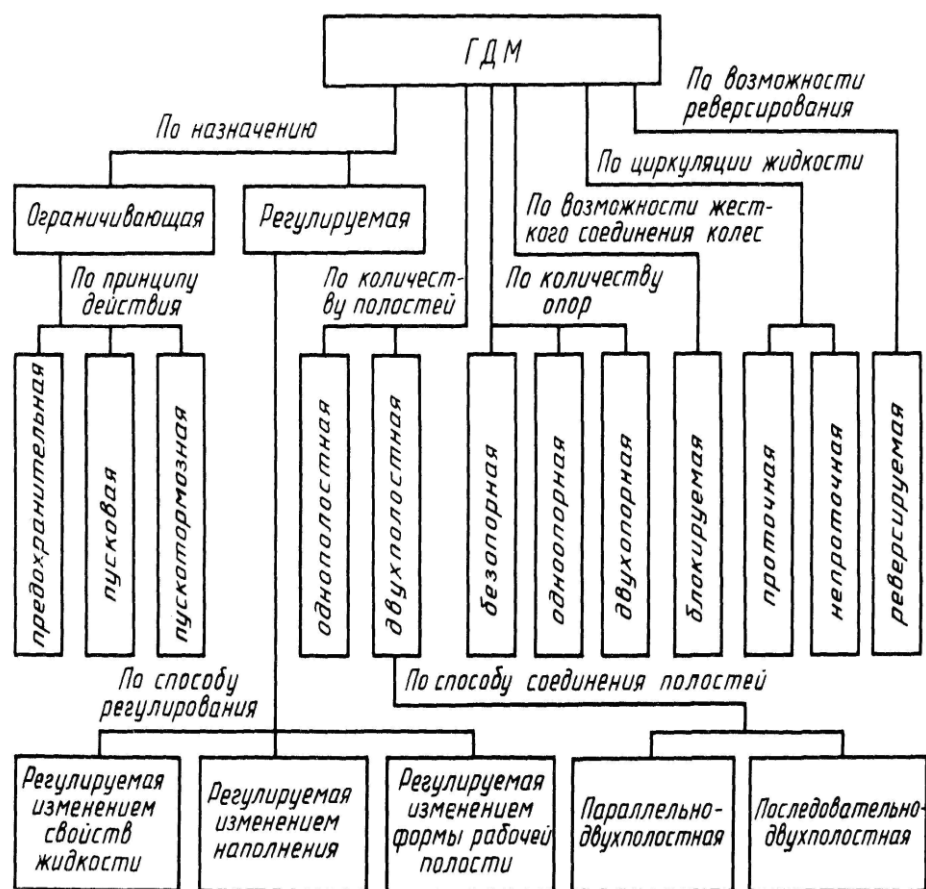


Рис.4.4 Классификация ГДМ

## 5. Структурные схемы работы ГДМ в передаче.

ГДМ могут работать в тяговом, тормозном и обратимом режимах. Структурные схемы работы ГДМ в передаче, показаны на рис.4.5.

*Тяговый режим* — режим работы, при котором мощность передается через ГДМ от входного, к выходному звену (рис.4.5а). Характерными точками внешней характеристики ГДМ на этом режиме являются точка 1 (рис.4.8) — режим холостого хода, когда внешняя нагрузка отсутствует, точка 2 — оптимальный режим, когда КПД максимальный, имеет место при  $i = 0,95 \dots 0,98$  в зависимости от конструкции ГДМ, точка 3 - стоповый режим, когда выходное звено остановлено, режим является напряженным в тепловом отношении, так как вся мощность, подводимая от двигателя к входному звену ГДМ, преобразуется в тепло.

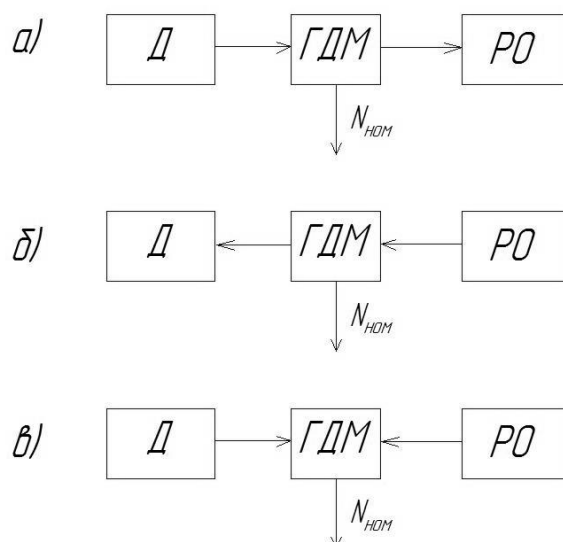


Рис.4.5. Структурные схемы работы гидромукты в передаче.

*Тормозной режим* - режим работы, при котором мощность подводится к ГДМ как со стороны входного, так и со стороны выходного звеньев или со стороны одного из звеньев при остановленном втором звене. Во всех этих случаях происходит замедление (торможение) рабочего органа РО машины.

Различают два вида тормозных режимов: обгонный и режим противовращения.

При *обгонном режиме* на выходном звене ГДМ знак крутящего момента изменяется на противоположный, а направление его вращения соответствует тяговому режиму работы; частота вращения турбинного колеса больше частоты вращения насосного колеса.

*Режим противовращения* – тормозной режим, при котором входные и выходные звенья вращаются в разные стороны.

На *режиме противовращения* мощность к ГДМ подводится как от двигателя, так и от рабочего органа. Насосное колесо работает в насосном режиме, а турбинное — в тормозном, при котором подводимая к нему от рабочего органа энергия затрачивается на торможение потока жидкости в рабочей полости, т. е. на режиме противовращения объемная подача ГДМ  $Q = Q_H - Q_T$  где  $Q_H$ ,  $Q_T$  — части подачи, приходящиеся соответственно на долю насосного и турбинного колес.

На рис. 4.6 представлены основные узлы гидромукты: насосное колесо, турбинное колесо в сборе со ступицей, корпус.

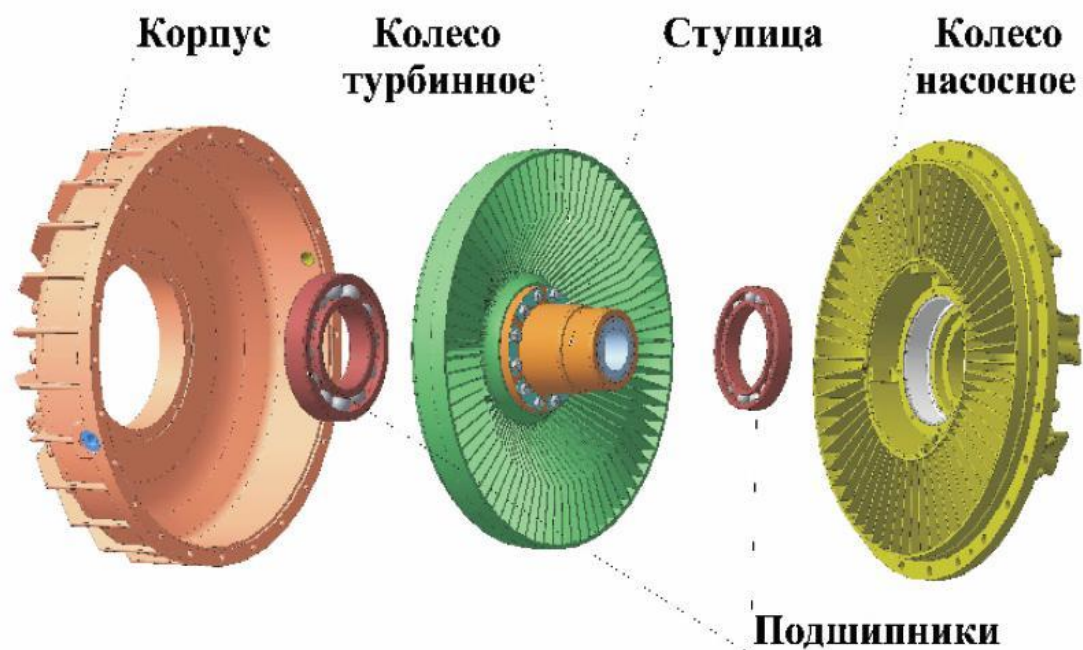


Рис. 4.6 Элементы гидродинамической муфты

Насосное колесо выполнено с радиальными лопатками с одной стороны и с кулаками - с другой стороны. Турбинное колесо имеет также радиальные лопатки и с помощью специальных болтов крепится на ступице. Корпус имеет гладкую внутреннюю поверхность и наружную с ребрами жесткости. Ребра повышают жесткость корпуса, увеличивают площадь охлаждаемой поверхности, а также при вращении работают как центробежный вентилятор, охлаждая гидромучту.

Гидромучта в сборе показана на рис. 4.7. Насосное колесо соединено жестко с корпусом, а также кулаками через упругие вкладыши с полумучтой (полужесткое соединение). Полумучта монтируется на валу электродвигателя. Таким образом, полумучта - насосное колесо - корпус образуют ведущую часть гидромучты. Турбинное колесо со ступицей образуют ведомую часть гидромучты и устанавливается через подшипники в соответствующие посадочные места в корпусе и насосном колесе.



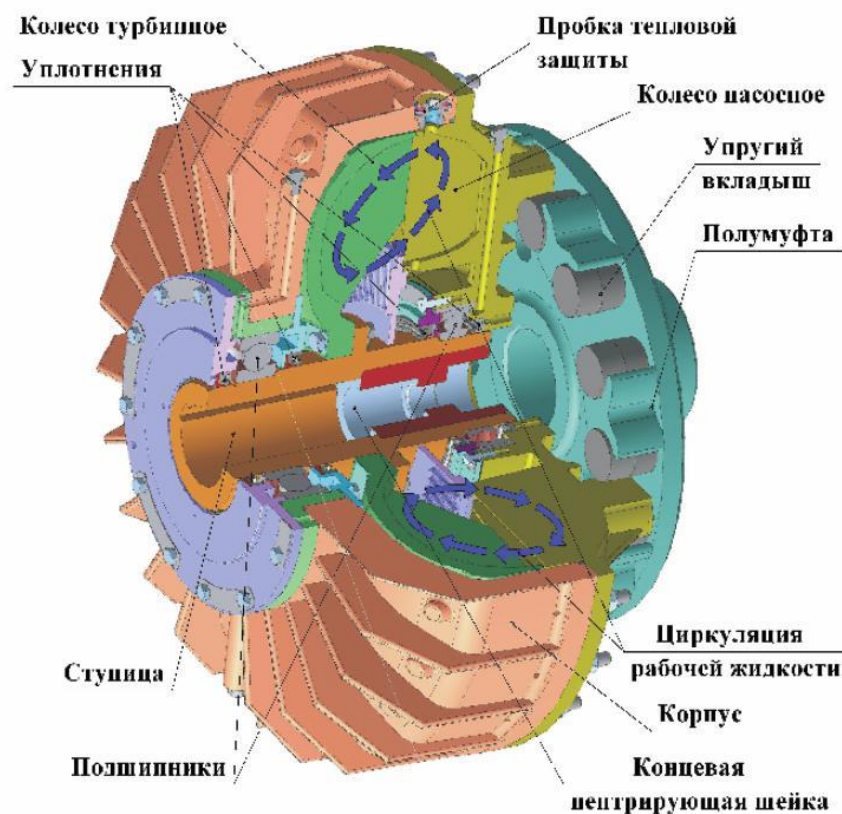


Рис.4.7 Разрез гидродинамической муфты

Внутренней посадочной поверхностью ступицы гидромукты монтируется на вал редуктора. В случае шлицевого соединения с валом редуктора для лучшего центрирования по краям посадки выполнены две центрирующие шейки (коренная и концевая - по валу), в случае шпоночного – одна шейка (концевая). Насосное и турбинное колеса образуют торообразную рабочую камеру, разделенную лопатками. Между лопатками насосного и турбинного колес имеется зазор, благодаря чему ведомая часть может вращаться относительно ведущей части гидромукты. Рабочая жидкость заливается в гидромукту через отверстия в корпусе. Для предотвращения утечки рабочей жидкости, а также для защиты от воздействия внешней среды подшипниковые узлы уплотнены манжетами.

## 2.4 Характеристики ГДМ.

Различают внешние и внутренние характеристики ГДМ. Внешней характеристикой называют зависимости внешних параметров (КПД, момента, мощности) от передаточного отношения ГДМ при постоянных вязкости и плотности рабочей жидкости, частоте вращения (или угловой скорости) входного звена (рис.4.8).

Внутренней характеристикой ГДМ называются зависимости между внутренними параметрами потока жидкости в ее рабочей полости к которым относятся: напор, объемная подача, скорость, давление, потери энергии.

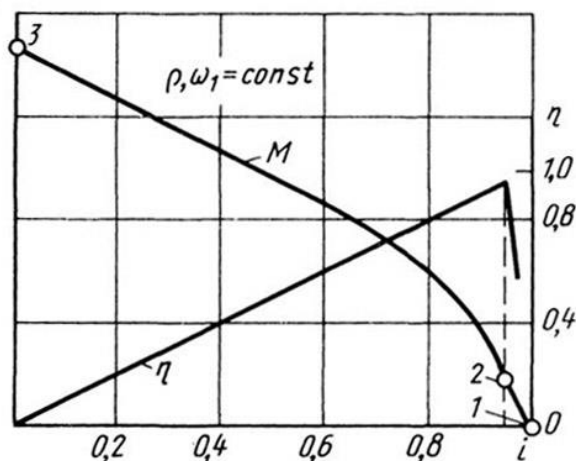


Рис.4.8 Внешняя характеристика ГДМ

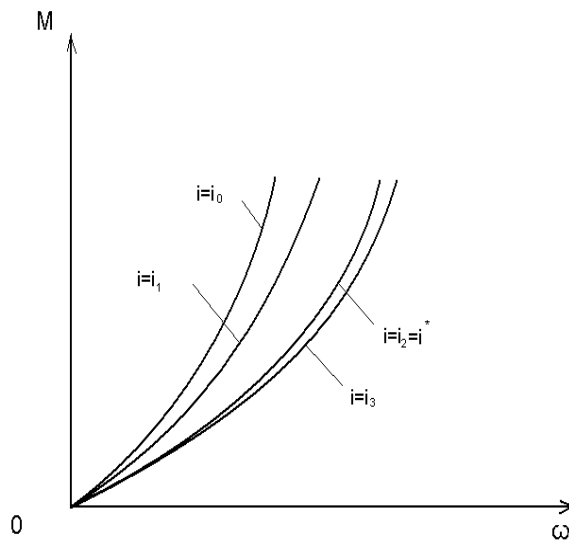


Рис.4.9 Входная (нагрузочная) характеристика

При рассмотрении особенностей совместной работы ГДМ с двигателем внутреннего сгорания и асинхронным электродвигателем строят входную (нагрузочную) характеристику ГДМ (рис.4.9) – зависимость момента на входном валу от его угловой скорости при  $i = \text{const}$ ,  $i = 0; 0,1; 0,2 \dots$  и т.д. до  $i = i^*$  ( $i^*$  - оптимальный режим.)

### 3. Выполнение работы.

3.1.Провести разборку ГДМ.

3.2.Определить основные элементы ГДМ.

3.3.Выполнить эскиз конструкции ГДМ с указанием перечня ее составных частей.

3.4.Провести измерение основных конструктивных размеров насосного и турбинного колес макета ГДМ (рис.4.2.а).

#### 4. Расчетная часть

Произвести расчет гидромуфты типа ГПЭ345У (рис.4.7) предназначенной для приводов скребковых конвейеров. Основные параметры для дальнейшего расчета гидромуфты приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1. Основные параметры гидродинамической муфты ГПЭ345У

| Наименование параметров гидромуфты   | Значение |
|--|----------|
| Активный диаметр, мм   | 345      |
| Номинальная мощность, кВт  | 30       |
| Синхронная частота вращения вала двигателя, об/мин                                     | 1500     |
| Номинальный крутящий момент входного вала, Нм  | 199      |
| Отношение пускового момента к номинальному   | 2...2,9  |
| Отношение динамического момента к номинальному при торможении за время 0,5 с, не более | 3,2      |
| Номинальное скольжение, %, не более  | 3,5      |
| Количество заливаемой рабочей жидкости, дм <sup>3</sup> (л)                            | 5,6      |
| Масса без рабочей жидкости, кг   | 46,5     |

4.1 Определить напор насосного колеса на заданном режиме.

Коэффициент быстроходности насосного колеса:  $n_{SH}=50...70$  об/мин.

Пользуясь формулой для определения коэффициента быстроходности в виде:

$$n_{SH} = n_1 \sqrt{\frac{\rho(M)}{\rho}} \cdot \frac{\sqrt{N_{ip}}}{H_{H.P}^{5/4}}; \quad (4.1)$$

и задавшись плотностью:  $\rho(M)=1000$  кг/м<sup>3</sup>.

4.2 Определить напор насосного колеса на расчётном режиме по формуле:

$$H_{H.P} = \left[ \frac{1000 \cdot N_{ip} \cdot n_1^2}{\rho \cdot n_{S.H.}^2} \right]^{0,4}; \quad (4.2)$$

При этом параметры  $N_{iP}$ ,  $n_i$ ,  $\rho$  считают заданными (известными, например из технического задания).

#### 4.3 Определить объёмную подачу.

Объёмная подача определяется по выражению:

$$Q_P = \frac{N_{iP}}{\rho \cdot g \cdot H_{H.P}}; \quad (4.3)$$

Задают втулочный диаметр  $D_o = 1,5 \cdot d_i$ , где  $d_i$  — диаметр входного вала. Эта зависимость экспериментальная и хорошо согласуется с опытом для ГДМ со статическим самоопоражнением. Для ГДМ с динамическим самоопоражнением диаметр  $D_o$  определяют с учетом размеров и объема сбросной полости.

### 5. Контрольные вопросы

5.1 Дайте определение гидродинамическим передачам. и назовите основные элементы конструкции.

5.2 Перечислите основные преимущества ГДМ, благодаря которым повышается производительность и надёжность машин.

5.3 Назовите основные режимы работы и характеризующие их параметры ГДМ в соответствии с диаграммой.

5.4 Приведите пример схемы применения ГДМ в технике.

## **ИЗУЧЕНИЕ НА МОДЕЛЯХ КОНСТРУКЦИЙ И РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ТРАНСФОРМАТОРА**

### **1. Цель работы**

- 1.1 Изучение конструкции, принципа действия и характеристик гидродинамического трансформатора (ГДТ).
- 1.2 Приобретение практических навыков разборки и сборки ГДТ.
- 1.3 Изучение принципа действия и режимов работы механо-гидродинамической передачи грузового автомобиля.

### **1.4 Основные сведения о гидродинамических передачах**

Гидравлическая передача, передающая механическую энергию с одного вала на другой с использованием лопастных насоса и турбины, называется гидродинамической. ГДП делятся на гидродинамические муфты (ГДМ) и гидродинамические трансформаторы (ГДТ).

Гидропреобразователем крутящего момента (гидротрансформатором) называется энергетическая машина, обеспечивающая гибкое соединение валов и передачу мощности с ведущего вала на ведомый с преобразованием крутящего момента и изменением скорости вращения ведомого вала по сравнению со скоростью вращения ведущего вала.

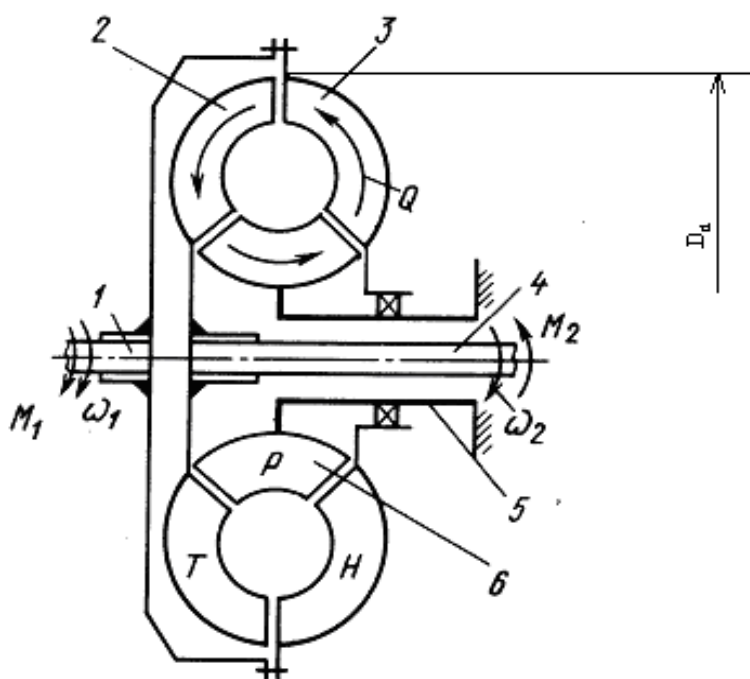
С применением ГДТ облегчается труд водителя благодаря автоматичности изменения скорости механизмов.

Преимущества гидродинамических передач способствовали их широкому применению в различных областях техники.

В настоящее время ГДТ применяются в приводах транспортных, строительных, дорожных, горных и других машин, имеющих переменные нагрузки на рабочих органах.

## 2.2 Устройство и принцип действия гидродинамического трансформатора.

ГДП (рис.5.1), содержащее насосное 2 (Н), турбинное 3 (Т) колёса и неподвижный реактор 6 (Р), называется гидродинамическим трансформатором (ГДТ).



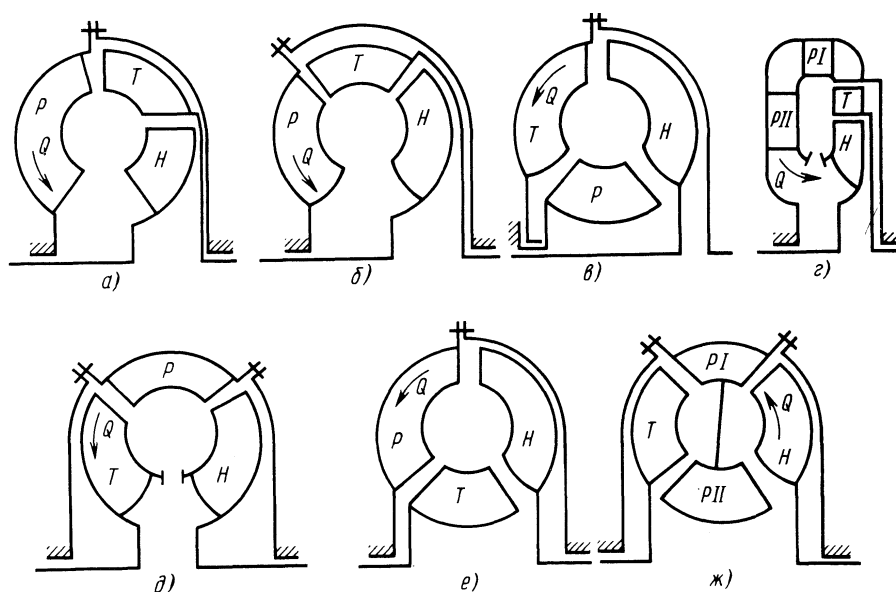


Рис.5.2. Схемы одноступенчатых ГДТ

На рис.5.2. показаны схемы одноступенчатых ГДТ с различным расположением лопастных колёс в рабочей полости.

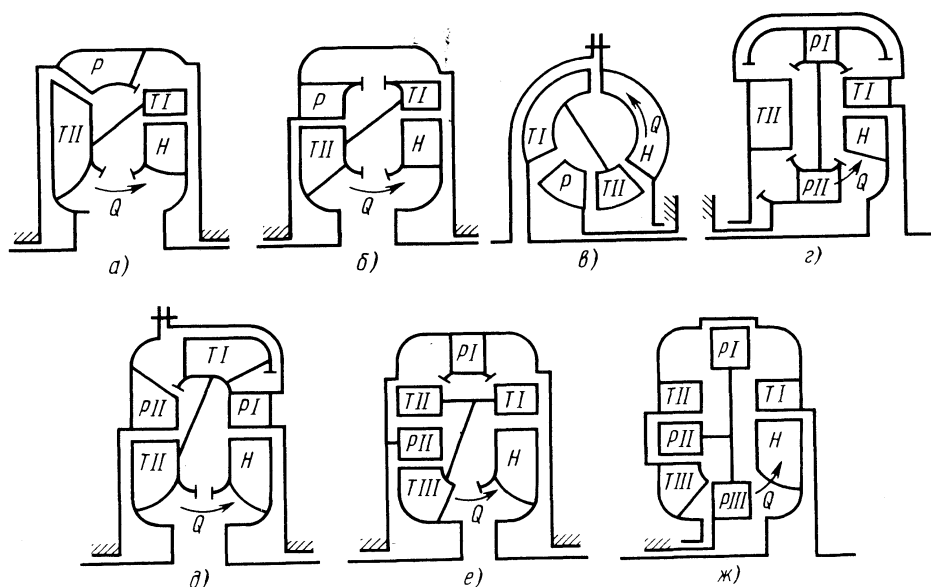


Рис.5.3. Схемы многоступенчатых ГДТ

Тип турбинного колеса определяется по протекающему в нём потоку рабочей жидкости. При этом необходимо помнить, что рабочая жидкость, в основном, перемещается от центробежного насосного колеса к турбинному и далее. Поэтому, например, ГДТ показанные на рис.5.2 а и г, имеют

центробежное турбинное колесо, на рис.5.2 б и е – осевое, а на рис.5.2 в, д и жс - центростремительное.

Двухступенчатые ГДТ (рис.5.3, а-д) состоят из одного насосного колеса, двухступенчатого турбинного колеса при одном или двух реакторах.

Трёхступенчатые ГДТ (рис.5.3 е, жс) состоят из одного насосного колеса, трёхступенчатого турбинного колеса и двух-трёх реакторов.

В качестве примера рассмотрим гидродинамическую передачу в грузовом автомобиле (Рис. 5.4). Гидродинамический трансформатор является частью гидромеханической трансмиссии, которая на современных автомобилях имеет электронное управление гидравликой и в обиходе называется автоматической.

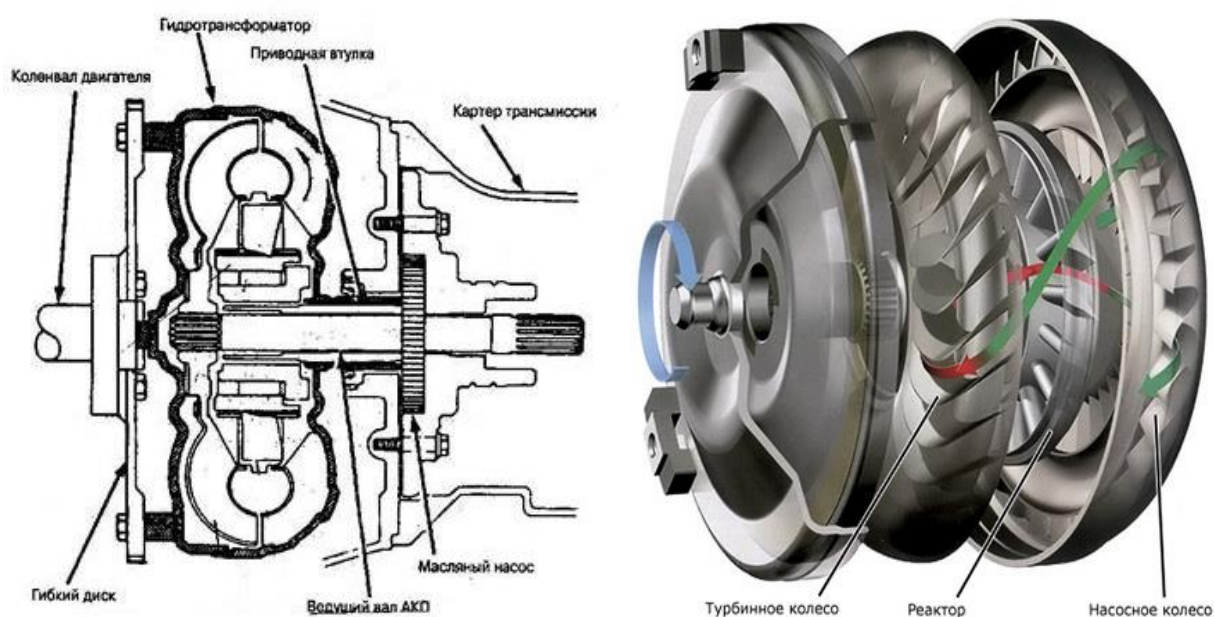


Рис.5.4 Применение гидротрансформатора в автомобиле с АКП

Применение ГДТ в автотрансмиссиях обусловлено способностью непрерывно и, самое главное, автоматически изменять коэффициент трансформации в зависимости от сопротивления на его ведомом валу (посуществу от сопротивления движению автомобиля).

ГДТ находится между двигателем и автоматической коробкой перемены передач (АКПП), которая принципиально отличается устройством от простых механических. Он выполняет без вмешательства водителя две



функции. Первая - функция сцепления, т. е. обеспечение передачи крутящего момента двигателя на АКПП. Вторую можно назвать функцией "дополнительной бесступенчатой коробки передач". Это образное выражение можно применить, исходя из особенностей работы гидротрансформатора, который, изменяя передаваемый им крутящий момент, позволяет увеличивать передаточные числа АКПП.

Гидротрансформатор соединяется с двигателем с помощью диска, который в свою очередь крепится к фланцу коленчатого вала двигателя (рис.5.4).

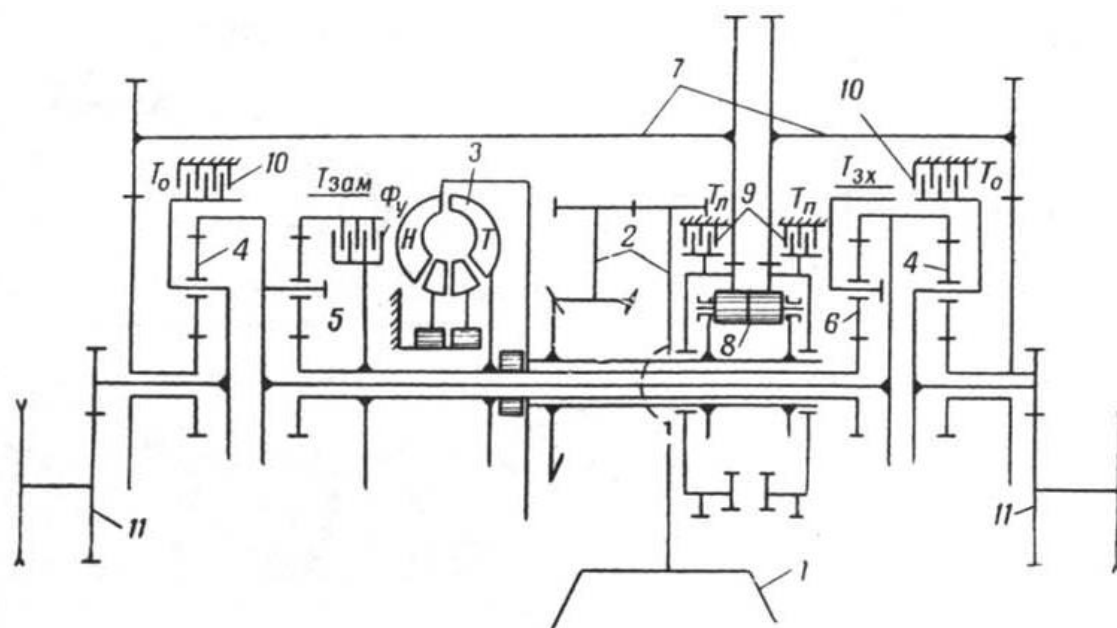


Рис.5.5 Принципиальная кинематическая схема гидромеханической трансмиссии «кросс-драйв»: 1 – двигатель; 2 – первичный редуктор; 3 – комплексный гидротрансформатор; 4 – суммирующие планетарные ряды; 5 – планетарный ряд замедленной передачи; 6 – планетарный ряд заднего хода; 7 – дополнительные передачи; 8 – простой цилиндрический дифференциал; 9 – тормоза поворота; 10 – остановочные тормоза; 11 – бортовые передачи.

Для трансмиссии с АКПП не требуется обычного маховика, поскольку сам трансформатор, обладает достаточно большой массой. Использование гибкого диска позволяет компенсировать любой осевой люфт, вызванный износом или тепловым расширением металлических деталей.

Обычно, к внешнему диаметру гибкого диска крепится ведомая шестерня стартера. На некоторых моделях автомобилей эта шестерня приваривается непосредственно к корпусу гидротрансформатора.

## 2.3.Классификация ГДТ

Классификация гидродинамических трансформаторов приведена на рис.5.4.

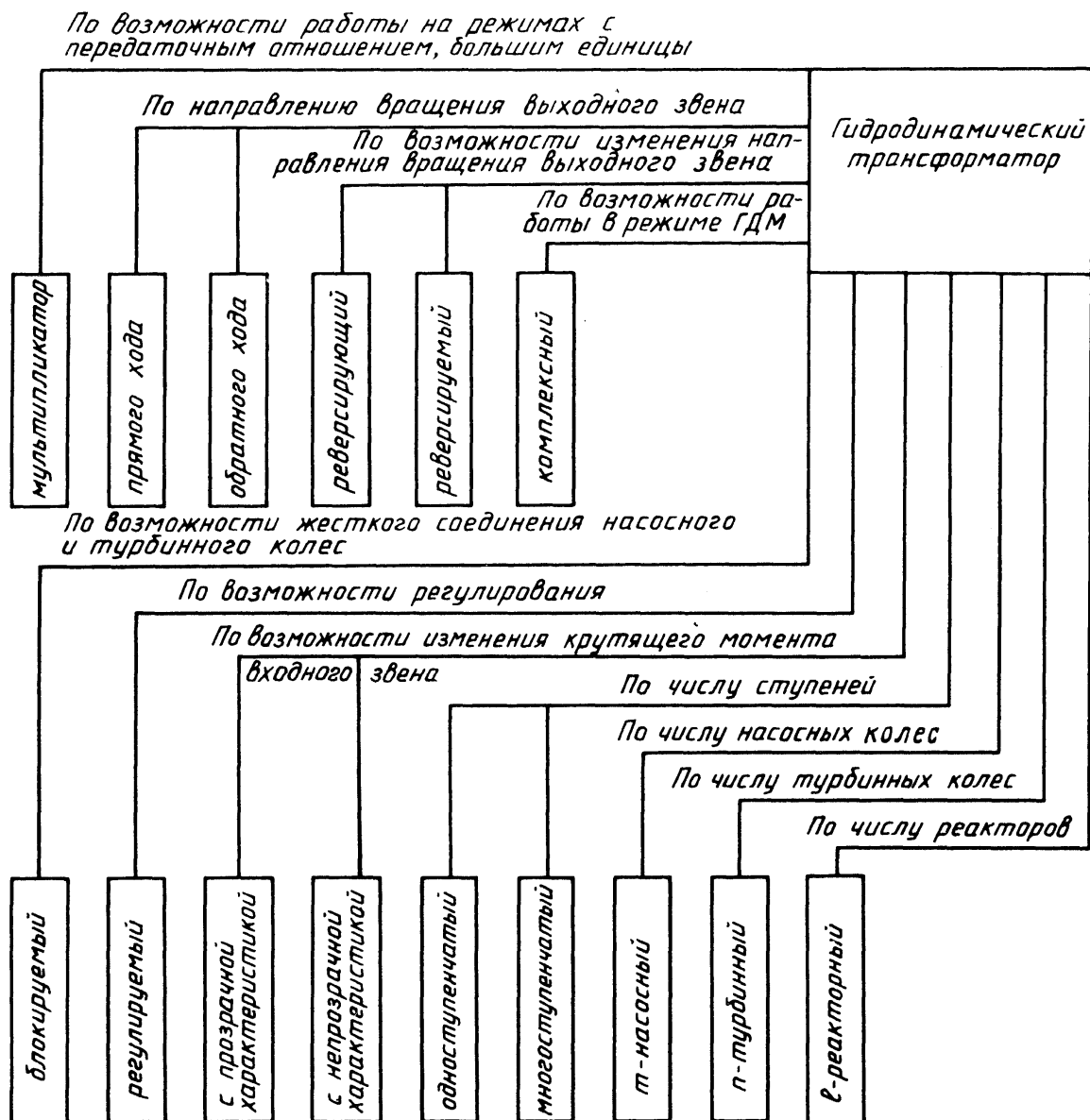


Рис.5.4. Классификация ГДТ

## 2.4 Внешняя характеристика ГДТ

Внешней характеристикой ГДТ называют зависимость внешних показателей от передаточного отношения при постоянных вязкости и плотности рабочей жидкости, частоте вращения или крутящем моменте входного звена.

При этом полной внешней характеристикой ГДТ называют его внешнюю характеристику на тяговом, обгонном режимах и на режиме противовращения (рис.5.5).

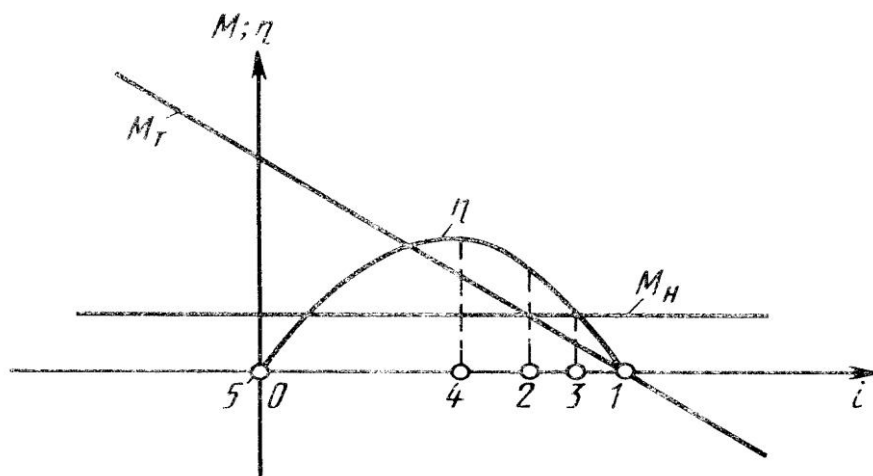


Рис.5.5 Теоретическая внешняя характеристика ГДТ при постоянных  $\omega_1$ ,  $p$  и  $Q$ .

Чаще всего внешнюю характеристику представляют в виде зависимостей  $M_1$  и  $M_2$ ,  $\eta$  от  $i$  и  $\omega_2$  при постоянных  $\omega_1$ ,  $p$ , где моменты  $M_1$  и  $M_2$  относятся к входному и выходному валам. Точка 1 — режим холостого хода, в которой отсутствует нагрузка на выходном валу ( $M_T=0$  и  $N_T=0$ ):  $\eta=0$ ;  $N_H=N_{\text{пот}} \neq 0$ .

Точка 2 — режим равенства моментов  $M_H=M_T$ . Точка 3 — режим синхронного вращения насосного и турбинного колёс:  $\omega_T=\omega_H$ ,  $i=1$ . Этот режим имеет место для ГДТ с,  $i_{x,x} > 1$ . Режим имеет большое практическое значение для блокировки насосного и турбинного колёс, так как при равенстве их скоростей обеспечивается плавное соединение входного и выходного валов ГДТ (двигателя и рабочего органа).

*Точка 4* - оптимальный режим работы, характеризуется максимальным КПД  $\eta^*$  и минимальными гидравлическими потерями. Иногда оптимальный режим совпадает с режимом безударного входа в венец лопастей одного из колёс, когда угол атаки при входе потока на колесо равен нулю. *Точка 5* - стоповый режим;  $i=0$ ,  $\eta=0$ ,  $M_H \neq 0$ ,  $N_T=0$ ,  $N_H=N_{\text{тепл}}$ .

Момент на турбинном колесе находится согласно уравнению:

$$M_{T0} = \rho \cdot Q \cdot \left[ -\omega_H \cdot r_{H2}^2 + Q \left( \frac{\text{ctg} \beta_{H2}}{F_{H2}} \cdot r_{H2} - \frac{\text{ctg} \beta_{T2}}{F_{T2}} \cdot r_{T2} \right) \right]; \quad (5.1)$$

Максимальный момент развивается на тяговом режиме работы. Стоповый режим, например, соответствует троганию автомобиля с места и является напряжённым в тепловом отношении.

Полную внешнюю характеристику ГДТ, представленную на рисунке 5, можно считать теоретической, так как она построена при допущении  $Q=\text{const}$ . На практике зависимость  $Q=f(i)$  определяется не только режимом работы ГДТ, но и его типом (конструкцией лопастных колёс), и реальные полные внешние характеристики для наиболее часто применяющихся одноступенчатых ГДТ отличаются от теоретических.

### **3.Выполнение работы**

3.1. Произвести разборку ГДТ.

3.2. Определить основные элементы ГДТ.

3.3. Выполнить эскиз конструкции ГДТ с указанием перечня элементов.

3.4. Провести измерение основных конструктивных размеров насосного и турбинного колеса макета ГДМ.

## **5. Контрольные вопросы**

5.1 Дайте определение гидродинамического трансформатора и назовите основные элементы его конструкции.

5.2 Перечислите основные преимущества ГДТ, благодаря которым повышается производительность и надёжность машин.

5.3 В чем их отличительные и функциональные особенности ГДТ от ГДМ?

5.4 Назовите основные режимы работы ГДТ.

5.5 Укажите области применения ГДТ в технике и приведите схему его установки в приводах мобильных машин.

## Рекомендуемая литература

1. Основы гидромеханики : [учеб.] / М.К. Овсянников, М.К. Орлова, П.С. Емельянов. – М. : РКонсульт, 2004. – 151 с.
2. Гидравлика и гидравлические машины : учеб. пособие для вузов / А.А. Калекин. – М. : Мир, 2005. – 511 с. : ил – (учебники и учебные пособия для студентов высших учебных заведений).
3. Гидравлика и гидропневмопривод : учеб. Ч.2 : Гидравлические машины и гидропневмопривод / А.А. Шейпак, А.В. Лепёшкин, А.А. Михайлин ; под ред. А.А. Шейпака. 3-е изд., стер. – М. : Изд-во МГИУ, 2005. – 350с.
4. Гидравлика : учеб. пособие для студентов вузов / В.А. Кудинов, Э.М. Карташов. – М. : Высш. шк., 2006. – 175.
5. Гидравлика, Гидромашины и гидропривод : учеб. пособие для вузов / Т.В. Артемьева [и др.] ; под ред. С.П. Стесина. – М. : ACADEMIA, 2005. 335.
6. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Лопастные насосы. - М.: Машиностроение, 1977.
7. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. – М.: Машиностроение, 1966.
8. Гусин Н.В. Лопастные насосы. Ч1, Учебное пособие. Пермь.:ПГУ, 1996.
9. Стесин С.П., Яковенко Е.А. Лопастные гидромашины и гидродинамические передачи.М.:Машиностроение, 1990, 236 с.
- 10.Антоненко В.И. Исследование характеристик центробежного насоса. Методические указания к выполнению лабораторной работы № 5.Ростов-на-Дону. Изд. Центр ДГТУ, 2008, 13 с.
- 11.Электрооборудование и системы управления насосами и насосными установками. Часть 2:Электронасосные агрегаты центробежные- М.: Информэлектро,2003.

12. Гидравлическое оборудование. Часть 1: «Каталог» – М.: «Каталог», 2001-194с.
13. Насосное современное оборудование, его отечественные и зарубежные, образцы продукции. Том 1 и 2: «Каталог 01-06»- М.: Инпромкаталог, 2007.
14. Гидравлическое оборудование. «Каталог» - М.: ИКФ, 2001.
15. Стесин С.П. Гидравлика, Гидромашины и гидропневмопривод. Учебное пособие. М.: Изд. центр АКАДЕМИЯ, 2005.
16. Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Гидравлические и пневматические системы. Под редакцией проф. Ю.А. Беленкова. Учебник. М.: Изд. центр АКАДЕМИЯ, 2008.
17. Малюшенко В.В. Динамические насосы. Атлас. М.: Машиностроение, 1984, 84 с.

## Содержание

|  |           |
|--|-----------|
| Введение.....  | 3         |
| <b>Лабораторная работа 1.</b> Изучение на моделях конструкций и рабочего процесса лопастных насосов.....                 | 4         |
| <b>Лабораторная работа 2.</b> Исследование характеристик центробежного насоса.....                                       | 15        |
| <b>Лабораторная работа 3.</b> Исследование основных параметров и принципа действия насосной установки.....               | 27        |
| <b>Лабораторная работа 4.</b> Изучение на моделях конструкций и рабочего процесса гидродинамической муфты.....           | 35        |
| <b>Лабораторная работа 5.</b> Изучение на моделях конструкций и рабочего процесса гидродинамического трансформатора..... | 46        |
| <b>Рекомендуемая литература.....</b>   | <b>55</b> |