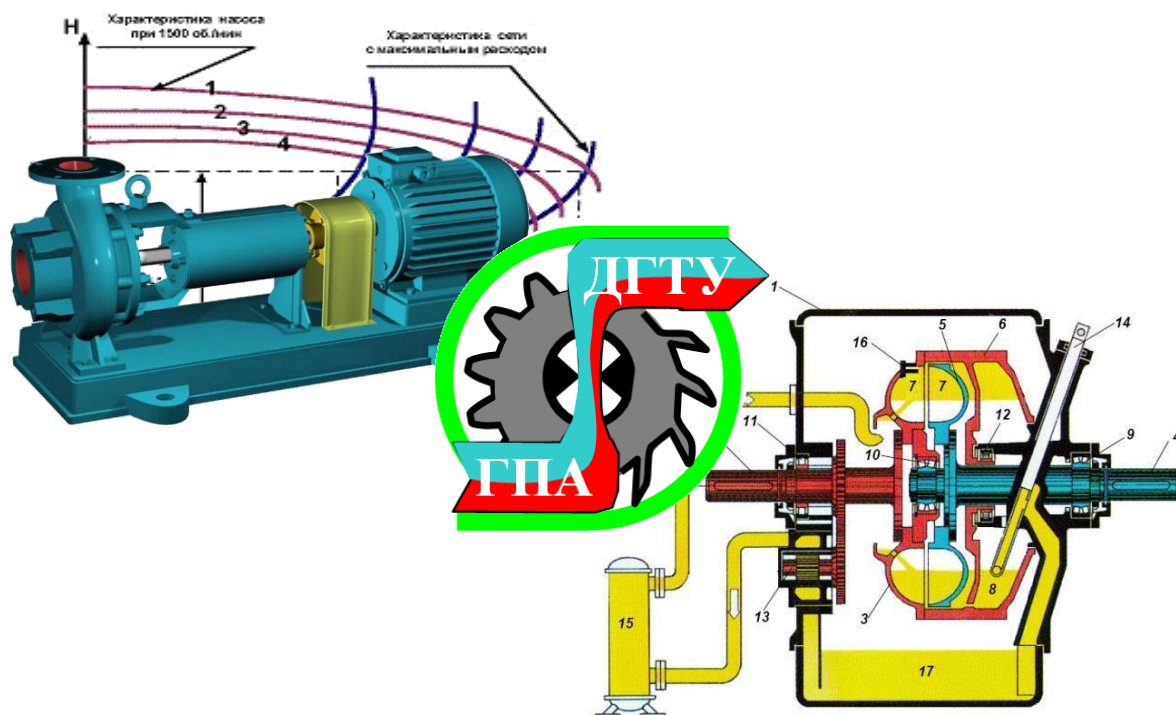




МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(ДГТУ)

Полешкин М.С.

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ
ПО УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЕ
«ЛОПАСТНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ
ПЕРЕДАЧИ»



г. Ростов-на-Дону 2023 г.

УДК 621.651.69(07)
С 722

С722 Полешкин М.С. Расчет и проектирование центробежного насоса: Методическое указание к лабораторной работе. Ростов/н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2023, - 73с.

Лабораторный практикум по учебной дисциплине «Лопастные гидромашины и гидродинамические передачи» состоит из цикла лабораторных работ с кратким изложением теории и вопросов для самостоятельной подготовки, используемых при изучении специальных дисциплин студентами направления 130303 «Энергетическое машиностроение».

Пособие рекомендовано студентам 3 и 4 курсов направления 130303 «Энергетическое машиностроение» профиль "Гидравлическая, вакуумная и компрессорная техника" очной и заочной форм 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»)

© Тумаков А.А., Полешкин М.С., 2023 год
©Издательский центр ДГТУ, 2023 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;

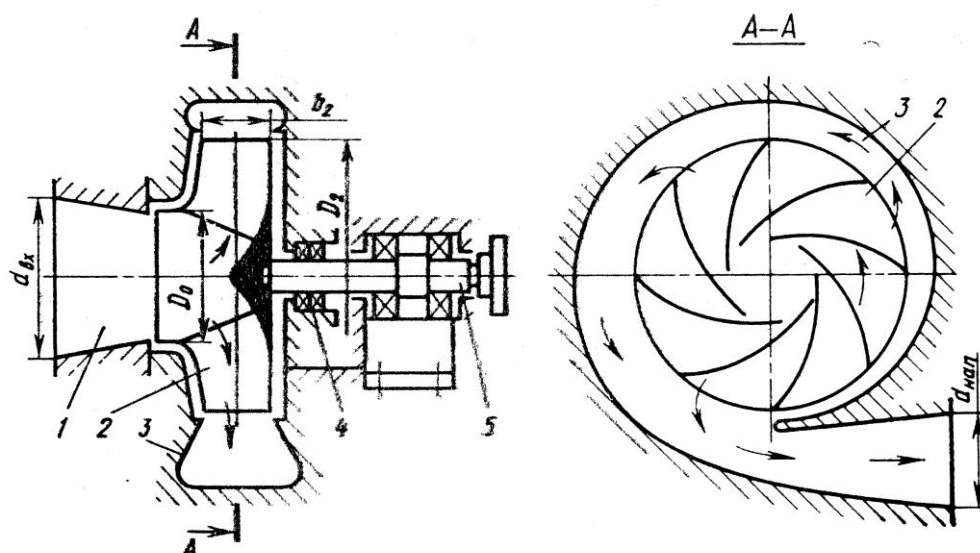


Рис.1.1. Принципиальная схема центробежного насоса: 1 – подвод; 2 – рабочее колесо; 3 – отвод; 4 – уплотнение; 5 – ротор насоса

- 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.

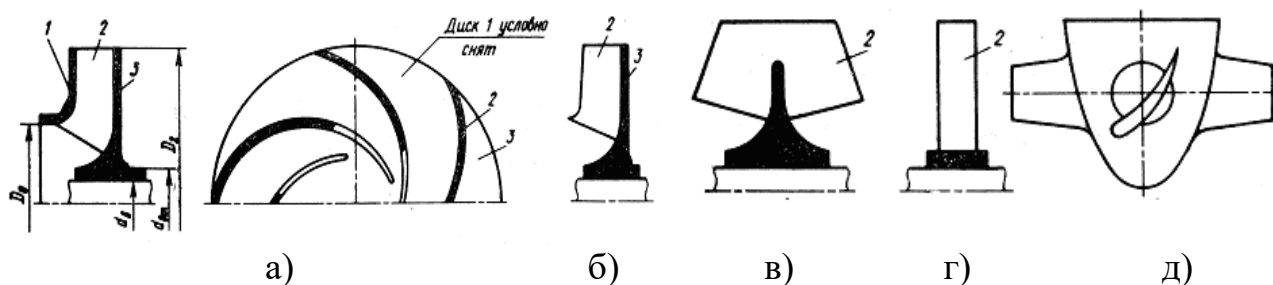


Рис.1.2. Схемы рабочих колес динамических насосов: а – закрытого типа; б - полуоткрытого типа; в - открытого типа; г - вихревого типа; д - осевого типа

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 торцевых 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. Уравни-

вание 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, η - 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 ($\text{м}^3/\text{с}$); H - напор (м).

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

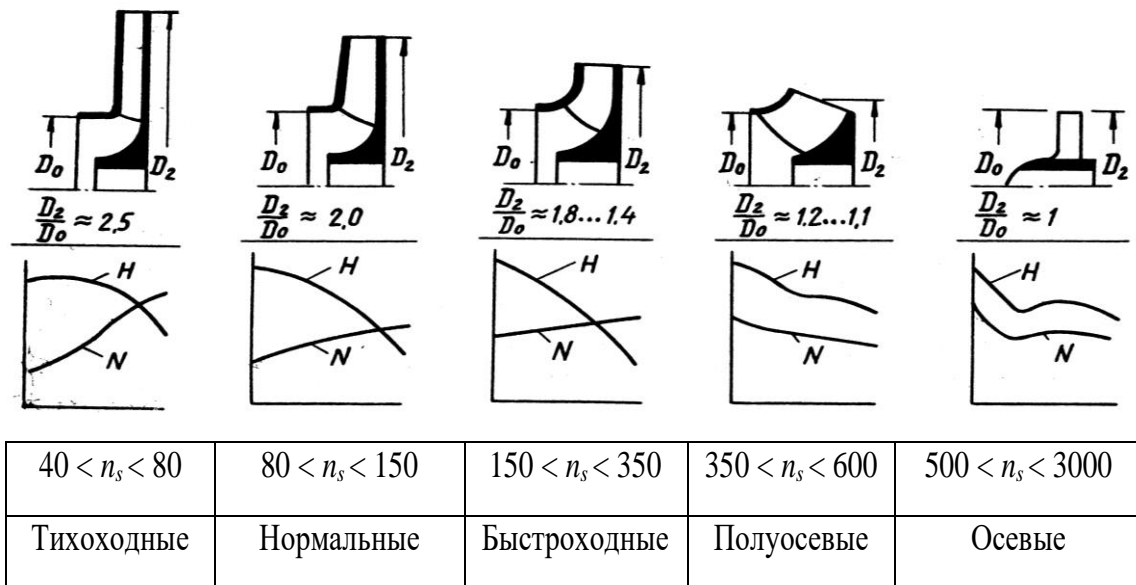


Рис.1.5. Классификация лопастных насосов по коэффициенту быстроходности

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

D_0 - диаметр входа в рабочем колесе, мм;

d_{em} - 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)

$$C = 5,62 \frac{n\sqrt{Q}}{\Delta h_0^{3/4}}, \quad (1.6)$$

где Δh_0 - 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.

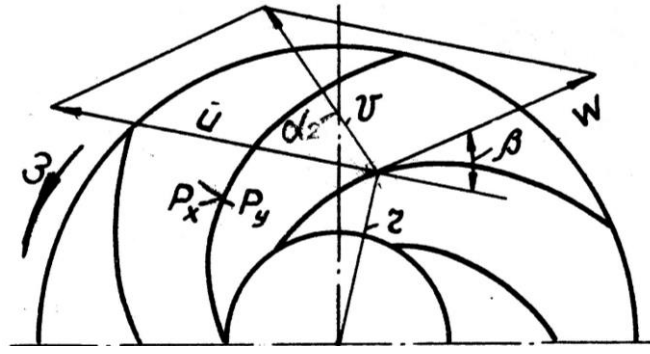


Рис.1.6. План скоростей для произвольной точки рабочего колеса

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 ω – 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 $v_{u1} = 0$), 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; β_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; δ – 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, 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).

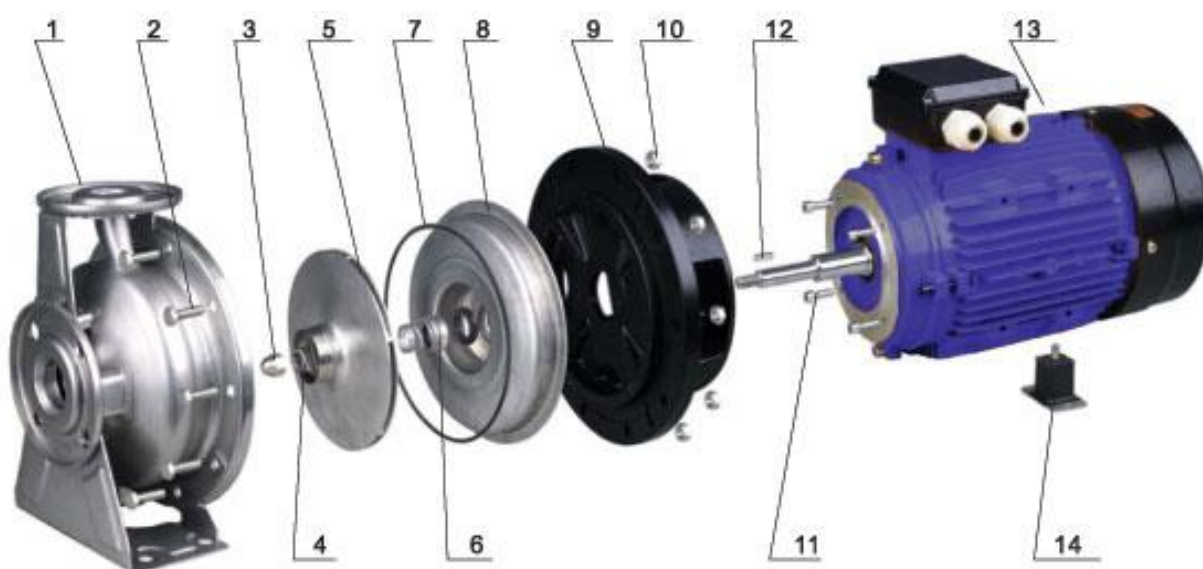


Рис.1.7. Типовая конструкция центробежного насоса (тип КМ): 1 – корпус насоса; 2 – крепежный болт; 3 – гайка-обтекатель РК; 4 – пружинная шайба; 5 – рабочее колесо; 6 – торцовое уплотнение; 7 – уплотнительное кольцо; 8 – крышка насоса; 9 – карданный шарнир; 10 – крепежная гайка; болт крепежный ЭД; 12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

Таблица 1.

Результаты вычислений

Тип насоса	Коэф. быстроходности, n_s	КПД механический, $\eta_{\text{мех}}$	КПД полный, $\eta_{\text{пол}}$	КПД объемный, η_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. 2.

Таблица 2.

Результаты расчета характеристик центробежного насоса.

№ п/п	$Q \cdot 10^3$, м ³ /с	ω , с ⁻¹	$S_2 = 2\pi R_2 l_2 - l_2 S_2 z$, м ²	$V_{r2} = Q/S_2$, м/с	$v_{u2} = u_2 - v_{r2} \operatorname{ctg} \beta_2$, м/с	$H = \omega V_{u2}/g$, 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 В чем заключается принцип действия центробежных насосов?
- 4.3 Какие элементы конструкции включает проточная часть центробежного насоса?
- 4.4 В каких движениях участвует и по каким траекториям движутся частицы жидкости в канале РК центробежного насоса?
- 4.5 Как изменяется окружная (переносная) и относительная скорости движения частиц жидкости вдоль канала?
- 4.6 Объясните причину применения РК с лопатками загнутыми назад?
- 4.7 Сформулируйте определение подачи, напора и мощности центробежного насоса.
- 4.8 Назовите характеристики центробежного насоса.

- 4.9 Как изменяется конструкция РК насоса, при увеличении коэффициента быстроходности n_s ?
- 4.10 Приведите основное уравнение центробежного насоса в случае осевого входа потока.
- 4.11 Перечислите секторы рынка и области применения центробежных насосов.

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА [10]

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 заполнена жидкостью, т.к. из-за малой плотности воздуха центробежный насос не создает требуемого разрежения.

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.

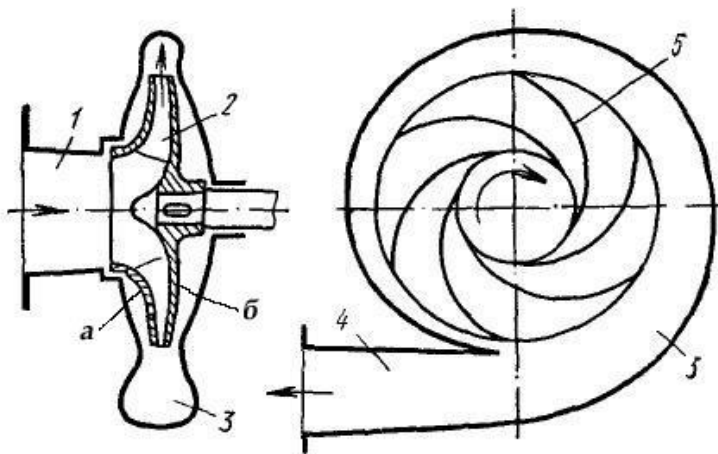


Рис.2.1. Схема центробежного насоса

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 η (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 ΔZ - 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 (η), 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. (η_m).

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

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

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

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

Зависимости рабочих параметров насоса H , N , η 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 лабораторной работе используется электронасос бытовой центробежный типа НБЦ 1,5/20 «Кама-5». Он предназначен для перекачивания пресной не питьевой воды из колодцев, резервуаров и открытых водоемов. Технические характеристики приведены в табл. 1.

Таблица 1. Технические характеристики насоса «Кама-5»

Наименование характеристики	Значение
Напор	20 м
Подача	1,5 м ³ /ч
Частота	50 Гц
Напряжение питающей сети	220 В
Потребляемая мощность	350 Вт
Масса	6,5 кг

Конструкция насосного агрегата состоит из двух основных частей: электродвигателя и центробежного насоса.

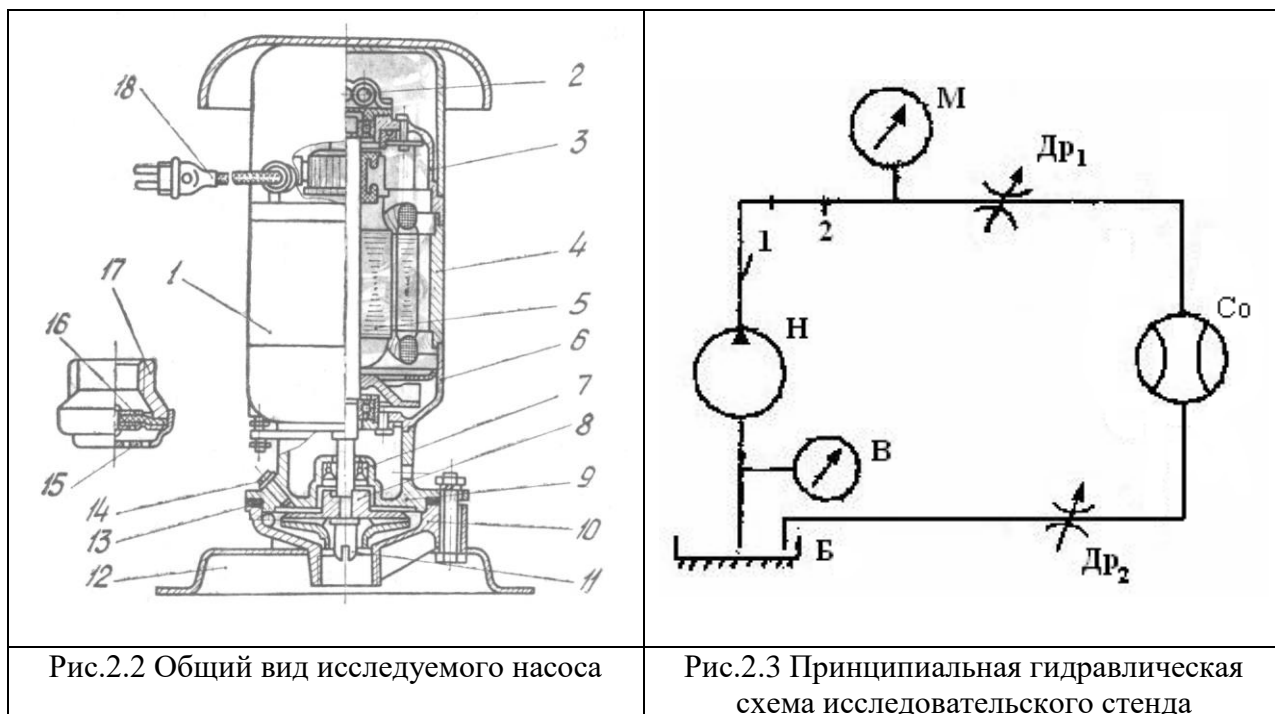
Электродвигатель 1 (рис.2.2) однофазный асинхронный (коллекторный) является приводом насоса. Подшипниковые щиты 3 и 6 соединены со статором 4 двумя стяжными болтами. Якорь 5 вращается в шарикоподшипниках.

Центробежный насос обеспечивает подачу воды за счет вращения рабочего колеса 8, находящегося на валу электродвигателя и закрепленного гайкой 11. В крышке 9 насоса запрессован резиновый сальник 7, уплотняющий вал и расположен болт 14 для удаления из насосной части накопившегося воздуха. Разъем между крышкой 9 и корпусом 0 уплотнен резиновой прокладкой 13. Подставка 12 служит основанием электронасоса.

Клапан приемный, удерживающий воду во всасывающем трубопроводе, состоит из корпуса 17, дна 15 и резинового клапана 16, плотно прижатого к корпусу шайбой.

3. Экспериментальные исследования

Для испытания центробежного насоса и снятия его основных характеристик, используется лабораторная установка принципиальная гидравлическая схема которой приведена на рис.2.3.



Лабораторная установка состоит из центробежного испытуемого насоса H , манометра M для определения давления в напорной магистрали, вакуумметра B для определения разряжения на входе в насос, дросселя $ДР_1$

для регулировки производительности насоса, счетчика объема жидкости CO для определения производительности насоса, питающего бака B , дросселя Dr_2 , который обеспечивает подключение счетчика объема Co и его соединения его с баком B , последовательно соединенных трубопроводов $1,2$.

4. Исходные данные

Исходные данные, требуемые для расчета характеристик центробежного насоса по результатам проведенного экспериментального исследования приведены в табл.1.

Табл.1 – Исходные данные

Параметр	Значение	Размерность
Рабочая жидкость - вода, удельный вес	$\gamma = 9,8$	кН/м ³
Коэффициент кинематической вязкости	$\nu = 1$	сСт
Напряжение питающей сети	$U = 220$	В
КПД электродвигателя	$\eta_{эд} = 0,93$	-
Коэффициенты местных сопротивлений		
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	$d_1 = 3/4"$; $d_2 = 1"$	дюйм
Длина трубопроводов l_1 и l_2	$l_1 = 1,0$; $l_2 = 0,5$	м
Количество плавных поворотов на участке		
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)	$\Delta Z = 0,8$	м

5. Порядок проведения экспериментальных исследований

5.1. Убедиться в исправности экспериментальной установки.

5.2. Закрыть полностью дроссели Dp_1 и открыть дроссель Dp_2 .
Отключить амперметр А.

5.3. Запустить центробежный насос Н.

5.4. Включить амперметр А.

5.5. Открыть дроссель Dp_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 Dp_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 1.

5.8. Отключить амперметр.

5.9. Выключить насос центробежный насос.

Табл.2 – Результаты экспериментальных исследований

Номер п/п	Показания манометра, P_M , кгс/см ²	Показания вакуумметра, P_B , кг/см ²	Измеряемое время, t , с	Заданный объем жидкости, W , м ³	Показания амперметра, J , А
1					
2					
3					
4					
5					
6					
7					

6. Обработка экспериментальных данных

Расчет характеристик центробежного насоса производится по следующей методике.

6.1 Подача насоса определяется:

$$Q = \frac{W}{t} \quad (2.7)$$

где W - заданный объем жидкости

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

$$H = H_{ст} + \Sigma h \quad (2.8)$$

где Σh - суммарные потери в нагнетательном трубопроводе от насоса до точки подключения манометра.

$H_{ст}$ - статический напор

$$H_{ст} = \Delta Z + \frac{\Delta p}{j} \quad (2.9)$$

ΔZ - геодезическое превышение точки измерения давления (p_m) относительно точки измерения давления (p_v);

Δp - 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.

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

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

m - количество местных гидравлических сопротивлений;

ℓ, d, λ - длина, диаметр, коэффициент потерь на трение i - го участка трубопровода

ζ_j - коэффициент местного сопротивления.

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

где v_i - средняя скорость жидкости на i - м участке трубопровода;

ω_i - площадь живого сечения i - го участка трубопровода;

Q - подача насоса.

Коэффициент трения λ_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:

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

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)

$$N_{\varepsilon} = N_{\varepsilon d} \cdot \eta_{\varepsilon d}, \quad (2.16)$$

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

$$N_э = U \cdot I \cdot \cos \varphi, \cos \varphi = 0,7, \quad (2.17)$$

$$\eta_{эд} = 0,8$$

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 микрокалькулятора или персональной ЭВМ.

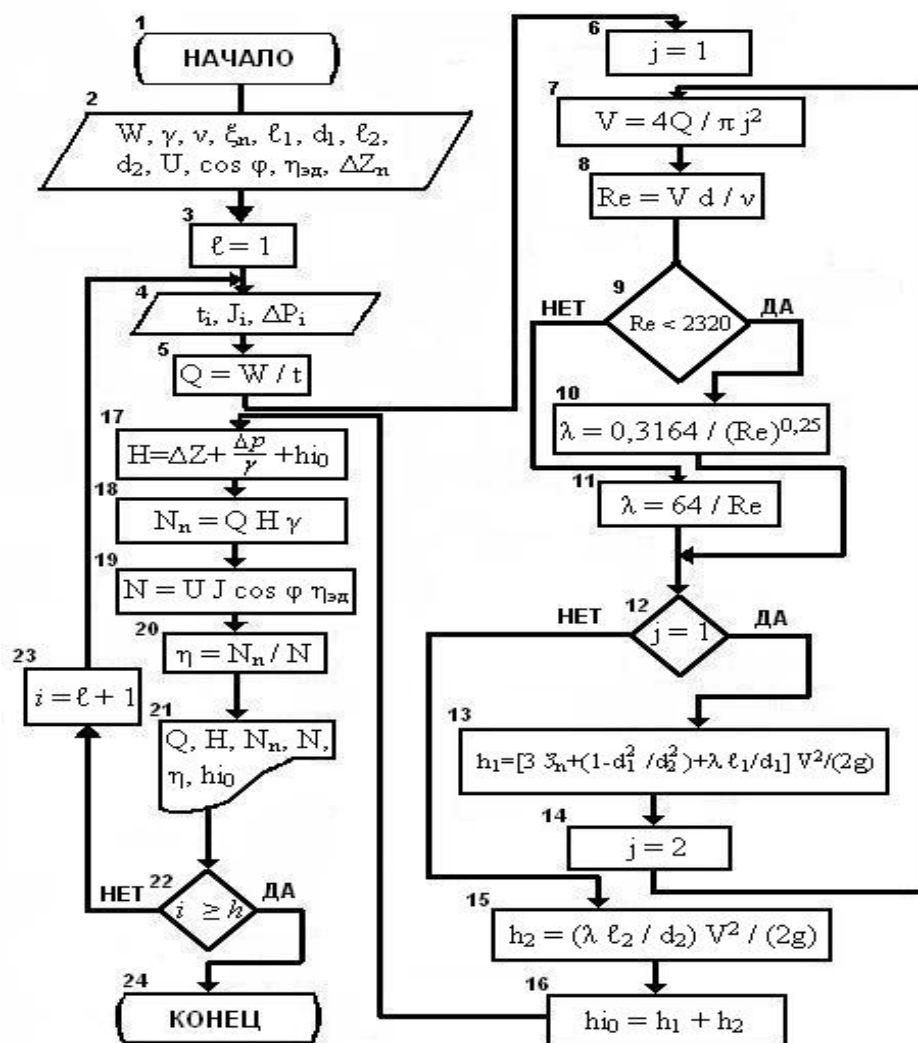


Рис.2.3 Блок-схема расчета характеристик насоса

Блок-схема программы расчета характеристик насоса приведена на рис.2.3. и может быть реализована при помощи пакета программ Mathcad или MatLab.

Табл.3 – Результаты расчетов

Номер п/п	Расчетные параметры	Обоз- начение	Размер- ность	Номер опыта					
				1	2	3	4	5	6
1	Производительность насоса	Q_n	$\text{м}^3/\text{с}$						
2	Потери напора	Σh	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.	η							

По результатам расчетов заполняется таблица 3 и строятся графики характеристик насоса: $H = f_1(Q)$, $N_n = f_2(Q)$, $N = f_3(Q)$ и $\eta = f_4(Q)$.

7. Выводы

7.1. Описать и объяснить характер изменения напора (H) полезной мощности (N_n) и к.п.д. (η), 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?

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ 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.

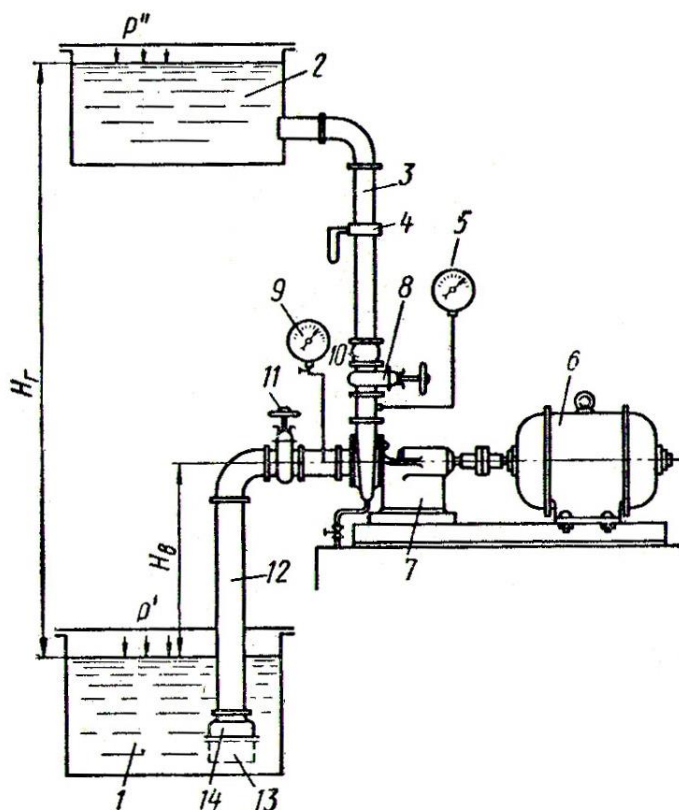


Рис.3.1 Схема типовой насосной установки

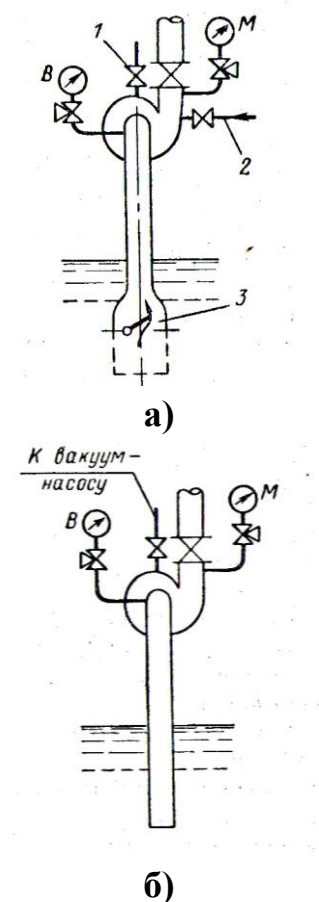


Рис.3.2 Схемы заливки ЦН

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. Правила эксплуатации насосных установок с лопастным насосом

Для запуска насосной установки, центробежный насос и подводящий трубопровод должны быть заполнены жидкостью. Если давление p' на приемном уровне достаточно велико, то жидкость самотеком заполняет подводящий трубопровод и насос. Для этого следует в верхней точке насоса установить воздушный кран, открывающийся в атмосферу, через который выпускается воздух. Сложнее обеспечить заполнение подводящего трубопровода и насоса жидкостью, если давление p' мало и при атмосферном давлении в насосе жидкость не поднимается по подводящему трубопроводу до уровня насоса. В этом случае насос при пуске перекачивает воздух. Напор лопастного насоса, работающего на воздухе приблизительно такой же как и при работе на жидкости, если подачи одинаковы и напор выражать в метрах столба перемещаемой жидкости. Пусть максимальный напор насоса будет равен H м. При работе на воздухе под действием этого напора жидкость может подняться в подводящем трубопроводе на высоту, не превышающую

$H \cdot \rho_{\text{возд}} / \rho_{\text{жид}}$. Следовательно, в рассматриваемом случае насос самостоятельно засосать жидкость не может.

Перед пуском насос и подводящий трубопровод заполняют жидкостью, подводимой в насос по трубопроводу 2 (рис.3.2а) или (в малых насосах) через специальную воронку, установленную на насосе. Иногда, для заливки можно использовать жидкость, оставшуюся в напорном трубопроводе после предыдущей остановки насоса.

Что бы заливаемая жидкость не могла вытечь из насоса через подводящий трубопровод, к нижнему концу последнего присоединяется пятовой клапан 3. Во время работы насоса клапан поднимается под действием потока, входящего в подводящий трубопровод. При остановке насоса, клапан под действием собственного веса, а так же давления жидкости закрывается, препятствуя вытеканию жидкости через подводящий трубопровод при заливке. Для удаления воздуха при заполнении насоса жидкостью в верхней точке насоса устанавливается воздушный кран 1, открывающийся в атмосферу. Недостатками такого способа являются: высокое сопротивление пятовой клапан - дополнительные гидравлические потери и . ненадежность в случае наличия твердых частиц загрязнителя в жидкости.

Более совершенным является заполнение насоса жидкостью отсасыванием воздуха из насоса при помощи вакуум-насоса (рис.3.2б) трубопровод, по которому отсасывается воздух, должен быть присоединен к верхней точке насоса. Под действием образовавшегося вакуума жидкость поднимается по подводящему трубопроводу и заполняет насос. Некоторое распространение получили самовсасывающие лопастные насосы, которые не требуют заполнения подводящего трубопровода жидкостью перед пуском.

У осевого насоса мощность, при нулевой подаче значительно (часто в 2 раза и более) превышает мощность при оптимальной подаче. Поэтому пуск осевых насосов следует осуществлять при открытой задвижке на напорном трубопроводе. Центробежные насосы, как правило, запускаются с закрытой задвижкой. Центробежные насосы малой мощности можно запускать как при открытой, так и при закрытой задвижке.

При пуске центробежного насоса необходимо:

- проверить уровни масла в подшипниках;

- открыть монтажную задвижку на подводящем трубопроводе (если задвижка имеется);
- выключить вакуумметр В и манометр М (рис.3.1) при помощи трехходовых проливочных кранов, что бы не испортить приборы при заливке насоса;
- при пуске осевого насоса открыть задвижку на напорном трубопроводе;
- заполнить насос и подводящий трубопровод жидкостью;
- включить двигатель;
- открыть задвижку на напорном трубопроводе, если она была перед пуском закрыта;
- включить вакуумметр и манометр;

Во избежание нагрева жидкости работа насоса при закрытой задвижке не должна превышать 5 мин.

При работе насоса необходимо:

- Наблюдать за работой подшипников. Температура подшипников не должна превышать 70⁰ С. После 800-1000 ч. работы масло следует менять. При кольцевой смазке подшипников необходимо наблюдать за тем, что бы смазочные кольца свободно вращались с валом.
- Следить за работой сальниковых уплотнений, не допускать их перегрева. Жидкость из сальников должна выходить отдельными каплями или небольшой струйкой. Просачиваясь через набивку сальника, жидкость охлаждает ее.
- При частичном износе сальникового уплотнения, гайки сальника необходимо периодически подтягивать. Набивка работает до замены 500-3000 ч. в зависимости от вида и температуры жидкости, качества поверхности вала. Для равномерного поджатия по окружности, сальниковая набивка вкладывается в уплотнение в виде отдельных колец.

Последовательность остановки насосной установки:

- выключить манометр и вакуумметр;
- выключить электродвигатель.

4. Испытательный стенд с насосной установкой

Стенд содержит: энергосиловую установку на базе испытательного стенда КИ-4815 и насосный агрегат с центробежным насосом К45/55 и приводом от гидромотора Г15-23. Принципиальная и монтажная схемы стенда показаны на рис.3.3 и рис.3.4.

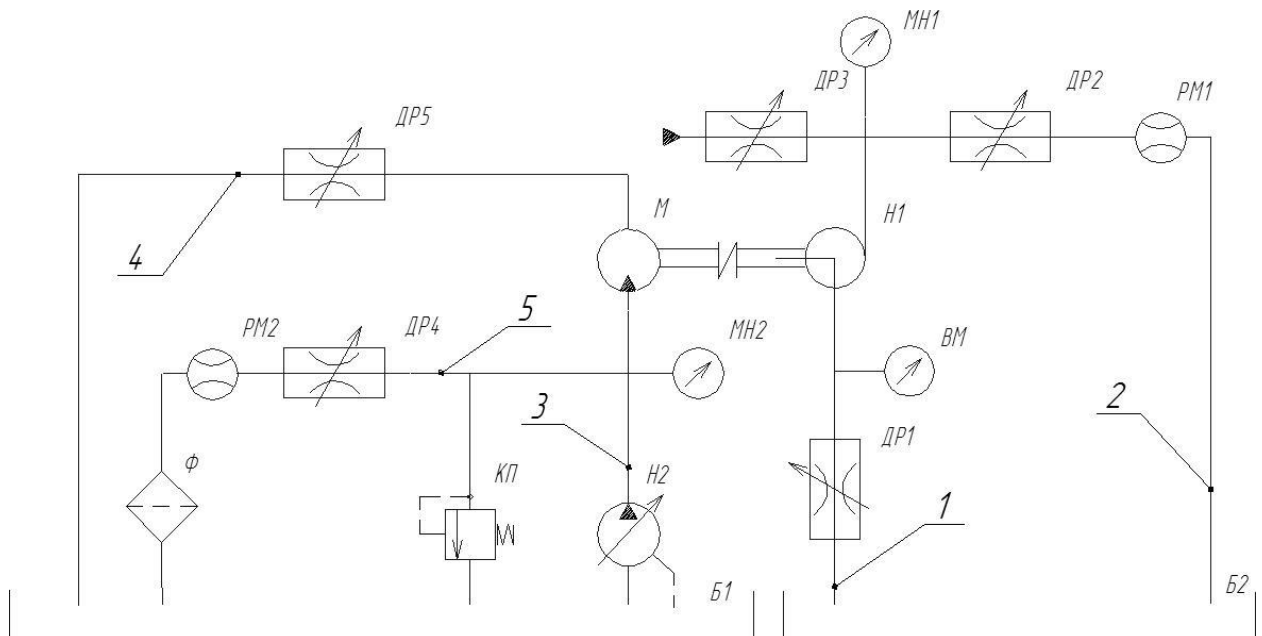


Рис.3.3 Принципиальная схема насосной установки

Установки для испытаний лопастных насосов выполняют в двух различных вариантах:

- *открытыми* – когда ЦН забирает воду из напорного резервуара по подводящему трубопроводу и подает ее по напорному трубопроводу в тот же резервуар.
- *закрытыми* – когда ЦН подключен к герметичному баку, а на напорном трубопроводе установлена регулировочная задвижка.

В лабораторной работе используется установка открытого типа. Испытуемый центробежный насос Н1, через трубопровод 1 и дроссель ДР1 всасывает воду из бака Б2. Во всасывающей патрубке насоса Н1 установлен вакуумметр ВМ. Вода возвращается в бак Б2 по напорному трубопроводу 2 в котором установлен дроссель ДР2 и счетчик жидкости (расходомер 1). Давление в выходной патрубке насоса Н1 измеряется манометром МН1.

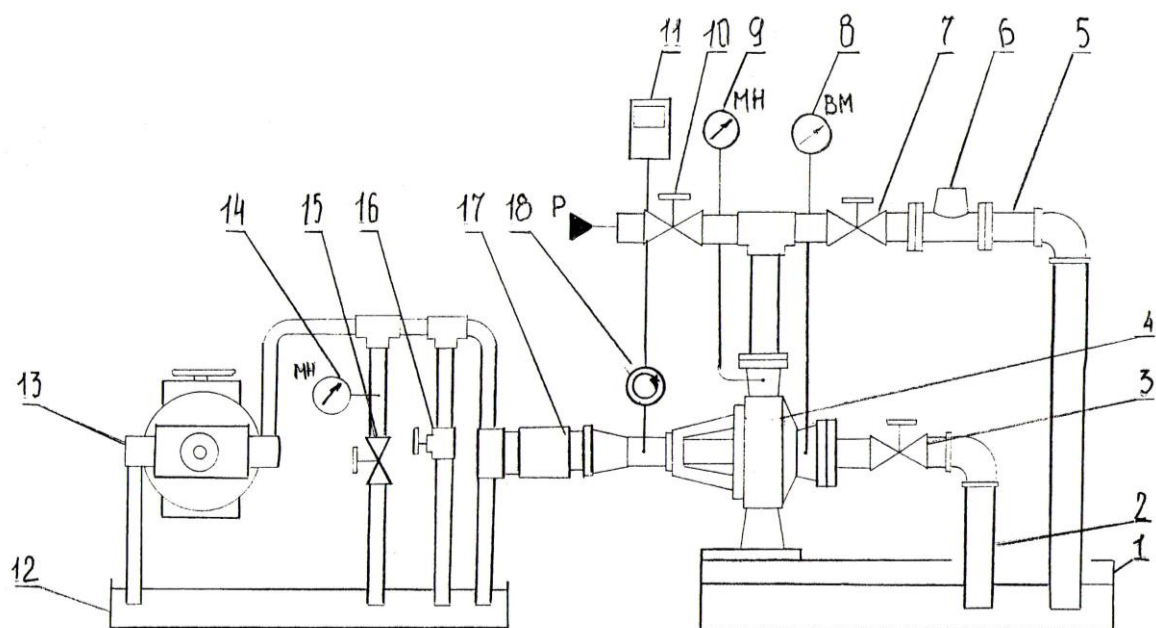


Рис.3.4 Схема испытательного стенда монтажная: 1- водяной бак; 2 – всасывающий трубопровод; 3 – вентиль 1; 4 – центробежный насос консольного типа К-45/65; 5 – нагнетательный трубопровод; 6 – расходомер; 7- вентиль 2; 8 – вакуумметр; 9 – манометр; 10 – вентиль 3; 11 – электронное табло тахогенератора; 12 – масляный бак; 13 – аксиально-плунжерный насос АР631200УХА4; 14 – манометр; 15 – Вентиль 4; 16 – клапан давления; 17 – аксиально-плунжерный гидромотор Г15-23; 18 – тахометр.

В качестве привода насоса Н1 используется гидропривод. Гидропривод включает в себя: передачу регулируемый гидронасос НР – гидромотор ГМ, скорость вращения которого регулируется по средством НР и ДР4. Рабочая жидкость гидропривода содержится в баке 3. Для измерения рабочего давления перед ГМ установлен манометр МН2. Защита системы от перегрузки осуществляется предохранительным клапаном КП, а для очистки рабочей жидкости служит фильтр Ф установленный в параллель насосу НР в гидролинии 5.

5. 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 b):

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

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.

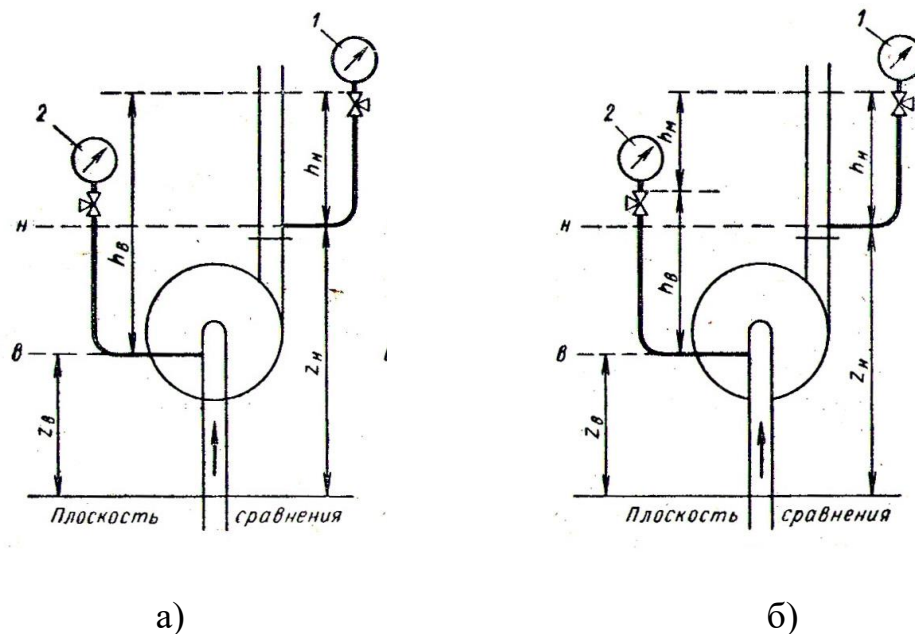


Рис.3.5 Схема измерения напора ЦН

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 M и M_B , 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 $\text{м}^3/\text{с}$;
 d_H – диаметр напорного трубопровода, м;

d_B – диаметр подводящего трубопровода в м.

6. Порядок проведения работы

- 6.1 Произвести внешний осмотр конструкции экспериментального стенда и ознакомиться с его особенностями, привести характеристики центробежного насоса КА-45/65
- 6.2 Произвести пуск центробежного насоса согласно рекомендациям раздела 3. В случае невыхода насоса на рабочий режим, установить причину (недостаточная герметичность сальникового уплотнения или др.) и устранить ее. Повторно произвести запуск.
- 6.3 Снять измерения показаний контрольно-измерительных приборов (вакуумметра, манометра, расходомера, тахометра). Результаты измерений занести в протокол.
- 6.4 Рассчитать основные параметры насоса (подача, напор, частота вращения), результаты занести в протокол.
- 6.5 Сформулировать выводы по результатам проведенной лабораторной работы.

7. Контрольные вопросы

- 7.1 Перечислите основные элементы конструкции насосной установки.
- 7.2 Каковы особенности эксплуатации лопастных насосов?
- 7.3 Как следует запускать центробежный и осевой насосы?
- 7.4 Назовите способы регулирования работы лопастных насосов. Укажите какой способ наиболее экономичен?
- 7.5 Что такое вакуумметрическая высота всасывания?
- 7.6 Дайте определение «открытой» и «закрытой» схем насосных установок?
- 7.7 Какие испытания возможно проводить на изучаемой насосной установке?

КАВИТАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

1. Цель работы

- 1.1 Изучить явление кавитации в лопастных насосах.
- 1.2 Получить кавитационную характеристику.
- 1.3 Выявить способы борьбы с кавитацией.

Кавитацией называется нарушение сплошности потока жидкости, обусловленное появлением в ней пузырьков или полостей, заполненных паром или газом, с последующим их уничтожением.

Кавитация возникает при понижении давления до уровня давления насыщенных паров, в результате чего жидкость закипает, кроме того из нее выделяется растворенный газ. В потоке жидкости такое падение давления происходит, обычно, в области повышенных скоростей. В большинстве случаев выделение газа из раствора не существенно, такую кавитацию называют паровой

Паровую кавитацию сопровождают следующие основные явления:

- Конденсация пузырьков пара, который увлекается потоком в область повышенного давления;
- Эрозия материалов стенок канала, являющаяся наиболее опасным следствием кавитации;
- Звуковые явления (шум, треск удары) и вибрация установки, являющиеся следствием колебаний жидкости, которые вызваны замыканием полостей заполненных паром;
- Падение подачи напора, мощности и КПД лопастных насосов.

В лопастном насосе паровая кавитация возникает на лопатке рабочего колеса обычно вблизи ее входной кромки. Давление здесь значительно ниже, чем давление во входном патрубке насоса из-за местного возрастания скорости при натекании на лопатку и из-за гидравлических потерь в подводе.

Напишем уравнение Д. Бернули для свободной поверхности жидкости в питающем резервуаре и входного патрубка насоса За плоскость сравнения принимаем свободную поверхность жидкости в питающем резервуаре:

$$\frac{P_{am}}{\rho g} = H_{\epsilon} + \frac{P_{\epsilon x}}{\rho g} + \frac{v_{\epsilon x}}{2g} + h_{\epsilon c}; \quad (4.1)$$

где H_{ϵ} - расстояние от питающего уровня до оси насоса (высота всасывания);

$p_{\epsilon x}$ - абсолютное давление во входном патрубке насоса.

$v_{\epsilon x}$ - скорость жидкости во входном патрубке насоса;

$h_{\epsilon c}$ - гидравлические потери в подводящем трубопроводе;

p_{at} - атмосферное давление

Отсюда

$$\frac{P_{\epsilon x}}{\rho g} = \frac{P_{am}}{\rho g} - H_{\epsilon} - \frac{v_{\epsilon x}}{2g} - h_{\epsilon c}; \quad (4.2)$$

Таким образом давление у входа а насос и. следовательно, в рабочем колесе насоса тем меньше, чем больше высота всасывания и гидравлическое сопротивление подводящего трубопровода и чем меньше давление в питающем резервуаре. При достаточно большой высоте всасывания и сопротивлении подводящего трубопровода, или при слишком малом давлении в питающем резервуаре, давление у входа на лопатки рабочего колеса становится настолько малым, что возникает кавитация. Таким образом, кавитация ограничивает высоту всасывания насоса.

Превышение полного напора жидкости во входном патрубке насоса над упругостью ее насыщенных паров называется кавитационным запасом.

$$\Delta h = \frac{P_{\epsilon x}}{\rho g} + \frac{v_{\epsilon x}}{2g} - \frac{P_{am}}{\rho g} \quad (4.3)$$

где $P_{нп}$ - упругость насыщенных паров жидкости

Для изучения кавитационных качеств насоса производят его испытания, в результате которых для каждого режима работы насоса получают кавитационную характеристику. Она представляет собой зависимость напора и мощности от кавитационного запаса при постоянных частоте вращения и подаче.

Режим, при котором начинается падение напора и мощности, называют - первым критическим режимом. Ему соответствует первый критический кавитационный запас $\Delta h_{кр}$. В начальной стадии процесса, когда $\Delta h_{кр1} > \Delta h > \Delta h_{кр2}$ - зона распространения кавитационных явлений невелика (местная кавитация). Поэтому кавитация при этом мало сказывается на напоре и мощности. По мере уменьшения кавитационного запаса кавитационная область медленно увеличивается, что сопровождается медленным изменением напора и мощности. Достижение второго кавитационного запаса $\Delta h_{кр2}$ ведет к резкому увеличению концентрации пара в парогазовой эмульсии. Это вызывает резкое уменьшение напора и мощности, а затем и полный срыв работы насоса.

Критические кавитационные запасы зависят только от кинематики потока, определяемой конструкцией насоса и режимом его работы они не зависят ни от барометрического давления, ни от рода и температуры жидкости, если потоки в насосе автомодельные или критерии Рейнольдса потоков не сильно отличаются.

У многих тихоходных насосов первый критический режим на кавитационной характеристике не обнаруживается. Здесь приходится ограничиться только вторым критическим режимом.

Для того, чтобы насос не работал в режиме недопустимо сильной кавитации из-за неточного учета всех факторов назначают небольшое превышение допустимого кавитационного запаса над критическим. Обычно это превышение принимают равным (0,1 - 0,3) $\Delta h_{кр}$. Меньшую величину выбирают, если расчет ведется по первому критическому кавитационному запасу и критический кавитационный запас велик. Следовательно, допустимый кавитационный запас

$$\Delta h_{доп} = (1,1 \div 1,3) \cdot \Delta h_{кр} \quad (4.4)$$

Зная критический -или допустимый кавитационный запас, можно найти для данной насосной установки критическую или допустимую высоту всасывания. Из уравнений (1) и (2) высота всасывания равна:

$$H_{\text{доб}} = \frac{p_{\text{ам}}}{\rho g} - \frac{p_{\text{ex}}}{\rho g} - \frac{v_{\text{ex}}^2}{2g} - h_{\text{ec}} - \Delta h \quad (4.5)$$

Чтобы контролировать кавитационные условия работы насоса при его эксплуатации с помощью вакуумметра установленного на входном патрубке необходимо знать критическую или допустимую величину вакуума на входе в насос. Этот вакуум, выраженный в метрах столба подаваемой жидкости, называют вакуумметрической высотой всасывания.

Из уравнения (3) вакуумметрическая высота всасывания равна

$$H_{\text{вак}} = \frac{p_{\text{ам}} - p_{\text{ex}}}{\rho g} = \frac{p_{\text{ам}} - p_{\text{ex}}}{\rho g} + \frac{v_{\text{ex}}^2}{2g} - \Delta h ; \quad (4.6)$$

Из анализа уравнения (6) следует что. в отличив от критического кавитационного запаса, критическая или допустимая вакуумметрическая высота всасывания зависит не только от конструкции насоса и режима его работы, но и от рода и температуры жидкости (от упругости паров жидкости) и барометрического давления. При этом величина:

$$c = \frac{n\sqrt{Q}}{\left(\frac{\Delta h_{\text{кр}}}{10}\right)^{3/4}} \quad (4.7)$$

- одинакова для всех геометрически подобных насосов, при их работе на подобных режимах. Эта величина называется кавитационным коэффициентом быстроходности. Уравнение (7) было получено С.С.Рудневым при работе в оптимальном режиме в насосе плохих в кавитационном отношении, например, у насосов для загрязненных жидкостей кавитационный коэффициент быстроходности для первого критического режима $c_1 = 600 \div 700$ и меньше, для обычных насосов $c_1 = 800 \div 1000$. для насосов с повышенными кавитационными свойствами $c_1 = 1300$ и больше. Эти коэффициенты определены при подстановке в формулу (7) подачи Q ($\text{м}^3/\text{с}$), частоты вращения n (об/мин), $h_{\text{кр}}$ (м).

Уравнение (7) дает возможность определять критическую высоту всасывания или при известной высоте всасывания, максимальную частоту вращения, если известен коэффициент c_1 .

2. Схема установки

Принципиальная гидравлическая схема стенда для проведения кавитационных испытаний представлена на рис.4.1

Рис.4.1 Схема стенда для проведения кавитационных испытаний

Испытуемый центробежный насос Н через трубопровод 3 и дроссель 4 всасывает воду из бака 2. Во всасывающей трубке насоса Н установлен вакуумметр 5. Вода возвращается в бак 2 по напорному трубопроводу в, в котором установлен дроссель 7 и счетчик жидкости 8. Давление в выходной трубке насоса Н измеряется манометром 9.

В качестве привода насоса Н используется гидравлический привод, включающий в себя гидронасос 11 и гидромотор 12 постоянных объемов. Скорость вращения гидромотора 12 регулируется параллельным дросселированием потока жидкости посредством дросселя 14. Рабочая жидкость гидропривода содержится в баке 13. Для измерения рабочего давления перед гидромотором установлен манометр 15. Защита гидросистемы от перегрузки осуществляется предохранительным клапаном 17, а для очистки рабочей жидкости служит фильтр 16. Частота вращения вала насоса контролируется с помощью электронного частотомера.

3. Порядок проведения работы

При проведении кавитационных испытаний следует иметь в виду, что кавитационные характеристики $H = f(\Delta h)$ и $N = f(\Delta h)$ определяются при постоянной производительности насоса $Q = \text{const}$.

Работа выполняется в следующем порядке:

- 1) Запустить стенд;
- 2) Дросселем 14 установить частоту вращения насоса Н (задается преподавателем);
- 3) Открыть дроссель 3.
- 4) Задать насосу требуемую производительность (задается преподавателем), настройка производится дросселем 7 используя счетчик 8 и секундомер.
- 5) В таблицу 1 занести показания манометров 5 и 15 вакуумметра 5 счетчика жидкости 8. секундомера и частотомера Замерить температуру воды и результат записать в таблицу 1.
- 6) Прикрыть дроссель 4/
- 7) Проконтролировать расход и при необходимости скорректировать его с помощью дросселя.
- 8) Измерить показания приборов и занести в таблицу 1.
- 9) В ходе эксперимента контролируется барометрическое давление.

4. Обработка экспериментальных данных

Результаты экспериментов обрабатываются в следующем порядке:

4.1 Производительность насоса

$$Q = \frac{W}{t}; \quad (8)$$

4.2 Напор насоса рассчитывается в соответствии с формулой:

$$H = \frac{p_n}{\rho g} + \frac{p_{наг}}{\rho g} + \frac{v_{наг}^2 - v_{вс}^2}{2g} + h_g; \quad (9)$$

где h_g - разность уровней установки манометра и вакуумметра;
 v_n , $v_{вс}$ - скорости жидкости в нагнетательном и всасывающем патрубках насоса соответственно.

4.3 Мощность насоса равна:

$$N_n = \gamma_g \cdot Q \cdot H \quad (10)$$

4.4 Кавитационный запас

$$\Delta h = \frac{p_n}{\rho g} + \frac{p_{наг}}{\rho g} + \frac{v_{наг}^2 - v_{вс}^2}{2g} + h_{\epsilon} \quad (11)$$

4.5 Кавитационный коэффициент быстроходности:

$$c = \frac{n\sqrt{Q}}{\left(\frac{h_{кр}}{10}\right)^{\frac{3}{4}}} \gamma_{\epsilon} \cdot Q \cdot H ; \quad (12)$$

4.6 Допустимый кавитационный запас:

$$\Delta h = (1,1 - 1,3) \cdot \Delta h_{кр} ; \quad (13)$$

4.7 Мощность гидромотора рассчитывает по формуле:

$$N_{\text{м}} = p_{\text{м}} \cdot Q_{\text{м}} = p_{\text{м}} \cdot n \cdot q_{\text{м}} ; \quad (14)$$

где $q_{\text{м}}$ - рабочий объем гидромотора, см^3

4.8 КПД насоса рассчитывается по формуле:

$$\eta = \frac{N_n}{N_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{м}}} ; \quad (15)$$

где $\eta_{\text{м}}$ - механический КПД гидромотора.

Результаты, полученные в ходе расчетов по п.п. 4.1-4.8 занести в таблицу 1.

Таблица 1. Результаты расчетов

№ опыта Параметр	1	2	3	4	5	6	7
Температура воды, t , $^{\circ}\text{C}$							
Частота вращения, n ; об/мин							
Барометрическое давление, $p_{\text{ат}}$; МПа							
Давление нагнетания воды, $p_{\text{н}}$; МПа							
Давление нагнетания масла, $p_{\text{м}}$; МПа							
Вакуумметрическое давление, $p_{\text{в}}$; мм.рт.ст.							
Объем жидкости, W ; м^3							
Время, t ; с							
Расход воды, Q ; $\text{м}^3/\text{с}$							
Напор насоса, $H_{\text{н}}$							
Полезная мощность насоса, $N_{\text{н}}$; кВт							
Кавитационный коэф. быстроходности, c							

Кавитационный запас, Δh ; м							
Мощность мотора, N_m ; кВт							
Общий КПД насоса, η							

5. Исходные данные для расчета

Таблица 2. Исходные данные для проведения расчетов

№, п/п	t; °C	Р _{кп} Па	ρ, кг/м ³	№, п/п	t; °C	Р _{кп} Па	ρ, кг/м ³
1	10	1 208	1 000	10	34	5 320	994
2	15	1 694	999	11	36	5 950	994
3	20	2 337	998	12	36	6 630	993
4	22	2 643	998	13	40	7 375	992
5	24	2 983	997	14	42	8 210	992
6	26	3 360	997	15	44	9 100	991
7	28	3 780	996	16	46	10 080	990
8	30	4 241	996	17	48	11 160	939
9	32	4 760	995	18	50	12 335	988

Рабочий объем гидромотора: $q=40$ см³/об;

КПД механический гидромотора: $\eta_m=0,95$;

Внутренний диаметр трубопровода: $d_B=d_H=50$ мм.

6. Выводы

По кавитационной характеристике определить критические кавитационные запасы для первого и второго режимов. Если на кавитационной характеристике, при первом критическом режиме резкого излома кривой нет, то за первый критический режим принимают условно такой режим, при котором напор насоса уменьшается на 2% по сравнению с напором насоса в области бескавитационной работы.

Если работа насоса в области между первым и вторым критическими режимами допустима, то допустимый кавитационный запас находят по второму критическому кавитационному запасу.

7. Контрольные вопросы

1. Что является причиной кавитации?

2. Как определяют кавитационный запас?
3. Какую характеристику насоса называют кавитационной?
4. Какие режимы кавитации вы знаете и чем они отличаются?
5. Что необходимо учитывать при установке насоса для исключения возникновения кавитации?
6. Объяснить назначение элементов экспериментальной установки.
7. Как определяют наступление первого критического кавитационного режима при отсутствии излома на кривой напора кавитационной характеристики?
8. Какое негативное влияние оказывает кавитация на работу насоса?

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.1) ГДМ состоит из двух лопастных колёс, насосного и турбинного.

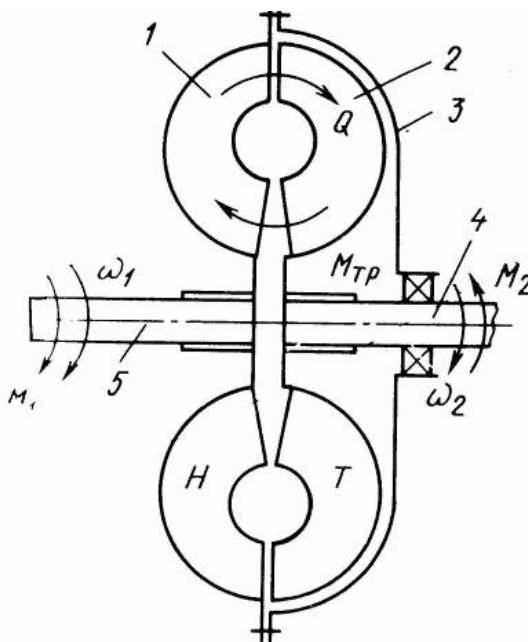


Рис.3.1 - Принципиальная схема ГДМ.

Насосное колесо соединено с входным валом, а турбинное — с выходным 4. Колеса расположены в корпусе ротора 3, соединенном с насосным колесом фланцем. Лопасти в колесах находятся между двумя торвыми 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 $M_e = M_2$.

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 2.

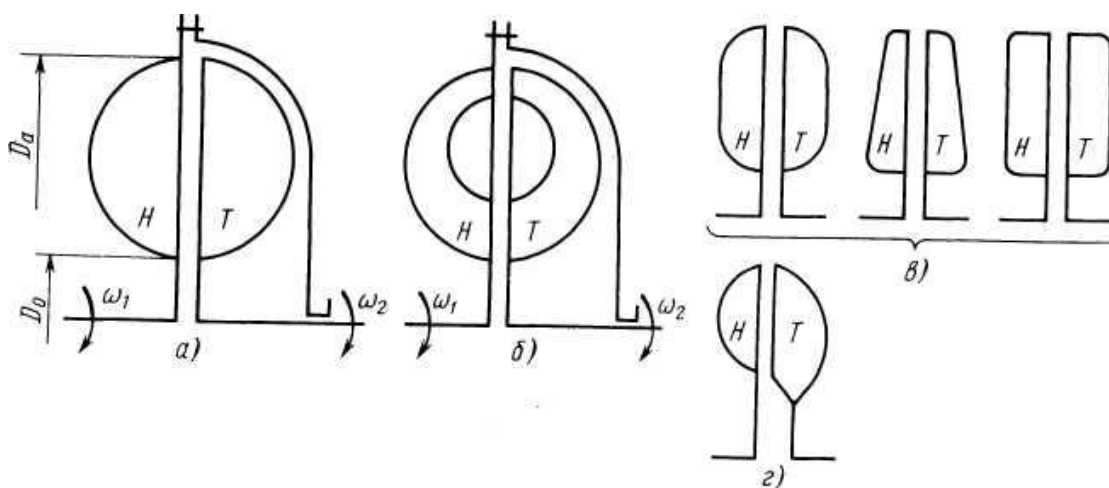


Рис.3.2 Принципиальная схема ГДМ.

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

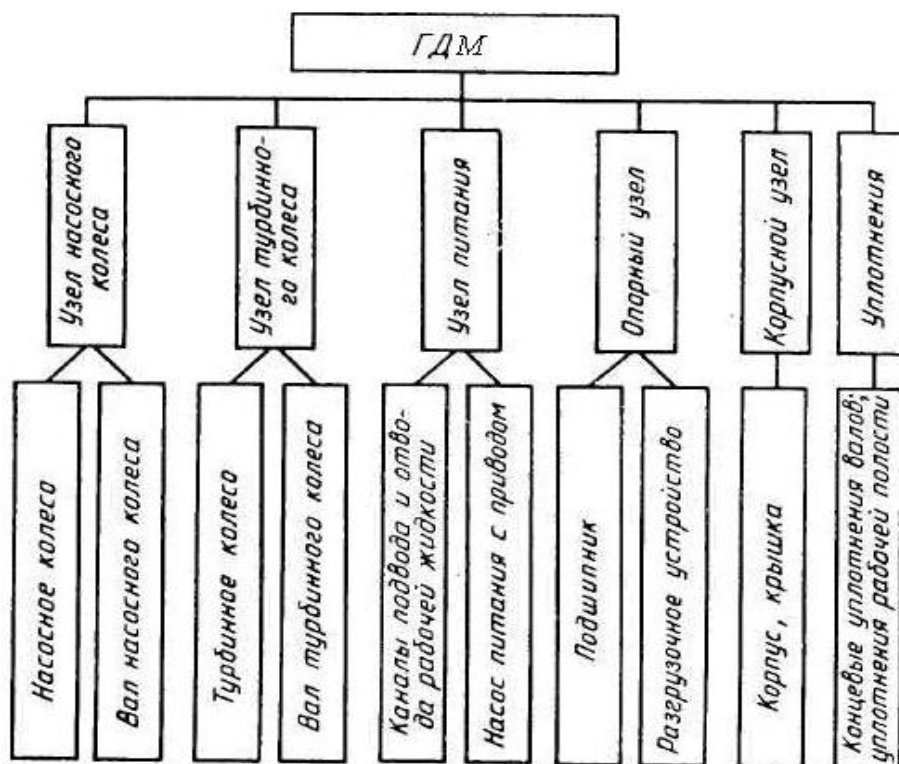


Рис.3.3 Структурная схема подсистем и элементов одноступенчатой ГДМ

1(рис.3.8) — 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.

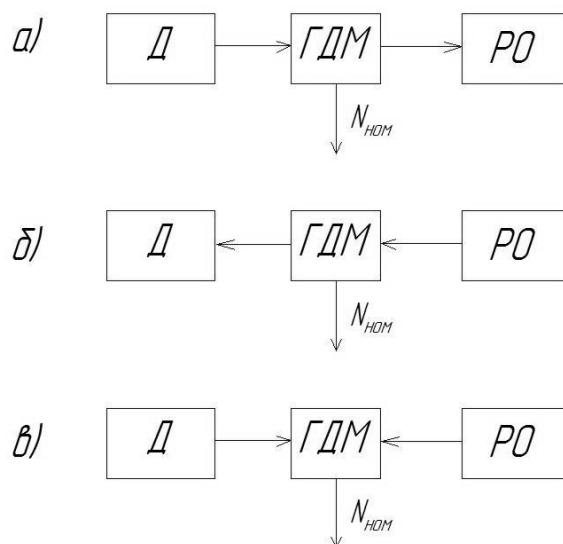


Рис.3.5. Структурные схемы работы гидромукты в передаче.

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. 3.6 представлены основные узлы гидромукты: насосное колесо, турбинное колесо в сборе со ступицей, корпус.

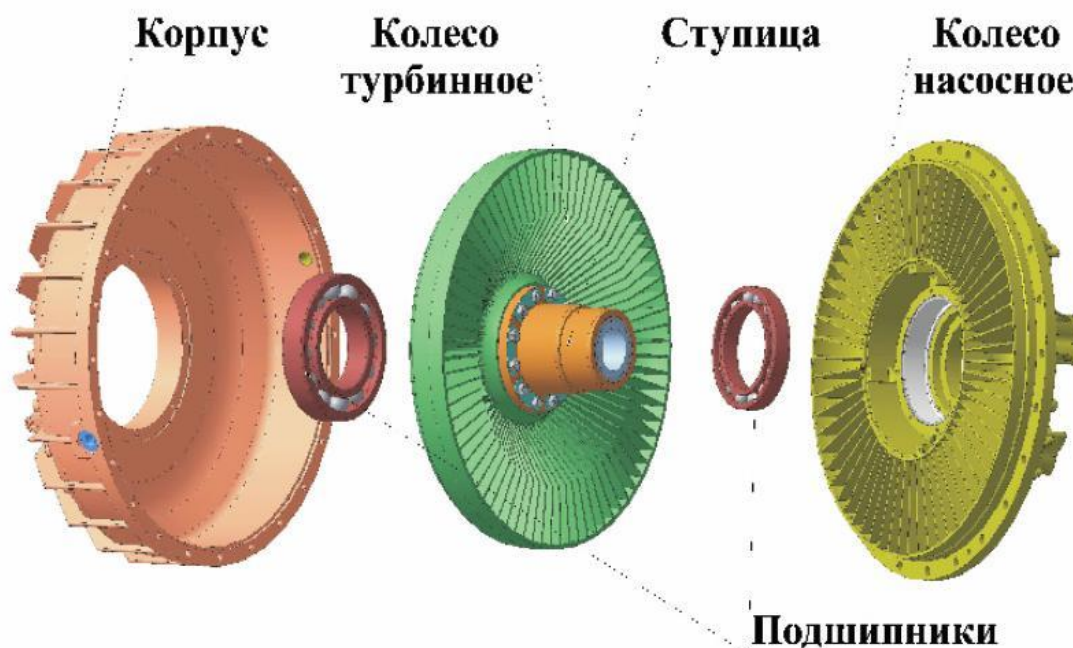


Рис. 3.6 Элементы гидродинамической муфты

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 гидромукту.

Гидромукфта в сборе показана на рис. 3.7. Насосное колесо соединено жестко с корпусом, а также кулаками через упругие вкладыши с полумуфтой (полужесткое соединение). Полумукфта монтируется на валу электродвигателя. Таким образом, полумукфта - насосное колесо - корпус образуют ведущую часть гидромукфты. Турбинное колесо со ступицей образуют ведомую часть гидромукфты и устанавливается через подшипники в соответствующие посадочные места в корпусе и насосном колесе.

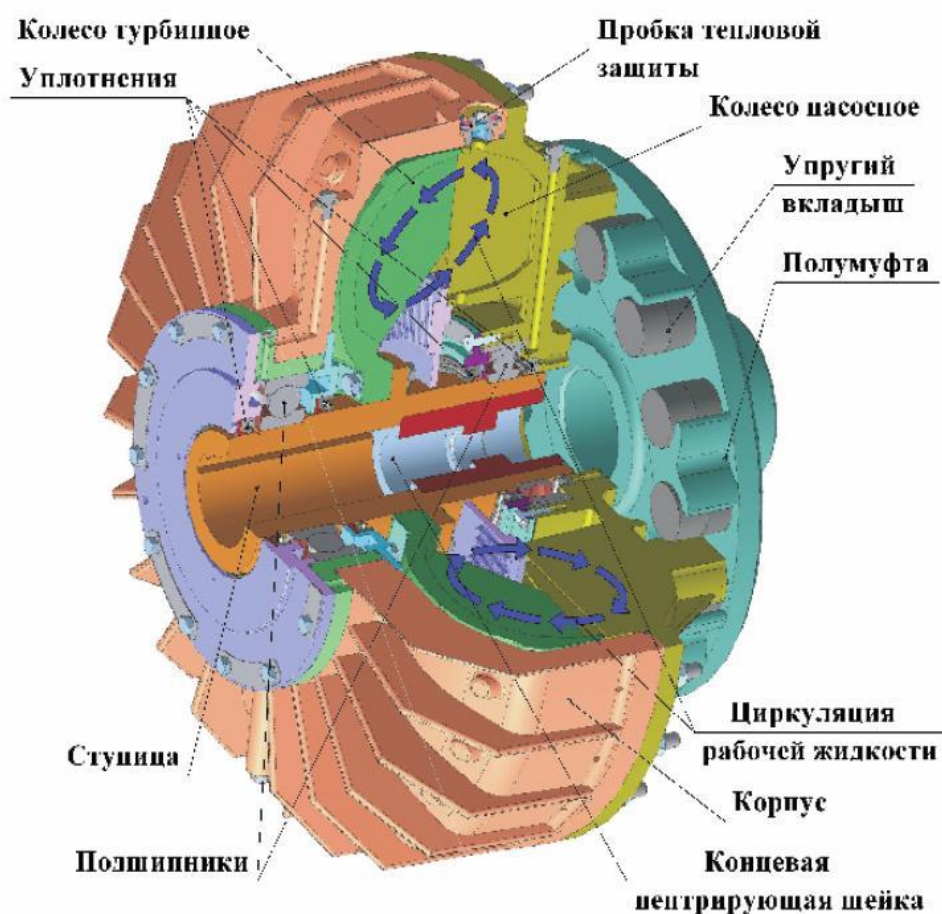


Рис.3.7 Разрез гидродинамической муфты

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.3.8).

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

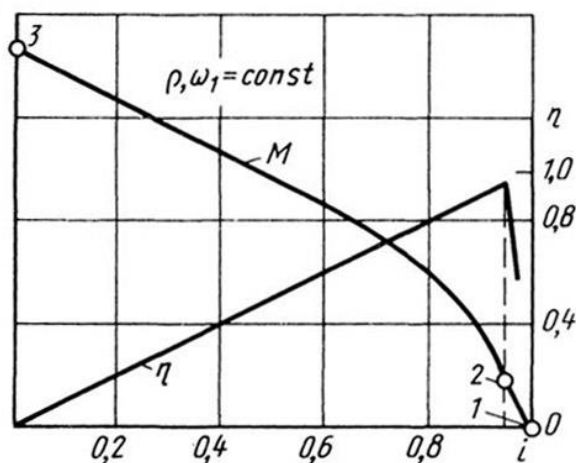


Рис.3.8 Внешняя характеристика ГДМ

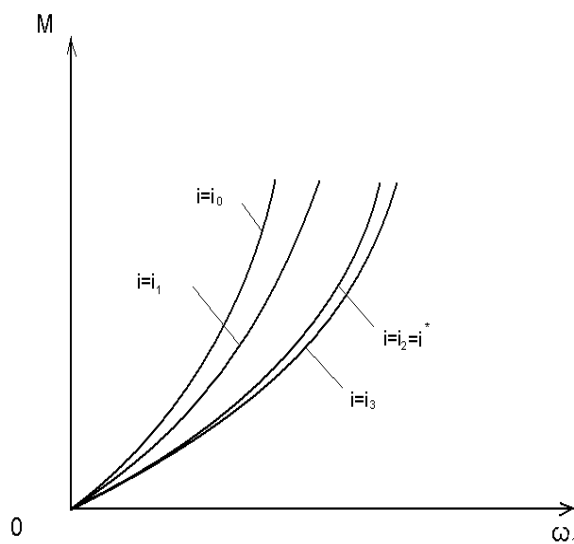


Рис.3.9 Входная (нагрузочная) характеристика

При рассмотрении особенностей совместной работы ГДМ с двигателем внутреннего сгорания и асинхронным электродвигателем строят входную (нагрузочную) характеристику ГДМ (рис.3.9) – 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.3.2.а).

4. Расчетная часть

Произвести расчет гидромукты типа ГПЭ345У (рис.3.7) предназначенной для приводов скребковых конвейеров. Основные параметры для дальнейшего расчета гидромукты приведены в таблице 3.1.

Талица 3.1. Основные параметры гидродинамической муфты ГПЭ345У

Наименование параметров гидромукты	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 ³ (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:

$$n_{SH} = n_1 \sqrt{\frac{\rho(M)}{\rho}} \cdot \frac{\sqrt{N_{ip}}}{H_{H.P}^{5/4}}; \quad (3.1)$$

и задавшись плотностью: $\rho(M)=1000$ кг/м³ .

4.2 Определить напор насосного колеса на расчётном режиме по формуле:

$$H_{H.P} = \left[\frac{1000 \cdot N_{iP} \cdot n_1^2}{\rho \cdot n_{S.H}^2} \right]^{0,4}; \quad (3.2)$$

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

4.3 Определить объёмную подачу.

Объёмная подача определяется по выражению:

$$Q_P = \frac{N_{iP}}{\rho \cdot g \cdot H_{H.P}}; \quad (3.3)$$

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 Перечислить 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.4.1), содержащее насосное 2 (Н), турбинное 3 (Т) колёса и неподвижный реактор 6 (Р), называется гидродинамическим трансформатором (ГДТ).

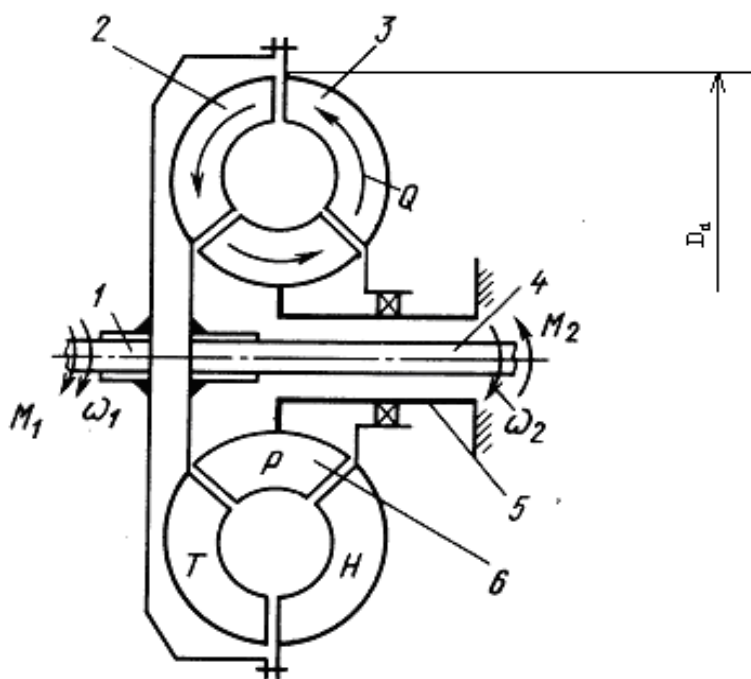


Рис.4.1. Принципиальная схема ГДТ

Реактор 6 соединён с неподвижным корпусом 5 и участвует в динамическом взаимодействии с потоком жидкости, изменяя его направление. При этом взаимодействии на реакторе возникает крутящий момент M_p , поэтому в ГДТ момент M_1 на входном валу 1 не равен моменту M_2 на выходном валу 4.

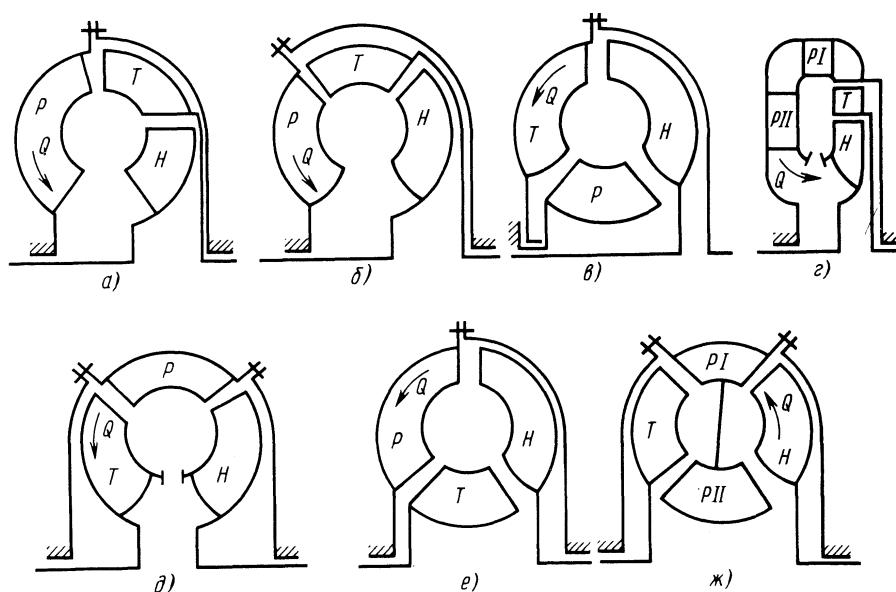


Рис.2. Схемы одноступенчатых ГДТ

На рис.4.2. показаны схемы одноступенчатых ГДТ с различным расположением лопастных колёс в рабочей полости.

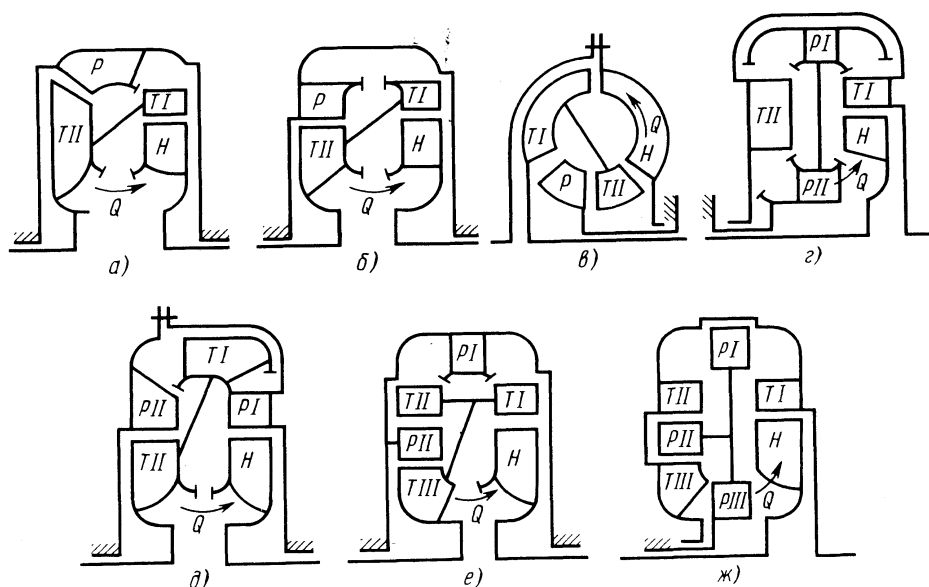


Рис.3. Схемы многоступенчатых ГДТ

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.4.2 а и г, имеют

центробежное турбинное колесо, на рис.4.2 б и е – осевое, а на рис.4.2 в, д и жс - центростремительное.

Двухступенчатые ГДТ (рис.4.3, а-д) состоят из одного насосного колеса, двухступенчатого турбинного колеса при одном или двух реакторах.

Трёхступенчатые ГДТ (рис.4.3 е, жс) состоят из одного насосного колеса, трёхступенчатого турбинного колеса и двух-трёх реакторов.

В качестве примера рассмотрим гидродинамическую передачу в грузовом автомобиле (Рис. 4.4). Гидродинамический трансформатор является частью гидромеханической трансмиссии, которая на современных автомобилях имеет электронное управление гидравликой и в обиходе называется автоматической.

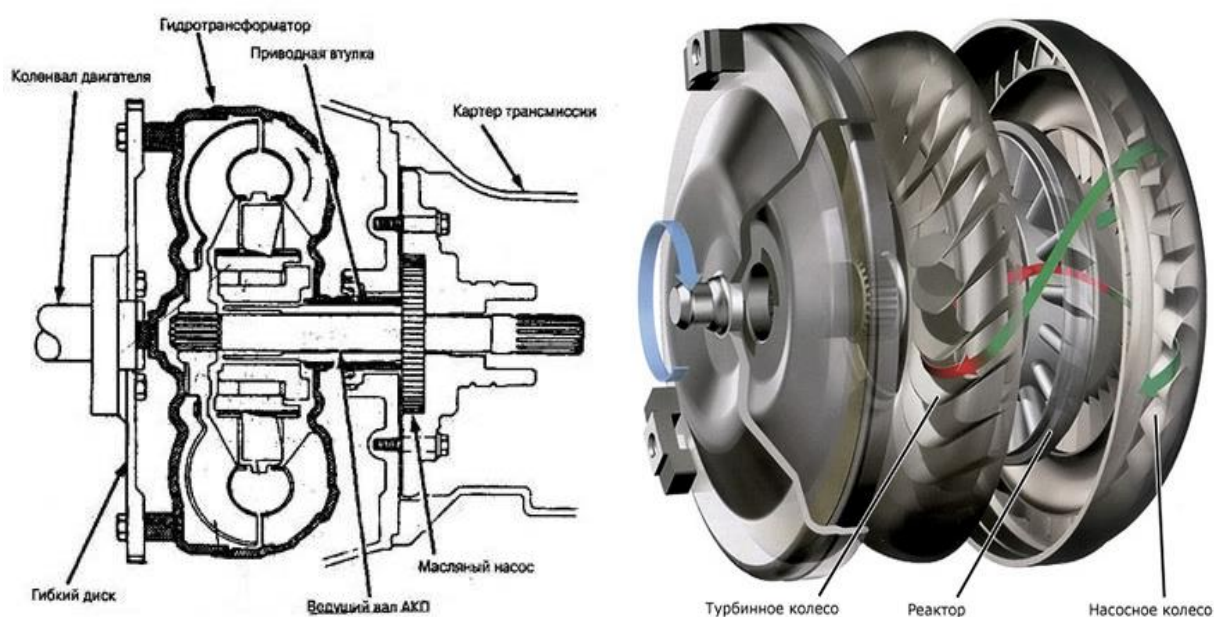


Рис.4.4 Применение гидротрансформатора в автомобиле с АКП

Применение ГДТ в автотранмиссиях 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.4.4).

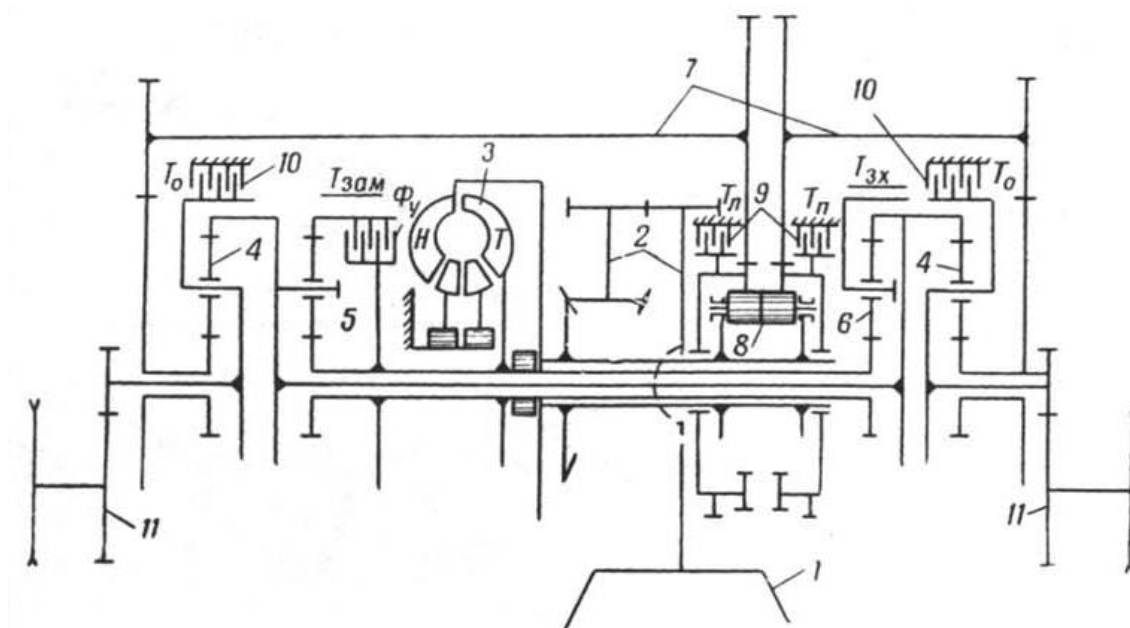


Рис.4.5 Принципиальная кинематическая схема гидромеханической трансмиссии «кросс-драйв»: 1 – двигатель; 2 – первичный редуктор; 3 – комплексный гидротрансформатор; 4 – суммирующие планетарные ряды; 5 – планетарный ряд замедленной передачи; 6 – планетарный ряд заднего хода; 7 – дополнительные передачи; 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.4.

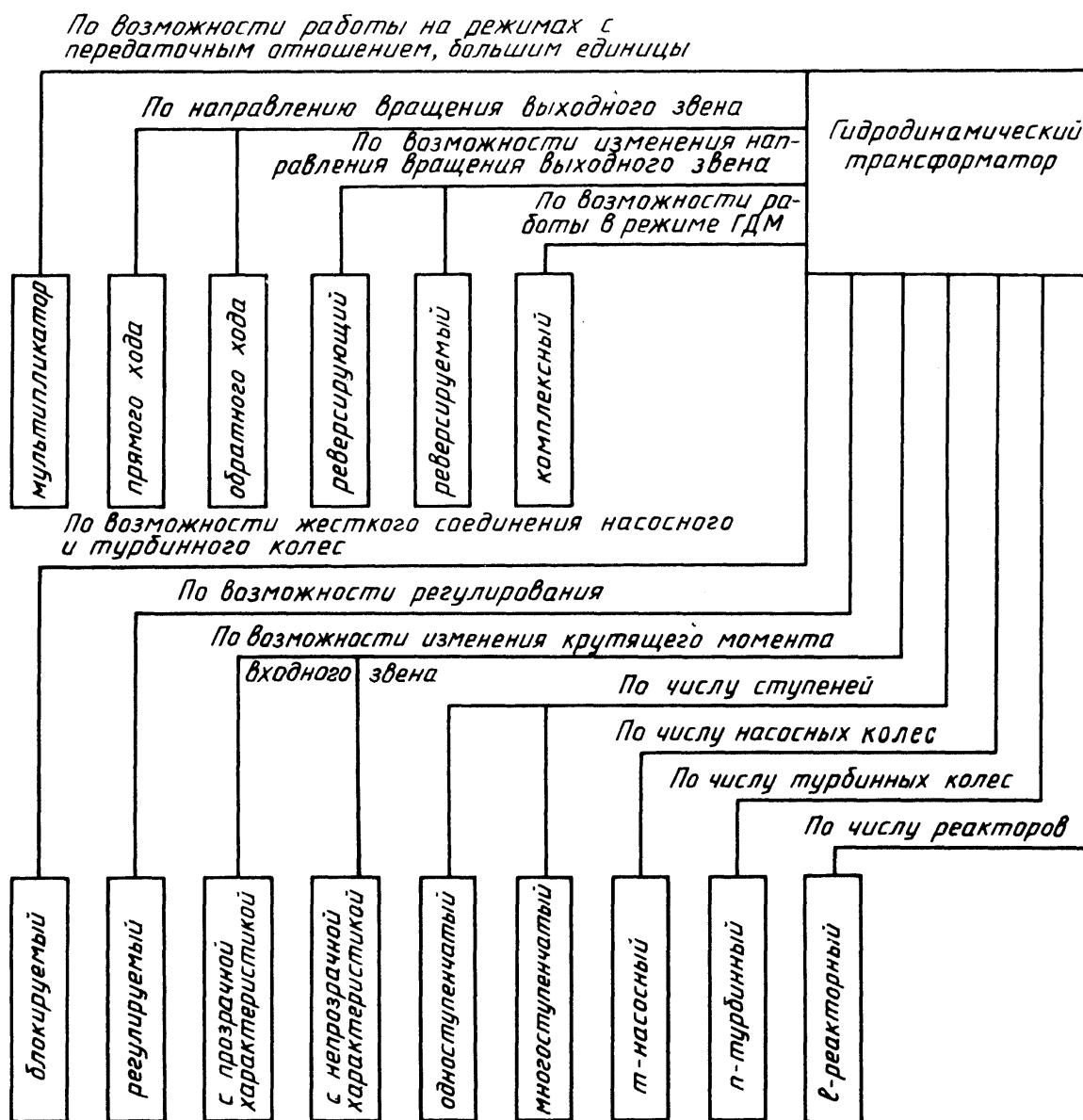


Рис.4. Классификация ГДТ

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.4.5).

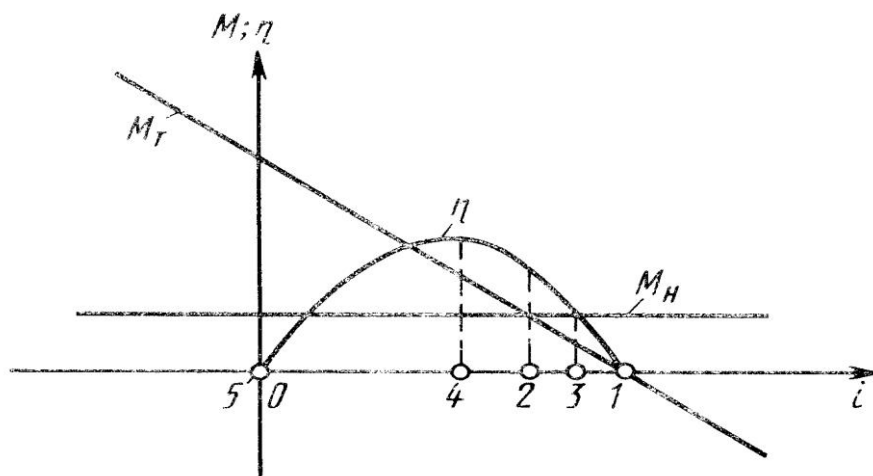


Рис.4.5 Теоретическая внешняя характеристика ГДТ при постоянных ω_1 , p и Q .

Чаще всего внешнюю характеристику представляют в виде зависимостей M_1 и M_2 , η от i и ω_2 при постоянных ω_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 η^* 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:

$$M_{T0} = \rho \cdot Q \cdot \left[-\omega_H \cdot r_{H2}^2 + Q \left(\frac{\text{ctg} \beta_{H2}}{F_{H2}} \cdot r_{H2} - \frac{\text{ctg} \beta_{T2}}{F_{T2}} \cdot r_{T2} \right) \right]; \quad (4.1)$$

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.

Приложение А. Тестовые задания раздела «Лопастные гидравлические машины»

Задания открытой формы

1. Гидромашины, в которых механическая энергия, подведенная к лопастному колесу, преобразуется в энергию потока жидкости, увеличивая ее, называют _____
2. Гидромашины, в которых жидкость отдает энергию лопастному колесу и энергия потока переходит в механическую энергию на валу, называют _____
3. Лопастной гидродвигатель называют _____
4. Насос, в котором жидкая среда перемещается через рабочее колесо центра к периферии, называют _____
5. Насос, в котором жидкая среда перемещается от периферии рабочего колеса в тангенциальном направлении, называют _____
6. Насос, в котором жидкая среда перемещается через рабочее колесо в направлении его оси, называют _____.
7. Насос, в котором жидкая среда перемещается внешним потоком жидкой среды, называют _____
8. Проточная часть лопастного насоса состоит из трех основных .
элементов

9. Энергетическими (рабочими) характеристиками насоса, называют зависимости

10. Марка центробежного насоса включает заглавную букву, означающую его тип: К- _____, КМ- _____, Д- _____.

11. 'Зависимость потребного напора от расхода ($H_{\text{потр.}} = f(Q)$), называют

12. Нарушение сплошности потока жидкости вследствие выделения ей паров и растворенных газов, при понижении давления до давления насыщенных паров, называют _____.

13. Основными параметрами насосов независимо от его типа являются

_____. Р
азность удельных механических, энергии жидкости на выходе насоса и на входе в него, называют _____.

14. Размерность весового напора _____.

15. Объемный напор насоса, называется _____, его размерность _____.

16. Потери в гидравлических машинах делятся на три категории:

17. Для характеристики конструктивного типа рабочего колеса и насоса через его эксплуатационные параметры на оптимальном режиме, т.е. через подачу, напор и частоту вращения используют _____.

18. Отрицательная высота всасывания, называется _____.
19. С увеличением коэффициента быстроходности конструктивный вид РК изменяется в направлении уменьшения _____ и увеличения _____.
20. Абсолютная скорость жидкости U в какой-либо точке РК определяется как геометрическая сумма составляющих _____.
21. Угол между относительной скоростью и обратным направлением переносной скорости, называется углом _____.
22. Принципиально поток жидкости в РК можно представить в виде трех составляющих: первая- это _____ вторая - _____, третья - _____.

Задания закрытой формы

23. Чем обусловлены необходимость последовательного включения насосов?
1. Для увеличения подачи насоса.
 2. Для увеличения напора насоса.
 3. Для уменьшения потребляемой мощности.
24. Чем обусловлена необходимость параллельного включений насосов?
1. Для увеличения напора насоса.
 2. Для увеличения подачи насоса.
 3. Для уменьшения потребляемой мощности.
25. В чем смысл обточка рабочих колес центробежных насосов определенной марки?
1. Снижение веса насоса

2. Расширение области использования

26. Радикальным средством предотвращения помпажа является использование насосов, характеристики которых имеют:

1. Максимальный напор - H_n при подаче насоса $Q_n=0$;
2. Максимальный напор – H_n при подаче насоса $Q_n > 0$;
3. Максимальный напор – H_n при подаче насоса $Q_n < 0$.

27. Укажите назначение насоса.

1. Преобразование энергии потока жидкости в механическую энергию
2. Преобразование подводимой энергии в энергию потока.

28. Какой способ регулирования подачи насоса более экономичен?

1. Изменением частоты вращения вала насоса;
2. Дросселированием с помощью напорной задвижки;
3. Разницы нет.

29. Какое сопротивление должна иметь сеть при параллельной работе насосов?

1. Малое сопротивление (пологая характеристика сети);
2. Большое сопротивление (крутая характеристика сети);
3. Среднее сопротивление.

30. Какое сопротивление должна иметь сеть при совместной работе последовательно соединенных насосов?

1. Малое сопротивление (пологая характеристика сети).
2. Большое сопротивление (крутая характеристика сети).
3. Среднее сопротивление.

31. Как следует запускать центробежный и осевой насосы?

1. Центробежный с закрытой, осевой - с открытой задвижкой.

2. Центробежный - с открытой, осевой - с закрытой задвижкой.

3. Центробежный и осевой с полуоткрытой задвижкой.

32. Укажите изменение напора и производительности насоса в случае уменьшения сопротивления сети?

1. Напор насоса увеличивается, производительность уменьшается.

2. Напор уменьшается, производительность насоса увеличивается.

3. Не изменяется.

33. Какое сопротивление должна иметь сеть при совместной работе последовательно соединенных насосов?

1. Малое сопротивление (пологая характеристика сети).

2. Большое сопротивление (крутая характеристика сети).

3. Среднее сопротивление.

34. Как следует запускать центробежный и осевой насосы?

1. Центробежный с закрытой, осевой - с открытой задвижкой.

2. Центробежный - с открытой, осевой - с закрытой задвижкой.

3. Центробежный и осевой с полуоткрытой задвижкой.

35. Укажите изменение напора и производительности насоса в случае уменьшения сопротивления сети?

1. Напор насоса увеличивается, производительность уменьшается.

2. Напор уменьшается, производительность насоса увеличивается.

3. Не изменяется.

Приложение Б. Тестовые задания раздела «Гидродинамические передачи»

Задания открытой и открытой форм

1. Гидродинамические передачи в которых не происходит преобразования крутящего момента называются _____
2. Гидродинамические передачи в которых происходит преобразования крутящего момента называются _____
3. Характерными режимами при работе гидродинамических муфт являются: _____
4. Режим при котором входное и выходное звено гидродинамической муфты вращаются в разные стороны _____
5. К внешним характеристикам гидродинамических муфт относятся _____
6. Основными элементами гидродинамического трансформатора являются: _____
7. К внешним характеристикам гидродинамических трансформаторов относятся _____
8. Назовите режимы работы гидродинамического трансформатора _____
9. Отличительной особенностью гидродинамического трансформатора от муфты является _____
10. Режим равенства моментов насосного и турбинного колеса это _____
11. Гидротрансформаторы работают при давлениях _____
12. При повышенных давлениях при входе в насосное колесо возникает _____ вследствие высокой температуры рабочей жидкости.

13. Преимущества комплексной передачи перед гидротрансформатором заключается в более высоком КПД при _____
14. Прозрачная приведенная характеристика включает в себя: _____
15. В каком случае гидropередача будет работать в режиме гидромuфты:
- а) при вращающемся реакторе;
 - б) при неподвижном реакторе;
 - в) при вращающемся турбинном колесе;
 - г) при неподвижном турбинном колесе.
16. Универсальная характеристика включает в себя: _____
-
17. В уравнении моментов гидродинамической передачи алгебраическая сумма крутящих моментов равна _____
18. Напор турбинного колеса меньше напора насосного колеса в гидромuфте на величину _____
19. Отношение разности частот вращения валов гидромuфты к частоте вращения ведущего вала называется _____
20. Муфты постоянного наполнения регулируются: _____
-
21. При помощи отбора жидкости и черпательных трубок или насосов производится регулировка муфт _____

Содержание

Введение.....	3
Лабораторная работа 1. Изучение на моделях конструкций и рабочего процесса лопастных насосов.....	4
Лабораторная работа 2. Исследование характеристик центробежного насоса.....	15
Лабораторная работа 3. Исследование конструкции и принципа действия насосной установки.....	27
Лабораторная работа 4. Изучение на моделях конструкций и рабочего процесса гидродинамической муфты.....	35
Лабораторная работа 5. Изучение на моделях конструкций и рабочего процесса гидродинамического трансформатора.....	46
Рекомендуемая литература.....	55
Приложение А. Тестовые задания к курсу «Лопастные гидромашины».....	57
Приложение Б. Тестовые задания к курсу «Гидродинамические передачи».....	62