

**Министерство образования Республики Беларусь
Учреждение образования «Гомельский государственный
технический университет имени П.О.Сухого»**

Кафедра «Нефтегазоразработка и гидропневмоавтоматика»

ЛОПАСТНЫЕ МАШИНЫ И ПЕРЕДАЧИ

**ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ
по одноименному курсу для студентов
специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы
мобильных и технологических машин»
дневной и заочной форм обучения**

Гомель 2021

УДК 621.22(075.8)

ББК 31.56я73

A65

Андреев, Ю.А.

A65

Лопастные машины и передачи: лабораторный практикум по одноименному курсу для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» дневной формы обучения / Ю.А. Андреев. – Гомель: ГГТУ им. П.О.Сухого, 2021.-

Содержит описание экспериментальных установок, изложены методики проведения экспериментов и обработки опытных данных.

Для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» дневной формы обучения.

Общие указания по выполнению и оформлению лабораторных работ

Общие положения

Данный практикум написан для студентов, обучающихся по специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин», в соответствии с программой курса «Лопастные машины и передачи» и образовательным стандартом высшего образования ОСВО 1-36 01 07.

Лабораторные работы выполняются в объеме 17 часов, проводятся параллельно с чтением лекций и имеют целью:

- 1) Закрепление лекционного материала.
- 2) Знакомство с методикой, оборудованием и приборами для определения основных параметров динамических машин.
- 3) Приобретение практических навыков в обращении с приборами и установками, применяемыми для лабораторных исследований параметров и конструкций динамических машин.
- 4) Практическое знакомство с конструкциями динамических машин.

Требования к выполнению лабораторных работ

Лабораторные работы выполняются отдельными группами студентов на рабочих местах, снабженных приборами, образцами испытуемых материалов и методическими указаниями по проведению испытаний. Лабораторные работы должны быть результатом самостоятельной и творческой работы студента или группы студентов. Все режимы работы экспериментальных установок задаются, а требуемые замеры выполняются студентом.

Техническое оформление лабораторных работ должно соответствовать ЕСКД. Отчет по лабораторной работе должен быть написан на одной стороне листов формата А4 и отличаться краткостью и ясностью изложения, без сокращения фраз и ненужных пояснений.

В начале отчета должен быть титульный лист установленного образца. По согласованию с преподавателем допускается оформление отчетов в ученических тетрадях.

Приведенные в начале каждой лабораторной работы теоретические положения необходимо изучить перед выполнением экспериментов. После защиты лабораторных работ отчет хранится на кафедре.

Отчет по лабораторной работе должен содержать:

- 1) цель работы;
- 2) основные теоретические сведения;
- 3) схему и краткое описание конструкции экспериментальной лабораторной установки;
- 4) расчетные формулы по обработке результатов замеров;
- 5) таблицу замеров и результатов расчетов, а также необходимые графики и диаграммы;
- 6) вывод.

Указания по технике безопасности

Инструктаж по технике безопасности, при работе в лаборатории проводится на первом лабораторном занятии.

Лабораторные работы выполняются на стендах, разработанных на кафедре "Нефтегазоразработка и гидропневмоавтоматика". При их выполнении следует соблюдать следующие правила:

1) К практическим занятиям в лаборатории допускаются студенты, получившие инструктаж по технике безопасности у руководителя лабораторными занятиями с соответствующим оформлением его в журнале.

2) Включение и выключение стендов производится преподавателями или лаборантами.

3) Студентам запрещается входить в помещение лаборатории, самостоятельно включать электродвигатели насосов, открывать и закрывать задвижки трубопроводов, включать измерительные приборы и установки.

4) Оборудование учебного зала лаборатории относится к разряду особо опасных в отношении поражения электротоком и поэтому студенты обязаны строго соблюдать правила защиты (заземление установок, диэлектрические коврики, низковольтное переносное освещение 12 В), уметь оказать помощь пострадавшим от электротока.

5) В процессе проведения опыта студент, допущенный к выполнению работы, должен находиться на своем рабочем месте, указанном преподавателем или лаборантом. Студенты, не знающие

устройства опытной установки и порядка выполнения работы, к выполнению лабораторного опыта не допускаются.

б) При проведении опыта запрещается выполнение действий, не предусмотренных в разделах "Порядок выполнения работы" или не разрешенных преподавателем или лаборантом.

Категорически ЗАПРЕЩАЕТСЯ:

- оставлять без надзора стенд при работающем электродвигателе;
- проводить монтаж–демонтаж и устранять неисправности элементов гидросистемы, находящихся под давлением;
- пользоваться неисправными инструментами и приборами;
- переставлять (без согласования с преподавателем) оборудование.
- проводить какие-либо операции на изучаемых установках при отсутствии преподавателя или учебного мастера.

Категорически запрещается включать или выключать установки при отсутствии преподавателя или учебного мастера.

Рекомендуемая литература

Для подготовки к лабораторным занятиям рекомендуется использовать следующие учебники и учебные пособия:

- 1) Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
- 2) Кабанов В.И. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Лопастные машины и гидромеханические передачи: Учебное пособие для вузов. / Под ред. В.В. Гуськова – Мн.: Выш. шк., 1989. – 183 с.
- 3) Кривченко Г.И. Гидравлические машины: Турбины и насосы. Учебник для вузов. - 2-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 320 с.
- 4) Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидропередач. Учебное пособие для машиностроительных вузов. / Под ред. С.С. Руднева и Л.Г. Подвидза. – 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1974. – 416 с.
- 5) Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. / Под общ. ред. Б.Б. Некрасова. - 2-е изд., перераб. и доп. – Мн.: Выш. шк., 1985. – 382 с.
- 6) Стесин С.П. Яковенко Е.А. Гидродинамические передачи. – М.: Машиностроение, 1973. – 416 с

Лабораторная работа №1

Изучение конструкций и отдельных элементов центробежных насосов

Цель работы: Изучение устройства насосов различных типов, их конструкции, основных деталей. Составление эскизов их рабочих колес. Замер основных размеров насосов и колес. Определение по основным размерам рабочего колеса основных параметров насосов.

1.1. Общие сведения

1.1.1. Конструктивные разновидности центробежных насосов

Основной частью лопастного насоса является вращающееся рабочее колесо, снабженное лопастями. Энергия от рабочего колеса передается жидкости путем динамического взаимодействия лопастей колеса с обтекающей их жидкостью.

К лопастным насосам относят центробежные и осевые. Центробежные лопастные насосы могут быть одноступенчатыми и многоступенчатыми. К одноступенчатым (рис. 1.1) относятся насосы с одним рабочим колесом.

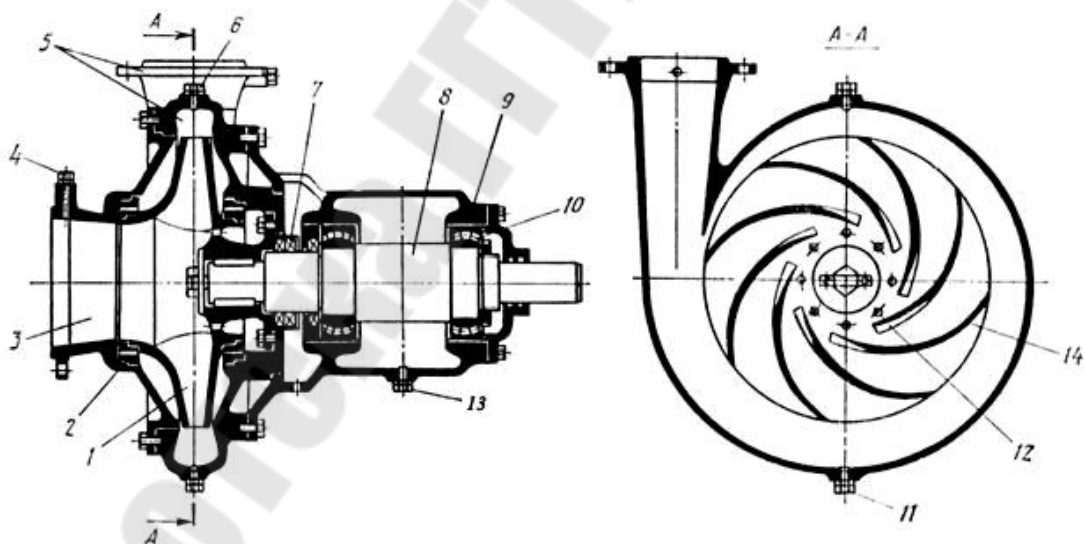


Рис. 1.1 – Центробежный одноступенчатый горизонтальный насос типа *К*

1 – рабочее колесо; **2** – переднее внутреннее бесконтактное уплотнение; **3** – конфузорный подвод; **4** – пробка отверстия для подключения вакуумметра; **5** – спиральный подвод; **6, 11** – пробка отверстия для подключения вакуумного насоса; **7** – наружное сальниковое уплотнение; **8** – вал; **9** – корпус подшипниковых опор; **10** – подшипник; **11** – масляный щуп; **12** – отверстия для разгрузки рабочего колеса от осевых сил; **13** – пробка сливного отверстия; **14** – лопасть.

Согласно классификации, центробежный насос относится к насосам с закрытым рабочим колесом **1**, посаженным на консольную часть вала **8**, благодаря чему его называют консольным и относят к типу **К**. По расположению вала он является горизонтальным с выносными подшипниковыми опорами **10**, расположенными в самостоятельном корпусе **9**, служащим для них масляной ванной. Корпус подшипников жестко соединен при помощи болтов с корпусом насоса **5**, представляющим отвод спирального типа. Спиральный отвод-корпус заканчивается нагнетательным патрубком с фланцем для подсоединения насоса к трубопроводу. На фланце нагнетательного патрубка и по длине спирали корпуса-отвода имеются закрытые пробками **6** и **11** отверстия для присоединения при необходимости манометра и вакуумного насоса. К поверхности торца корпуса присоединена с помощью болтов крышка, выполненная заодно с осевым подводом **3** конфузорного типа. На фланце подвода имеется отверстие **4** для присоединения вакуумметра для измерения давления на входе в рабочее колесо. Для уменьшения протечек перекачиваемой насосом жидкости из отвода через пазуху между крышкой корпуса и передним диском рабочего колеса в подводящий патрубок входа, применены внутренние бесконтактные щелевые уплотнения, действие которых основано на принципе дросселирования. Таких уплотнений в одноступенчатом насосе два. Одно из них **2** расположено у торца переднего диска рабочего колеса, а второе – между корпусом-отводом и кромкой ступицы у заднего диска рабочего колеса. Для предотвращения утечек жидкости из полости насоса между валом рабочего колеса и корпусом-отводом предусмотрено наружное уплотнение **7** сальникового типа.

В таком колесе в процессе работы возникают большие силы, называемые осевыми, которые действуют на вал вдоль оси вращения. Равнодействующая этих сил нагружает подшипники вала, следовательно, требуется усилие подшипниковых узлов. Для уменьшения этой равнодействующей и снижения действия осевых сил на ступице рабочего колеса делают разгрузочные отверстия **12**, за счет которых выравнивается давление в пазухе за задним диском и на входе в рабочую полость насоса.

Консольные одноступенчатые насосы выпускаются с параметрами: подача 5...300 м³/с; напор 30...60 м; частота вращения ротора 1450...2900 об/мин.

Одноступенчатые насосы сообщают жидкости ограниченный

напор. Для повышения его применяют многоступенчатые насосы, в которых жидкость последовательно проходит через несколько рабочих колёс, закреплённых на одном валу (рис. 1.2). При этом пропорционально числу колёс увеличивается напор насоса.

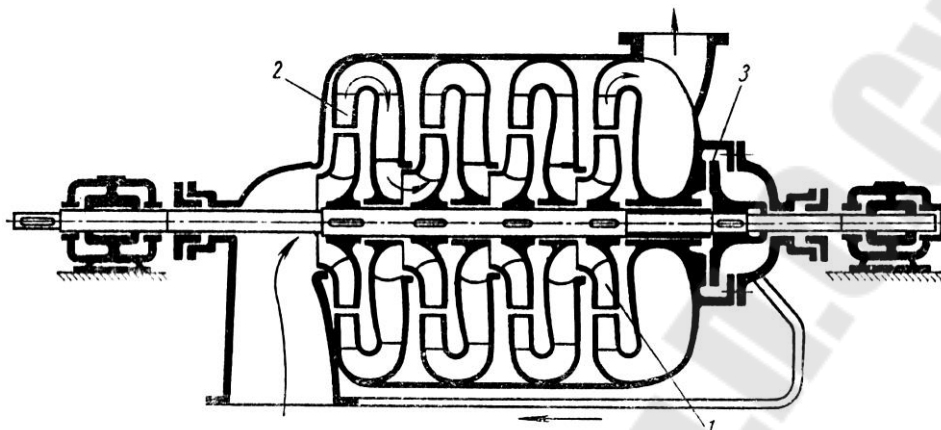


Рис. 1.2 – Схема многоступенчатого секционного насоса:
1 – рабочее колесо; 2 – направляющий аппарат; 3 – гидравлическая пята.

Корпус насоса состоит из отдельных секций. Функции отводяще-подводящего устройства между ступенями ротора насоса выполняют направляющие аппараты канального типа. Секционный корпус этого насоса закрыт жестяным кожухом для предупреждения потерь теплоты перекачиваемой жидкости. Иногда между корпусом и кожухом размещают стекловолокно или другой теплоизоляционный материал, что характерно для энергетических насосов.

1.1.2. Основные параметры центробежных насосов

К основным рабочим параметрам насоса относится его подача, напор, мощность, частота вращения рабочего органа (лопастного колеса), коэффициент полезного действия.

Подачей насоса называют количество жидкости, прошедшей через напорный патрубок в единицу времени. Расход жидкости, протекающей через рабочее колесо можно определить по формуле:

$$Q = v_0 \cdot \frac{\pi(D_0^2 - d_{\text{вт}}^2)}{4} \cdot \eta_0, \text{ м}^3/\text{с (л/с)} \quad (1.1)$$

где v_0 – абсолютная скорость на входе в рабочее колесо;

$D_0, d_{\text{вт}}$ – диаметр входной воронки рабочего колеса и диаметр втулки (рис. 1.3);

η_0 – объемный КПД.

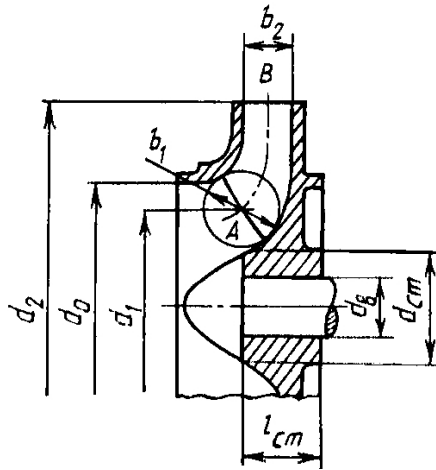


Рис. 1.3 – Меридиональное сечение рабочего колеса

Напор H (м) представляет собой разность энергий единицы веса жидкости в сечении потока после насоса и перед ним. Практически определяется по эмпирической формуле:

$$H = \frac{u_2^2}{2g} \cdot m, \text{ м} \quad (1.2)$$

где $u = \omega \cdot R = \pi \cdot n \cdot D_2$ – окружная скорость;

$m = 0,45 \dots 0,55$ – коэффициент, учитывающий влияние неравномерности относительной скорости между лопастями и потери на преодоление гидравлического сопротивления подвода, рабочего колеса и отвода.

Полезная мощность насоса – это энергия, приобретённая за единицу времени жидкостью, прошедшей через насос, определяется по формуле:

$$N_{\text{п}} = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q, \text{ Вт} \quad (1.3)$$

где ρ – плотность жидкости.

Коэффициент быстроходности n_s – это число оборотов эталонного насоса данного типа, который при работе на воде развивает напор 1 м, обеспечивая подачу 75 л/с. Коэффициент быстроходности n_s выражается через удельную частоту вращения эталонного насоса, соответствующую оптимальному режиму его работы и определяется по формуле:

$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q} / H^{3/4}, \text{ об/мин} \quad (1.4)$$

где n – число оборотов рабочего колеса, об/мин;

Q – подача насоса, м³/с;

H – напор насоса, м.

В зависимости от коэффициента быстроходности центробежные насосы делят на:

- 1) $n_s = 20 - 79$ об/мин – тихоходные;
- 2) $n_s = 80 - 149$ об/мин – нормальные;
- 3) $n_s = 150 - 299$ об/мин – быстроходные.

1.2. Порядок проведения работы

Часть первая.

- 1) Получить у преподавателя центробежный насос того или иного типа.
- 2) Произвести демонтаж заданного устройства.
- 3) Выполнить эскизы основных деталей данного насоса, нанеся основные размеры.
- 4) Собрать центробежный насос.

Часть вторая.

- 1) Получить у преподавателя рабочее колесо центробежного насоса.
- 2) Составить эскиз рабочего колеса.
- 3) Измерить геометрические параметры данного колеса: диаметр входной воронки D_0 , диаметр втулки $d_{вт}$, длину втулки $l_{вт}$, диаметр рабочего колеса на выходе D_2 , ширину рабочего колеса на выходе b_2 , количество лопастей z .
- 4) Определение по основным размерам рабочего колеса основных параметров насосов: подачи Q (задавшись величиной абсолютной скорости на входе в насос и объемным КПД насоса), напора H , полезной мощности $N_{п.}$
- 5) Определить тип насоса по коэффициенту быстроходности n_s .

1.3. Контрольные вопросы

- 1) На эскизах реальных рабочих колес показать их основные размеры, детали, направление характерных скоростей на входе и выходе насоса.
- 2) Охарактеризовать насос по его условному обозначению
- 3) Начертить треугольники скоростей на входе и на выходе для рабочих колес.
- 4) Начертить схемы расположения колес в многоступенчатых насосах различных типов.
- 5) Назвать преимущества и недостатки различных типов центробежных насосов.
- 6) Назначение и область применения различных насосов.

Лабораторная работа №2 Нормальные испытания центробежного насоса

Цель работы: изучить устройство насоса и установки, измерить и рассчитать основные параметры центробежного насоса, построить рабочие характеристики при заданном постоянном числе оборотов колеса.

2.1. Общие сведения

Центробежный консольный насос (рис. 2.1) состоит из рабочего колеса *1*, закрепленного на валу *2* и корпуса (на рисунке условно не показан). Рабочее колесо состоит из ведущего диска *б*, ведомого диска *а* и системы лопастей *в*.

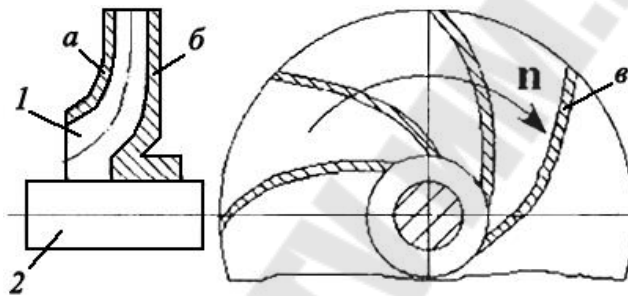


Рис. 2.1 – Рабочее колесо центробежного насоса

В центробежном насосе передача энергии жидкости осуществляется лопатками рабочего колеса, вращающегося в корпусе. Вращаясь с колесом, жидкость подвергается действию центробежных сил, что обуславливает движение ее от центра к периферии (рис. 2.1).

Напор H – это удельная энергия, которую необходимо сообщить весовой единице жидкости, чтобы поднять на высоту $H_{ст}$ (рис. 2.2), преодолев при этом сопротивление всасывающей и нагнетательной магистралей. Напор определяется как разность значений полных удельных энергий жидкости за насосом и перед ним:

$$H = E_n - E_{вс} = \left(Z_n + \frac{P_n}{\gamma} + \frac{v_n^2}{2 \cdot g} \right) + \left(Z_{вс} + \frac{P_{вс}}{\gamma} + \frac{v_{вс}^2}{2 \cdot g} \right), \text{ м} \quad (2.1)$$

где E_n , P_n , Z_n , v_n – соответственно, удельная энергия, давление, уровень и средняя скорость потока у входа в нагнетательную магистраль, т. е. на выходе из насоса (сечение 2 – 2 рис. 2.2);

$E_{вс}$, $P_{вс}$, $Z_{вс}$, $v_{вс}$ – удельная энергия, давление, уровень и средняя скорость потока на входе в насос (сечение 1 – 1 рис. 2.2);

γ – удельный вес жидкости.

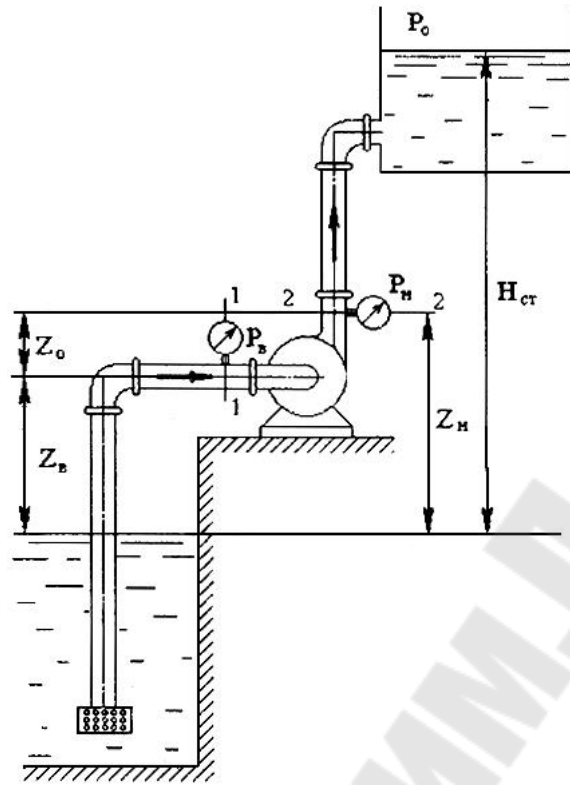


Рис. 2.2 – Схема работы центробежного насоса

Т.к. разность уровней нагнетания и всасывания $Z_{\text{н}} - Z_{\text{вс}} = Z_0$, и при одинаковых диаметрах всасывающего и напорного трубопроводов скорости в них будут равны, то напор насоса равен:

$$H = \frac{P_{\text{н}} - P_{\text{вс}}}{\gamma} + Z_0, \text{ м.} \quad (2.2)$$

Полезная мощность насоса $N_{\text{п}}$ – это энергия, приобретённая за единицу времени жидкостью, прошедшей через насос, определяется по формуле:

$$N_{\text{п}} = \gamma \cdot H \cdot Q, \text{ Вт} \quad (2.3)$$

где Q – производительность (подача) насоса.

Затраченная мощность (мощность потребляемая насосом) – это механическая энергия вращения, передаваемая насосу от электродвигателя.

Полезная мощность меньше затраченной на величину потерь энергии, которые затрачиваются на преодоление трения в подшипниках, уплотнениях, на трение дисков рабочего колеса о жидкость.

Полный КПД насоса η – это отношение полезной мощности к затраченной:

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N} \cdot 100\%. \quad (2.4)$$

При нормальных испытаниях насоса устанавливают зависи-

мость напора, полезной мощности, КПД от подачи насоса при постоянной частоте вращения вала насоса, т.е. строятся основные рабочие характеристики насоса.

2.2. Описание опытной установки

Схема лабораторной установки представлена на рис. 2.3. Состоит из резервуара *1*, заполненного водой, центробежного насоса *2* с электродвигателем, расходомерного устройства *3*. Вентиль *6* предназначен для регулирования потока на входе в насос, вентиль *7* – на выходе из насоса. Вакуумметр *4* и манометр *5* служат для измерения давления на входе и на выходе из насоса. К электродвигателю присоединен ваттметр (на схеме условно не показан) для измерения мощности.

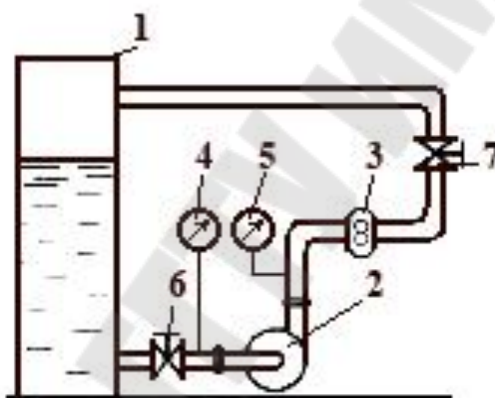


Рис. 2.3 – Схема опытной установки

2.3. Порядок проведения работы

- 1) Максимально открыть вентиль *6* на всасывающем трубопроводе и полностью закрыть вентиль *7* на напорном трубопроводе.
- 2) Включить установку. По манометру *5* и вакуумметру *4* определить давление жидкости на выходе и входе в насос при нулевом расходе. Показания занести в таблицу 1.
- 3) Приоткрыть вентиль *7*, установив некоторый расход жидкости. Записать показания вакуумметра *4* и манометра *5* в таблицу 1. С помощью счетчика *3* и секундомера определить расход воды. Данные измерений записать в таблицу 1.
- 4) Изменяя степень открытия вентиля *7* (открывая проходное сече-

ние напорного трубопровода) произвести 8...10 опытов до полного открытия этого вентиля, чтобы охватить весь диапазон возможного изменения производительности от $Q = 0$ до $Q = Q_{\max}$.

- 5) По окончании работы закрыть вентиль 7 и выключить установку. Данные опытов и расчетов заносятся в таблицу 2.1.

Таблица 2.1

Результаты экспериментов и расчетов

| № | Подача $Q=W/t$, л/с | Давление всасывания, P_B , атм | Давление нагнетания, P_H , атм | Напор, H , м | Полезная мощность N_{Π} , Вт | Затраченная мощность N_3 , Вт | КПД, η , % |
|---|----------------------------|--|--|-------------------|--|---------------------------------------|--------------------|
| 1 | | | | | | | |
| 2 | | | | | | | |
| 3 | | | | | | | |
| 4 | | | | | | | |
| 5 | | | | | | | |
| 6 | | | | | | | |
| 7 | | | | | | | |
| 8 | | | | | | | |

2.4. Обработка результатов измерений

По данным опытов рассчитать значения напора H , полезной мощности N_{Π} и КПД насоса η .

Построить в масштабе характеристики насоса $H = f(Q)$, $N_{\Pi} = f(Q)$, $\eta = f(Q)$.

2.5. Контрольные вопросы

- 1) Назвать основные параметры центробежных насосов.
- 2) Из каких деталей состоит рабочее колесо центробежного насоса?
- 3) Принцип действия центробежного насоса.
- 4) Рабочие характеристики центробежного насоса.
- 5) Теоретические характеристики центробежного насоса.
- 6) Виды потерь в лопастных насосах, причины их вызывающие.

Лабораторная работа №3

Изучения конструкции и работы вихревого самовсасывающего насоса

Цель работы: Изучить устройство и принцип действия самовсасывающего вихревого насоса, измерить его основные параметры и построить основные рабочие характеристики вихревого насоса.

3.1. Общие сведения

Насос СВН-80 (рис. 3.1) – вихревой одноступенчатый, самовсасывающий с горизонтальным валом – предназначен для подачи бензина и керосина от 20 до 30 м³/час при напоре от 51 до 29 м столба жидкости вязкостью до 36 сСт.

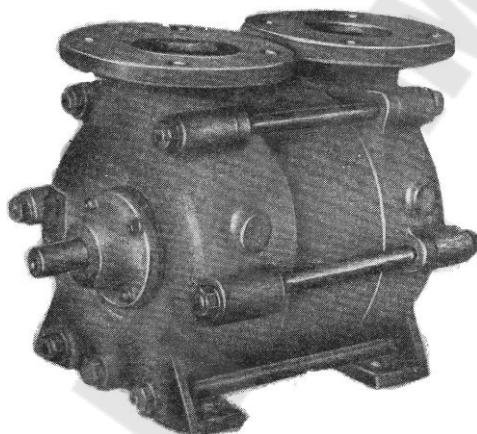


Рис. 3.1 – Внешний вид насоса СВН-80

Насос СВН-80 при залитом корпусе может работать как самовсасывающий при вакуумметрической высоте всасывания до 5 м.

Насос СВН-80 состоит из четырех основных частей (рис. 3.2): корпуса, колеса всасывания **8**, колеса нагнетания **19** и вала **14**. Всасывающий и напорный патрубки расположены в верхней части насоса и направлены вертикально вверх. Корпус насоса имеет три алюминиевые секции: секцию всасывания **18**, секцию нагнетания **24** и среднюю секцию **23**, стянутые шестью шпильками **12**. На внутренней стороне напорной секции **24** винтами закреплена бронзовая вакуумметрическая камера **9**, крышка **11** которой также винтами закреплена на смежной стороне средней секции **23**.

В вакуумной камере находится бронзовое колесо всасывания **8**, закрепленное на валу **14** шпонкой **22**. Между секцией всасывания и смежной стороной средней секции находится алюминиевое колесо

нагнетания **19**, закрепленное на валу шпонкой **21**.

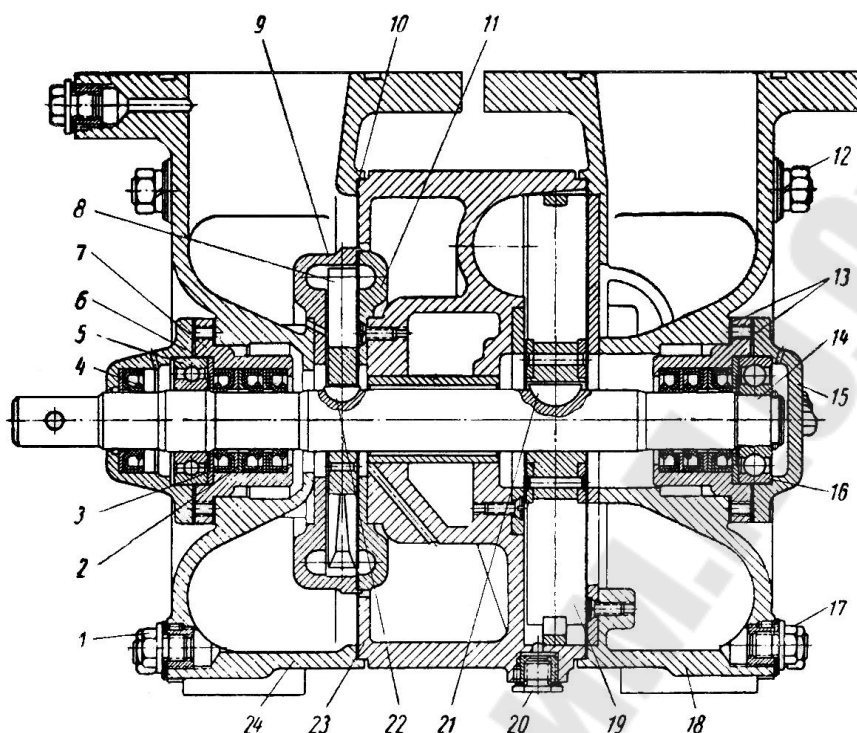


Рис. 3.2 – Конструкция насоса СВН-80

Вал **14** насоса – стальной, опирается на два шарикоподшипника **16** и **5**, размещенных в двух чугунных корпусах **7**. Шарикоподшипники закрываются со стороны напорной секции задней глухой крышкой **15** и со стороны секции всасывания – передней проходной крышкой **6**. Осевая сила воспринимается шарикоподшипником **16**.

Узел уплотнения вала состоит из семи резиновых манжет **3**. Положение манжет фиксируется пружинными кольцами **4** и втулками **2**. Уплотнение вала имеет гидравлический затвор, так как сообщается с напорной полостью через каналы, образуемые отверстием в ступице средней секции, двумя продольными проточками втулки этой же секции и сквозными отверстиями в колесах всасывания и нагнетания.

Герметичность насоса в местах разъема обеспечивается бумажными прокладками **10** и **13**, покрытыми бензостойким лаком.

При продолжительных остановках жидкость из насоса сливается через спускные пробки **1**, **17**, **20**.

3.2. Описание опытной установки

Схема лабораторной установки представлена на рис. 3.3. Состоит из резервуара **1**, заполненного водой, вихревого самовсасывающего

насоса **2** с электродвигателем, расходомерного устройства **4**. Вентиль **3** предназначен для регулирования потока на выходе из насоса, кран **7** – для перекрытия сообщения всасывающего патрубка насоса с атмосферой. Вакуумметр **6** и манометр **5** служат для измерения давления на входе и на выходе из насоса. **9** и **10** всасывающий и напорный трубопроводы. Трубопровод **8** служит для подачи воздуха на вход насоса.

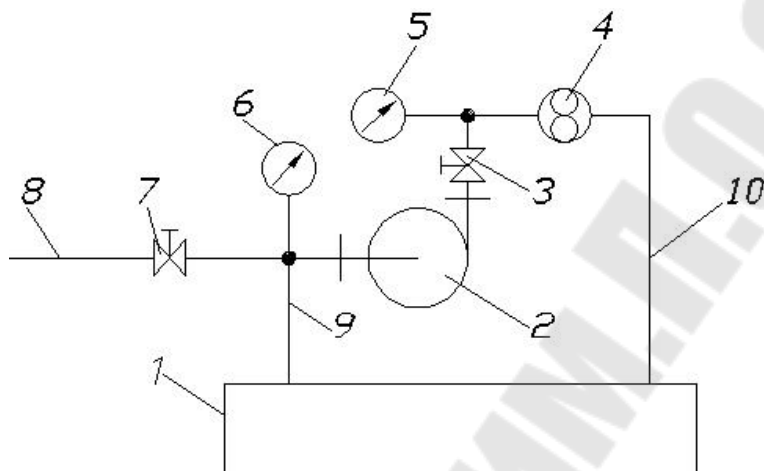


Рис. 3.3 – Схема опытной установки

3.3. Порядок проведения работы

- 1) Открыв вентиль **3** на напорном трубопроводе, установить некоторые рабочие параметры насоса.
- 2) Включить установку.
- 3) Открыть кран **7**, соединя вход насоса с атмосферой.
- 4) Перекрыть кран **7** и описать работу насоса на режиме самовсасывания.
- 5) Закрыть вентиль **3** на напорном трубопроводе.
- 6) По манометру **5** и вакуумметру **6** определить давление жидкости при нулевом расходе. Показания занести в таблицу 3.1.
- 7) Приоткрыть вентиль **3**, установив некоторый расход жидкости. Записать показания манометра **5** и вакуумметра **6**. С помощью счетчика **4** и секундомера определить расход воды. Данные измерений записать в таблицу 1.
- 8) Изменяя степень открытия вентиля **3** (увеличивая подачу жидкости насосом) произвести 8 опытов, чтобы охватить весь диапазон возможного изменения производительности насоса от $Q = 0$ до $Q = Q_{\max}$.
- 9) По окончании закрыть вентиль **3** и отключить установку.

Результаты экспериментов и расчетов

| № оп. | Подача $Q=W/t$, л/с | Давление всасывания, P_B , атм | Давление нагнетания, P_H , атм | Напор, H , м | Мощность | | КПД насоса, η , % |
|-------|----------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|
| | | | | | полезная N_{II} , Вт | затраченная N_3 , Вт | |
| 1 | | | | | | | |
| 2 | | | | | | | |
| ... | | | | | | | |
| 8 | | | | | | | |

3.4. Обработка результатов измерений

По данным экспериментов рассчитать значения напора H по формуле:

$$H = \frac{P_H - P_B}{\rho \cdot g} + Z, \text{ м}$$

где Z – расстояние между точками подключения вакуумметра и манометра.

Определить полезную мощность насоса по формуле:

$$N_{II} = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q, \text{ Вт}$$

где ρ – плотность жидкости.

Определить коэффициент полезного действия насоса по формуле:

$$\eta = N_{II} \cdot 100 / N_3, \%$$

Построить в масштабе рабочие характеристики самовсасывающего вихревого насоса $H = f(Q)$, $N = f(Q)$ и $\eta = f(Q)$.

3.5. Контрольные вопросы

- 1) Назовите типы вихревых насосов.
- 2) Привести конструктивные схемы вихревых насосов.
- 3) Что означает термин «самовсасывание»?
- 4) Привести теоретические характеристики вихревого насоса.
- 5) Пояснить, почему при определенной подаче напор становится равным нулю?

Лабораторная работа №4

Кавитационные испытания центробежного насоса

Цель работы: Определить допустимый кавитационный запас и построить кавитационную характеристику центробежного насоса.

4.1. Общие сведения

Кавитацией называют нарушение сплошности потока жидкости, обусловленное появлением в ней пузырьков или полостей (каверн), заполненных паром или газом. Кавитация возникает при понижении давления в жидкости, что вызывает её вскипание и выделение из неё растворённого газа. В потоке жидкости такое падение давления происходит обычно в области повышенных скоростей. В большинстве случаев выделение газа из раствора не играет существенной роли. В этом случае кавитацию называют **паровой**. Паровую кавитацию сопровождают следующие основные явления:

1) Пузырьки пара увлекаются потоком в область повышенного давления, здесь пар конденсируется и пузырьки схлопываются.

2) Эрозия материала стенок канала. При конденсации пузырьков пара давление внутри пузырька остается постоянным и равным давлению насыщенного пара, давление же жидкости повышается по мере продвижения пузырька. Частицы жидкости, окружающие пузырек, находятся под действием возрастающей разности давлений жидкости и внутри пузырька и движутся к его центру ускоренно. При схлопывании пузырька воздуха происходит столкновение частиц жидкости, сопровождающееся мгновенным местным повышением давления до тысяч атмосфер. Это приводит к механическому разрушению материала стенок каналов, которое называется эрозией и является наиболее опасным следствием кавитации.

3) Звуковые явления (шум, треск, удары) и вибрация установки, являющиеся следствием колебаний жидкости, которые вызваны схлопыванием каверн, заполненных паром.

4) Уменьшение подачи, напора, мощности и КПД насоса вплоть до нуля.

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

Рассмотрим насосную установку (рис. 4.1). К насосу **9** приводимому от электродвигателя **7**, жидкость поступает из приемного резервуара **11** по подводящему трубопроводу **10**. Насос нагнетает жидкость в напорный резервуар **3** по напорному трубопроводу **4**. В напорном трубопроводе **4** имеется регулирующая задвижка **6**, при помощи которой меняется подача насоса. В начале подводящего трубопровода **10** предусматривают приемную сетку, предохраняющую насос от попадания твердых тел. Работа насоса контролируется по вакуумметру **2** и манометру **5**, которые дают возможность определить напор насоса.

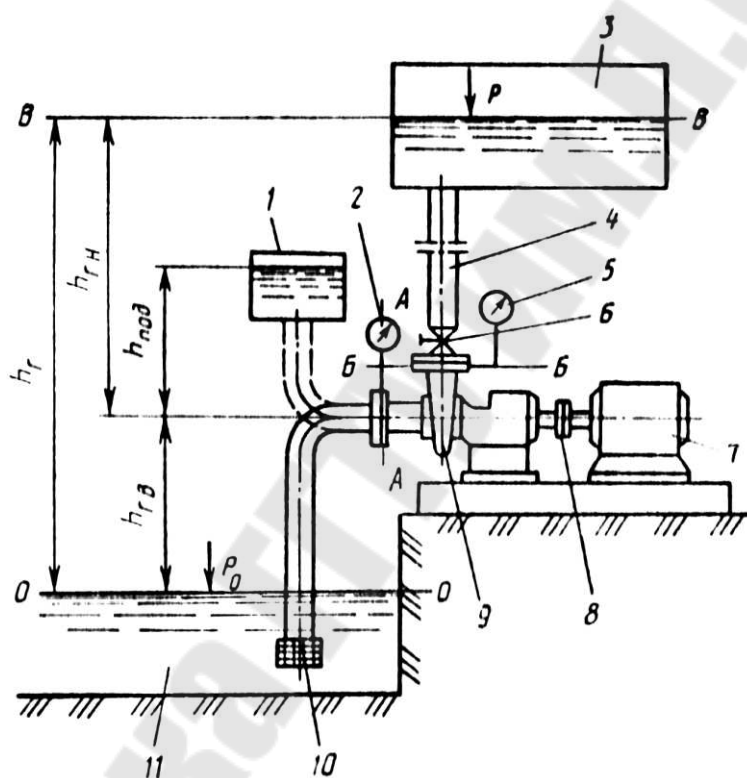


Рис. 4.1 – Схема насосной установки

Назовем уровни свободной поверхности в напорном и приемном резервуарах напорным и приемным уровнями; разность этих уровней – **геометрическим напором** $h_{г}$ насосной установки.

Напишем уравнение Бернулли для свободной поверхности жидкости в приемном резервуаре и у входного патрубка насоса (рис. 4.1):

$$\frac{p_0}{\rho \cdot g} = h_{г.в} + \frac{p_в}{\rho \cdot g} + \frac{v_в^2}{2 \cdot g} + \Delta h_{п}, \quad (4.1)$$

где $p_в$ и $v_в$ – давление и скорость жидкости во всасывающем патрубке насоса;

$h_{г.в}$ – геометрическая высота всасывания;

$\Delta h_{\text{п}}$ – потери в подводящем трубопроводе.

Выделим напор во всасывающем патрубке насоса:

$$\frac{p_{\text{в}}}{\rho \cdot g} = \frac{p_0}{\rho \cdot g} - h_{\text{т.в.}} - \frac{v_{\text{в}}^2}{2 \cdot g} - \Delta h_{\text{п}}, \quad (4.2)$$

Давление на входе в насос и на входе в рабочее колесо тем меньше, чем меньше давление в приемном резервуаре и чем больше геометрическая высота всасывания и потери в подводящем трубопроводе насосной установки. При определенном сочетании этих параметров давление на входе в рабочее колесо может быть равным давлению насыщенных паров перекачиваемой жидкости и в насосе возникнет кавитация. Т.о. кавитация ограничивает высоту всасывания насоса.

Назовем **кавитационным запасом** превышение полного напора жидкости во входном патрубке над давлением ее насыщенного пара $p_{\text{н.п.}}$:

$$\Delta h = \frac{p_0 - p_{\text{н.п.}}}{\rho \cdot g} + \frac{v_{\text{в}}^2}{2 \cdot g}. \quad (4.3)$$

Для изучения кавитационных качеств насоса производят его кавитационные испытания, в результате которых для каждого режима работы насоса получают кавитационную характеристику (рис. 4.2).

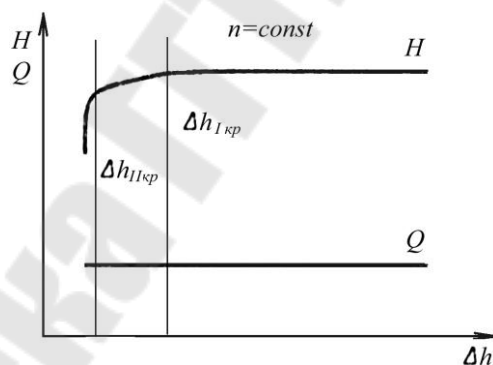


Рис. 4.2 – Кавитационная характеристика насоса

Кавитационная характеристика представляет собой зависимость напора и мощности от кавитационного запаса при постоянных величинах частоты вращения и подачи. Возникновение кавитации приводит к уменьшению напора и мощности насоса.

Режим, при котором начинается падение напора и мощности, называют **первым критическим режимом**. Ему соответствует первый критический кавитационный запас $\Delta h_{I \text{ кр}}$. В начальной стадии процесса зона кавитационных явлений невелика (местная кавитация). По мере уменьшения кавитационного запаса кавитационная область

медленно увеличивается, что сопровождается медленным изменением напора и мощности. Достижение второго кавитационного запаса $\Delta h_{\text{II кр}}$ ведет к резкому увеличению области распространения кавитации и резкому уменьшению напора и мощности, а затем полному срыву работы насоса.

Первый критический кавитационный запас принимают за наименьшую величину, при которой еще возможна эксплуатация насоса. Допустимый кавитационный запас превышает критический:

$$\Delta h_{\text{доп}} = (1,1 \dots 1,3) \Delta h_{\text{кр}} .$$

Допустимая высота всасывания насоса в этом случае может находиться по формуле

$$h_{\text{г.в.}}^{\text{доп}} = \frac{P_0 - P_{\text{н.п.}}}{\rho \cdot g} - \frac{v_{\text{в}}^2}{2 \cdot g} - \Delta h_{\text{II}} - \Delta h , \quad (4.4)$$

где Δh – кавитационный запас – это минимальная удельная энергия, обеспечивающая безкавитационную работу установки, критическое значение которого находится по формуле С.С. Руднёва:

$$\Delta h_{\text{кр}} = 10 \cdot \left(\frac{n \sqrt{Q}}{c} \right)^{4/3} , \quad (4.5)$$

где n – частота вращения, об/мин;

Q – подача насоса, м³/с;

c – кавитационный коэффициент быстроходности, зависящий от конструктивных особенностей насосов:

– для обычных насосов $c = 800 \dots 1000$;

– для насосов с повышенными кавитационными свойствами $c = 1300 \dots 3000$.

4.2. Описание опытной установки

Работа выполняется на стенде, схема которого приведена в описании лабораторной работы №2.

Для изменения давления на входе в центробежный насос на всасывающем трубопроводе установлен вентиль.

4.3. Порядок проведения работы

1) Максимально открыть вентиль на всасывающем трубопроводе и

- полностью закрыть вентиль на напорном трубопроводе.
- 2) Включить установку. Приоткрывая вентиль на напорном трубопроводе установить заданную величину подачи.
 - 3) Записать показания вакуумметра и манометра. С помощью счетчика Z и секундомера определить расход воды.
 - 4) Прикрывая вентиль на всасывающем трубопроводе и поддерживая заданную величину подачи (при помощи вентиля на напорной линии), произведем несколько измерений давления всасывания и нагнетания.
 - 5) Измерения производят до срыва подачи. Результаты всех вычислений и измерений заносятся в таблицу 4.1.

4.4. Обработка результатов измерений

Кавитационные испытания проводятся при постоянном расходе.

- 1) По данным экспериментов рассчитать значения напора H по формуле:

$$H = \frac{P_H - P_B}{\rho \cdot g} + Z + h_M, \text{ м}$$

где Z – расстояние между точками подключения вакуумметра и манометра,

h_M – расстояние между точкой подключения манометра и точкой замера давления.

- 2) Определить кавитационный запас по формуле:

$$\Delta h = \frac{p_0 - p_{н.п.}}{\rho \cdot g} + \frac{v_B^2}{2 \cdot g}, \text{ м}$$

где p_0 – абсолютное давление жидкости во входном патрубке.

Принимаем при температуре 20 °С давление насыщенных паров воды $p_{н.п.} = 3360$ Па и плотность $\rho = 998$ кг/м³.

- 3) Скорость во всасывающем трубопроводе определяем по формуле:

$$Q = v_B \cdot \pi \cdot d_B^2 / 4,$$

где d_B – внутренний диаметр всасывающего трубопровода.

- 4) Построить в масштабе кавитационную характеристику насоса: $H = f(\Delta h)$, $N = f(\Delta h)$ и $Q = f(\Delta h)$.

- 5) Определить первый и второй критические кавитационные запасы по построенному графику.

- 6) Определить допустимый кавитационный запас.
- 7) Определить коэффициент быстроходности испытываемого центробежного насоса.

Таблица 4.1

Результаты экспериментов и расчетов

| № | Подача $Q=W/t$, л/с | Скорость всасывания v_B , м/с | Давление всасывания, P_B , атм | Давление нагнетания, P_H , атм | Напор, H , м | Мощность N , Вт | Кавит. запас, Δh , м |
|-----|----------------------------|---------------------------------------|--|--|-------------------|----------------------|------------------------------------|
| 1 | | | | | | | |
| 2 | | | | | | | |
| 3 | | | | | | | |
| 4 | | | | | | | |
| ... | | | | | | | |
| 10 | | | | | | | |

4.5. Контрольные вопросы

- 1) Пояснить понятие «кавитация».
- 2) Какие явления возникают при кавитации в лопастных насосах?
- 3) Цель проведения кавитационных испытаний?
- 4) Что такое первый и второй критический запасы?
- 5) Что такое допустимая геометрическая высота и кавитационный запас?

Лабораторная работа №5

Изучение условий запуска центробежных насосов и типов регулирования подачи

Цель работы: Определить способ запуска центробежного насоса; изучить один из способов регулирования подачи центробежного насоса – дросселирование. Построить графики изменения напора и расхода в зависимости от величины открытия задвижки.

5.1. Общие сведения

5.1.1. Запуск лопастных насосов

При включении установки центробежные насосы иногда не могут начать перекачивать жидкость из-за образования «воздушных мешков» на входе в насос. Поэтому, необходимо заполнить жидкостью его всасывающую линию, камеру и рабочее колесо. Все используемые способы запуска лопастных насосов сводятся к осуществлению этого основного требования. Часто применяются следующие способы запуска:

1) *Установка насоса с подпором*, т. е. ниже уровня в приемном резервуаре: в этом случае геометрическая высота всасывания $h_{г.в} < 0$ (рисунок 5.1).

Подпор возникает, когда питающий резервуар (высота всасывания) находится выше осевой линии насоса. Таким образом, *геометрический подпор* является вертикальным расстоянием от осевой линии насоса до свободного уровня жидкости, предназначенной для перекачки.

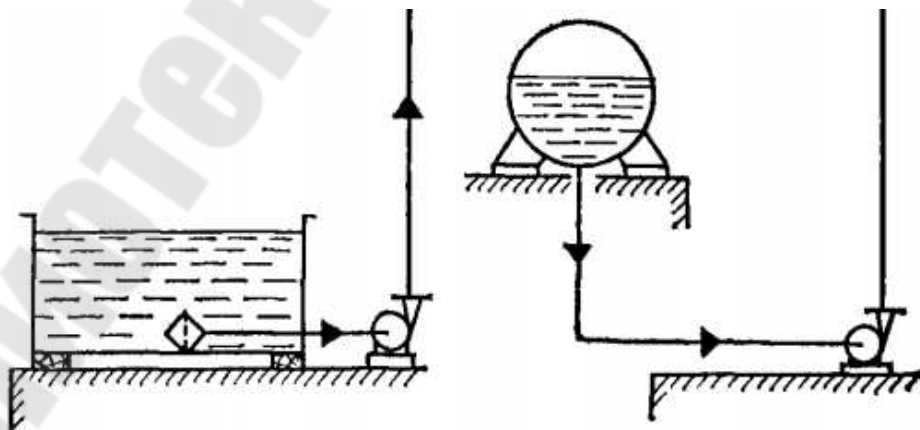


Рисунок 5.1 – Установка насоса с подпором

При такой установке насоса насос самопроизвольно заполняется жидкостью по всасывающему трубопроводу. Это упрощает пуск и экс-

плуатацию насоса, однако усложняет его монтаж и наладку.

2) Заливка всасывающей линии и корпуса насоса водой перед запуском.

При расположении насоса выше уровня перекачиваемой жидкости необходимо применять специальные устройства для его заливки.

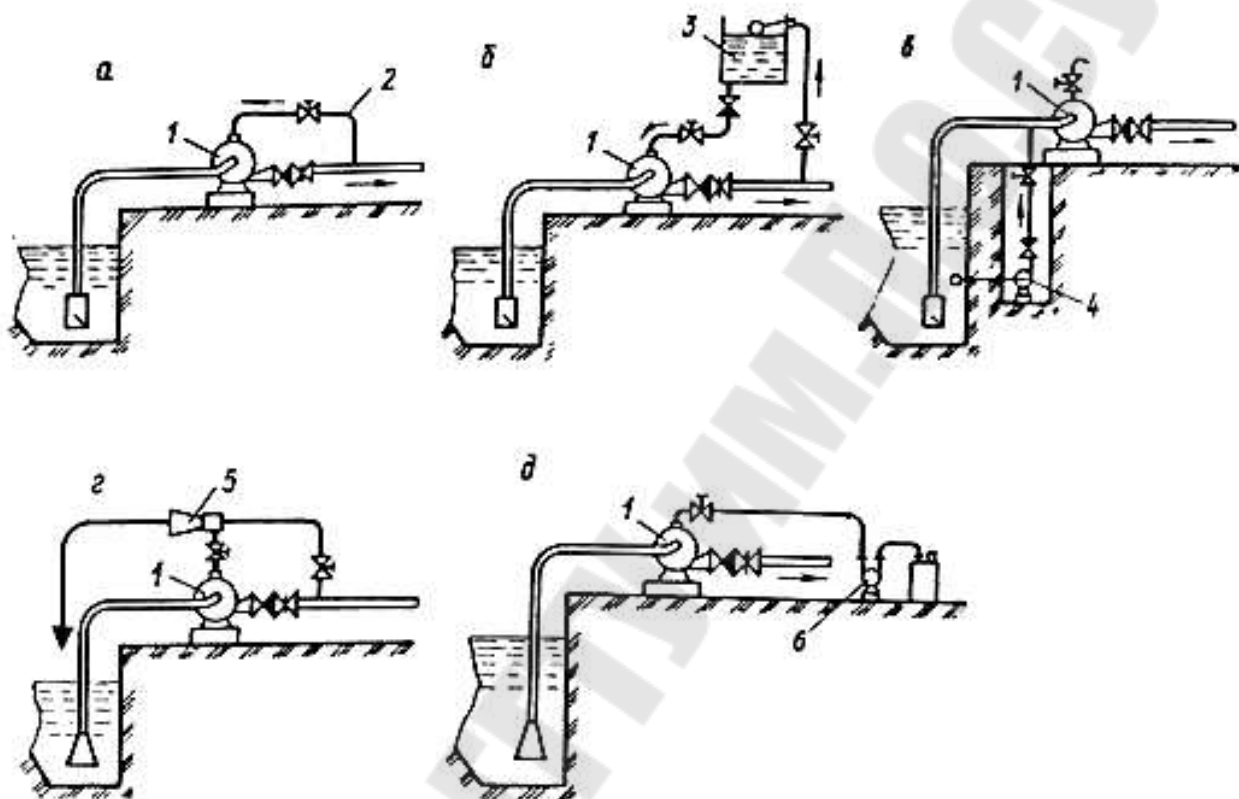


Рисунок 5.2 – Схемы заливки насосов: а) из напорного трубопровода; б) из резервного напорного бака; в) специальным насосом; г) эжектором; д) вакуум-насосом; 1 – основной насос; 2 – трубопровод для заливки; 3 – резервный бак; 4 – специальный насос; 5 – эжектор; 6 – вакуум-насос

Заливка насоса из напорного трубопровода (рисунок 5.2, а). Для того, чтобы в период заливки насоса вода во всасывающей трубе не попадала в приемный резервуар, на ее конце устанавливают приемный клапан с сеткой. Заливка насоса из напорного трубопровода применяется на малых и средних насосных станциях, если всасывающий трубопровод снабжен приемным клапаном, а в напорном баке предусмотрен резерв воды для заливки.

Схема заливки насоса из резервного напорного бака (рисунок 5.2, б). Применяется этот способ заливки, когда при остановке насоса в напорном трубопроводе нет избыточного давления. В этом случае также требуется установка приемного клапана с сеткой на конце вса-

сывающей линии.

Заливка специальным насосом (рисунок 5.2, в) используется при отсутствии в напорном трубопроводе не только избыточного давления, но и источника заливаемой среды. Наличие на всасывающей линии приемного клапана и в этой схеме обязательно.

Схема заливки с помощью струйного насоса (рисунок 5.2, з), когда всасывающая линия струйного насоса подключается в верхней точке к корпусу заливаемого насоса, Рабочая жидкость к струйному насосу, как правило, подводится от напорного трубопровода. Установка приемного клапана на конце всасывающей линии не требуется. Этот способ заливки применяется на средних насосных станциях при небольшой геодезической высоте всасывания.

Схема отсасывания воздуха с помощью вакуум-насоса (рисунок 5.2, д). Создаваемый вакуум достаточно высок и в зависимости от марки насоса достигает 7...9 м водяного столба. Сам процесс обычно длится 2...3 минуты. Такой способ заливки насоса имеет большие преимущества, так как весь процесс можно полностью автоматизировать. Приемный клапан на всасывающей линии также не требуется. Используется на крупных насосных станциях с несколькими насосными установками путем создания вакуума с помощью мокрых водокольцевых и сухих вакуум-насосов.

3.1.2. Регулирование подачи лопастного насоса

Насос или группа насосов подбираются обычно по максимальной требуемой подаче. Однако в условиях эксплуатации часто оказывается необходимым иметь возможность подавать в напорную линию и меньший расход, т.е. регулировать подачу насоса в широких пределах. Фактическая подача определяется точкой пересечения напорной характеристики насоса с характеристикой сети. Следовательно, изменить подачу можно следующими способами:

- ✓ за счет изменения характеристики сети: дросселированием или перепуском;
- ✓ за счет изменения характеристики насоса: изменением частоты вращения, угла поворота лопастей и т.д.

В практике используется несколько способов регулирования подачи.

1) *Регулирование задвижкой или дросселированием* – один из наиболее широко используемых способов регулирования подачи ло-

пастных насосов.

Дросселирование — самый простой и самый неэффективный способ регулирования подачи центробежного насоса. Чтобы дросселировать поток, увеличивают гидравлическое сопротивление на общем для всей системы напорном участке трубопровода, например, сразу за насосом. Для дросселирования потока можно применить автоматическую или ручную регулируемую арматуру, либо установить дроссельную шайбу.

Во время дросселирования подачи насоса, рабочая точка перемещается по напорно-расходной характеристике вверх, при этом увеличивается напор, а подача и КПД уменьшаются (рисунок 5.3). Следовательно, изменяя открытие задвижки, можно плавно регулировать расход в диапазоне от Q_{\max} до нуля. Иногда с помощью установки дросселя можно снизить потребление электроэнергии. Регулирование с помощью дросселя лучше всего подходит для насосов с относительно высоким давлением и малым расходом.

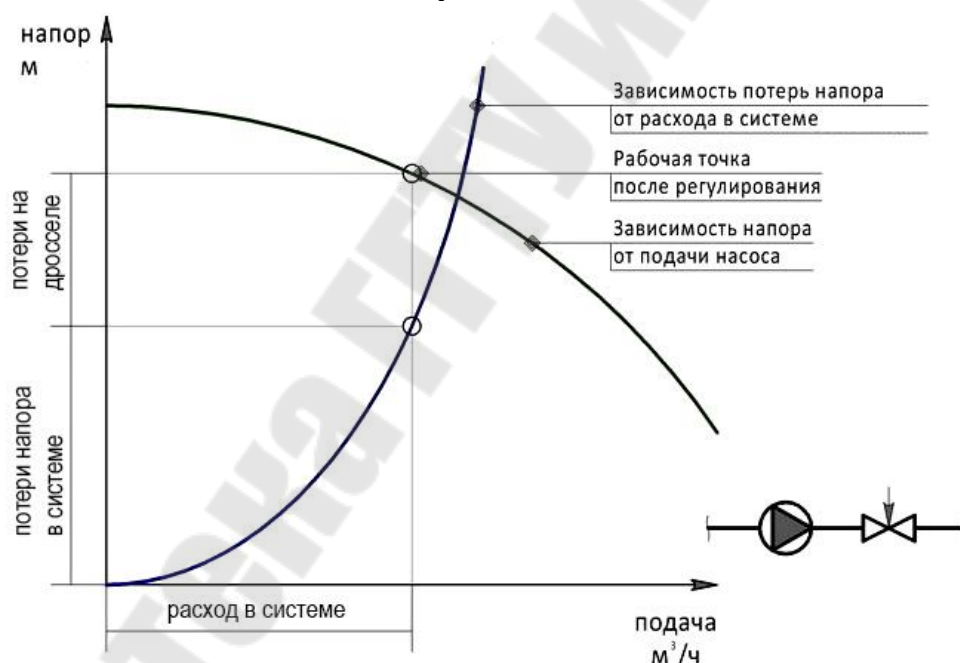


Рисунок 5.3 – Регулирование подачи задвижкой (дросселированием)

Уменьшая открытие задвижки, установленной на напорной линии, создают дополнительное сопротивление и за счет этого изменяют характеристику сети, которая будет определяться формулой:

$$H_{\text{потр}} = H_{\text{ст}} + K_{\text{тр}} \cdot Q^2 + K_{\text{зав}} \cdot Q^2, \quad (5.1)$$

где $H_{\text{потр}}$ – потребный напор;

$H_{\text{ст}}$ – статический напор;

$K_{\text{тр}}$ – коэффициент, учитывающий потери в трубопроводах;

$K_{\text{завдв}}$ – дополнительные потери, создаваемые задвижкой;

Q – подача насоса.

Данный способ наиболее прост и имеет следующий недостаток: повышенные затраты энергии.

2) *Регулирование изменением частоты вращения насоса.*

Наиболее экономичный метод регулирования работы насосной установки, поскольку позволяет на 5–15 % сэкономить электроэнергию и еще на 3–4 % уменьшить утечки и непроизводительные расходы. Однако, наиболее дорогой метод управления подачей насоса, так как стоимость регулятора частоты соизмерима со стоимостью насоса.

Применяются регулируемые электроприводы нескольких видов:

- с многоскоростными электродвигателями;
- с индукторными муфтами скольжения;
- по схеме асинхронно-вентильного каскада;

Для наиболее применяемых для насосов асинхронных двигателей в последние годы широко внедряются частотно-регулируемые приводы.

Отличительной особенностью частотного регулирования является возможность изменения числа оборотов в большую сторону. Предел таких изменений определяется прочностными свойствами материала насоса и трубопроводов и герметичностью уплотнительных устройств (сальников). Обычно увеличение частоты оборотов по сравнению с номинальной ограничивается значением 20–30 %.

Физика данного метода проста: снизив в двое частоту вращения рабочего колеса насоса, в два раза уменьшается его подача, в четыре раза уменьшается напор и в восемь раз уменьшается потребление электроэнергии. В результате плавное изменение частоты вращения позволяет плавно изменять расход $Q = f(n)$ в широком диапазоне.

Если при некоторой расчетной частоте вращения n_0 характеристика насоса H_{n_0} , подача Q_{max} , то уменьшение частоты вращения до $0,9 \cdot n_0$, $0,8 \cdot n_0$ и т. д. приведет к снижению характеристик согласно формул:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \cdot \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2; \quad \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \cdot \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3, \quad (5.2)$$

и уменьшению подачи (рис. 5.4). Изменение частоты n вызывает смещение характеристик насосов и перемещение рабочих режимов вдоль характеристики сети $H_{\text{потр}}$ (рисунок 5.4).

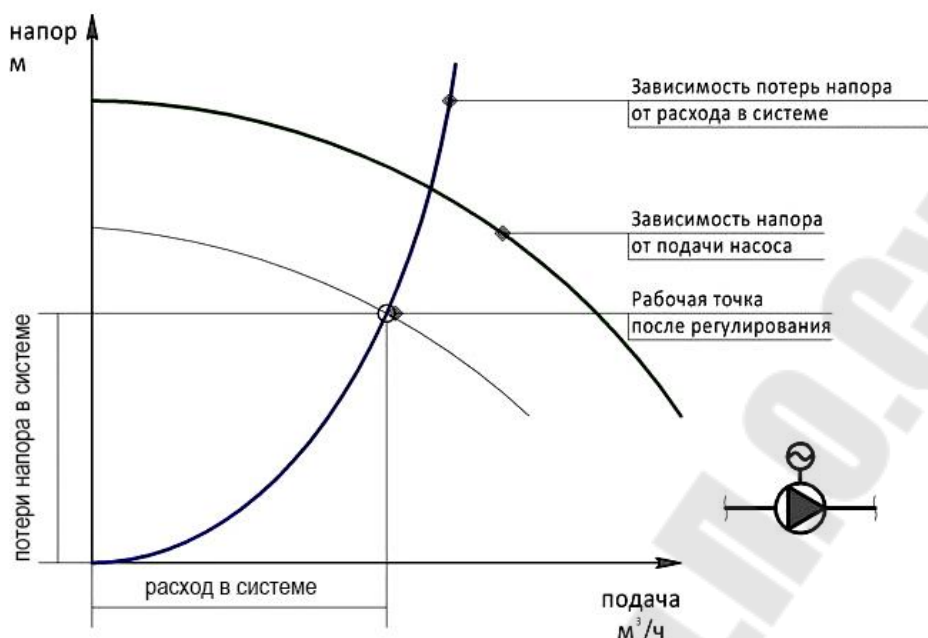


Рис. 5.4 – Регулирование подачи изменением частоты вращения насоса

Регулирование подачи центробежного насоса изменением частоты вращения двигателя целесообразно в системах с частыми и сильными колебаниями расхода воды, а также в случае высокой стоимости электроэнергии. В таких системах затраты на регулятор частоты вращения могут окупиться за несколько месяцев.

3) Регулирование перепуском.

Для регулирования производительности насоса на перемычке между его входным и выходным патрубком устанавливают регулятор поддерживающий постоянный перепад давлений на насосе (постоянный напор насоса). При уменьшении подачи насоса возрастает создаваемый им напор — регулятор реагирует на отклонение перепада от заданной отметки и открывается, перепуская воду из напорного патрубка во всасывающий. Таким образом, подача насоса остаётся неизменной, а расход воды в сети может колебаться в широких пределах.

Преимуществом данного метода регулирования является то, что насос всегда работает с постоянной подачей и напором в зоне оптимального КПД, а недостатком, является то, что со снижением нагрузки в сети потребление электроэнергии остаётся прежним.

Регулирование подачи насоса перепуском применяют в системах отопления с автоматическими регулирующими клапанами, изменяющими расход в зависимости от потребности здания в тепле, а также для включения насосов, которые не допускают сильных колебаний подачи, в системы с динамическим гидравлическим режимом.

5.2. Описание опытной установки

Работа выполняется на стенде, схема которого приведена в описании лабораторной работы №2.

5.3. Порядок проведения работы

- 1) Максимально открыть вентиль 7 на напорном трубопроводе.
- 2) Измерить давления на входе и на выходе из насоса, объем воды за время 10 секунд.
- 3) Изменяя степень открытия вентиля 7 (перекрывая проходное сечение напорного трубопровода) произвести 8...10 опытов до полного закрытия этого вентиля.

Данные опытов и расчетов заносятся в таблицу 5.1.

Таблица 5.1

Результаты экспериментов и расчетов

| № оп. | Степень открытия, s , % | Объем воды W , л | Время t , с | Расход воды $Q=W/t$, л/с |
|-------|---------------------------|--------------------|---------------|---------------------------|
| 1 | 100 | | | |
| 2 | | | | |
| 3 | | | | |
| ... | | | | |
| 10 | 0 | | | |

5.4. Обработка результатов измерений

Построить в масштабе зависимость подачи насоса от степени закрытия вентиля $Q = f(s)$.

5.5. Контрольные вопросы

- 1) Способы снижения потерь во всасывающем трубопроводе.
- 2) Условие запуска центробежных насосов при включении приводного электродвигателя.
- 3) Какие существуют способы запуска насосов?
- 4) Какие типы приемных клапанов устанавливаются в начале всасывающего трубопровода?
- 5) Для чего необходимо регулировать подачу насоса?
- 6) Способы регулирования подачи центробежных насосов?

Лабораторная работа №6

Изучение конструкций гидравлических турбин

Цель работы: Ознакомиться с принципом работы гидравлических турбин.

6.1. Теоретические сведения

Гидравлической турбиной называется двигатель, преобразующий энергию движущейся воды в механическую энергию вращения его рабочего колеса. Из основного закона механики жидкости — закона Бернулли — следует, что удельная энергия H_1 на входе в рабочее колесо гидротурбины (рис. 6.1) составляет:

$$H_1 = z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g},$$

а на выходе из рабочего колеса напор равен:

$$H_2 = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g},$$

где p — давление, Па;

ρ — плотность жидкости, кг/м³;

g — ускорение свободного падения, м/с²;

z — отметка уровня центра потока относительно принятой плоскости сравнения (высота), м;

v — скорость, м/с.

Эти выражения представляются либо в линейных единицах высоты, либо в удельных энергетических, Дж/Н.

Отданная водой рабочему колесу энергия будет равна разности энергий в потоке рабочего колеса до и после него:

$$H = H_1 - H_2 = z_1 - z_2 + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}.$$

Таким образом, вся энергия потока состоит из энергии положения $z_1 - z_2$, энергии давления $\frac{p_1 - p_2}{\rho g}$ (образующих вместе потен-

циальную энергию) и кинетической энергии $\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}$.

В зависимости от того, какие из трех членов уравнений Бернулли главным образом реализуются в конструкции машины для создания напора, гидротурбины разделяются на несколько видов.

Гидротурбины, использующие хотя бы частично потенциальную энергию, называются реактивными. В таких гидротурбинах:

$$z_1 - z_2 + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} > 0$$

и, следовательно, процесс преобразования энергии на рабочем колесе происходит с избытком давления. Кроме того, в рабочем колесе турбины частично используется и кинетическая энергия потока.

Если гидротурбины используют только кинетическую энергию потока, то они называются активными. В таких турбинах $z_1 = z_2$; $p_1 = p_2$, т. е. вода поступает на рабочее колесо без избыточного давления. В целях достижения высокого к. п. д. в них почти весь напор преобразуется в скорость.

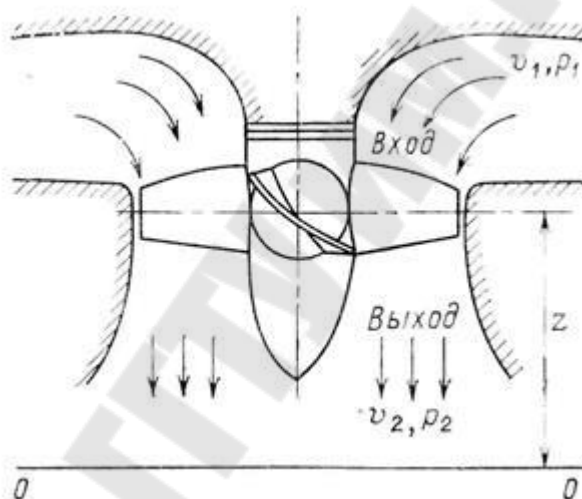


Рис. 6.1. - Схема рабочего колеса турбины.

Мощность гидротурбины может быть выражена по формуле:

$$N_T = 9,81 Q_T H_T \eta_T.$$

где Q – расход воды,
 η – КПД турбины.

Сочетание Q_T и H_T может быть самым разнообразным и, следовательно, одну и ту же мощность от нескольких сотен до нескольких тысяч киловатт можно получить при малом Q_T и большом H_T и наоборот.

В практике принято гидротурбины подразделять на классы, системы, типы и серии.

Класс реактивных гидротурбин объединяет следующие системы: осевые, пропеллерные, поворотные-лопастные, диагональные и радиально-осевые гидротурбины.

В класс активных гидротурбин входят системы турбин ковшовых, наклонно-струйных и двойного действия. Последние две системы не имеют такого широкого распространения, как ковшовые.

Каждая система содержит несколько типов, имеющих геометрически подобные проточные части и одинаковую быстроходность (частота вращения гидротурбины, работающей под напором 1 м и развивающей мощность в 1 л. с.), но различающихся по размерам. Геометрически подобные гидротурбины различных размеров образуют серию.

Кроме того, все гидротурбины условно делят на низко-, средне- и высоконапорные. Низконапорными принято считать гидротурбины, работающие при $H_T < 25$ м, средненапорными — при $25 \leq H_T \leq 80$ и высоконапорными — при $H_T > 80$ м.

Гидротурбины подразделяют на малые, средние и крупные.

К малым относятся гидротурбины, у которых диаметр рабочего колеса $D_1 \leq 1,2$ м при низких напорах и $D_1 \leq 0,5$ при высоких, а мощность составляет не более 1000 кВт.

К средним относятся гидротурбины, у которых $1,2 \text{ м} \leq D_1 \leq 2,5$ м при низких напорах и $0,5 \leq D_1 \leq 1,6$ м при высоких, а мощность $1000 \text{ кВт} \leq N_T \leq 15000 \text{ кВт}$.

К крупным относятся гидротурбины, которые имеют D_1 и N_T больше, чем у средних.

Активные гидротурбины. Наиболее распространенными активными гидротурбинами являются ковшовые (за рубежом их называют турбинами Пельтона). Принципиальная схема ковшовой турбины приведена на рис. 6.2. Вода из верхнего бьефа **1** подводится трубопроводом **2** к рабочему колесу **4**, выполненному в виде диска, закрепленного на горизонтальном или вертикальном валу турбины и вращающегося в воздухе. По окружности диска расположены ковшеобразные лопасти (ковши) **7**. На ковшах происходит преобразование гидравлической энергии, заключенной в струе, в механическую. Ковши равномерно распределяются по ободу рабочего колеса и последовательно, один за другим, при его вращении «принимают» струю.

Подвод воды к рабочему колесу осуществляется посредством сопла **3**, внутри которого расположена регулирующая игла. Сопло представляет собой сходящийся насадок, из отверстия которого при работе турбины выбрасывается струя воды. В сопле вся энергия во-

ды, подведенной к нему по трубопроводу за вычетом потерь, обращается в кинетическую. Рабочее колесо и сопла размещаются внутри замкнутого кожуха 5.

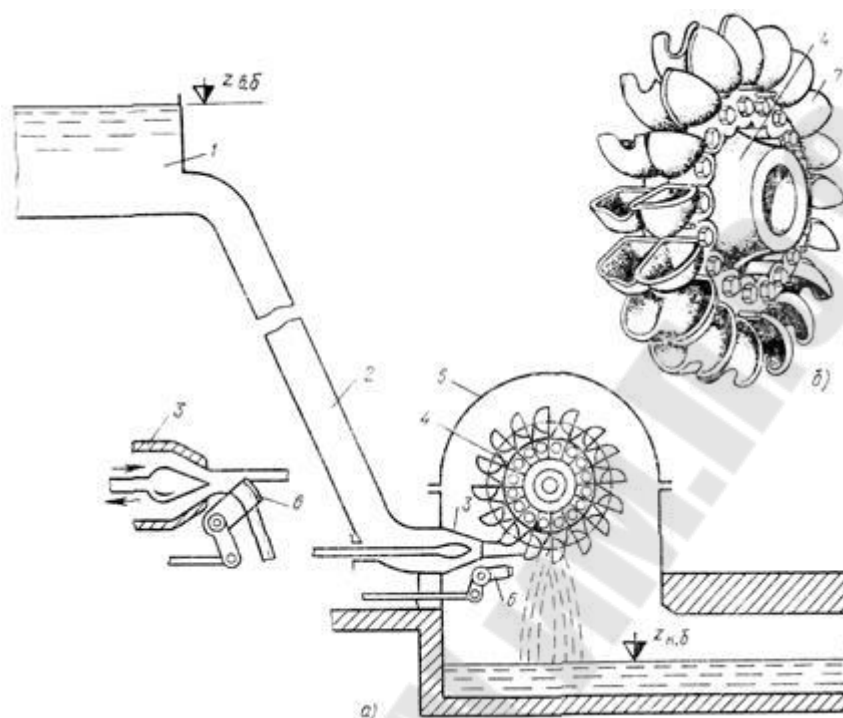


Рис. 6.2. - Ковшовая турбина: а — схема турбинной установки; б — рабочее колесо.

Игла, перемещаясь в сопле в продольном направлении, меняет его выходное сечение и тем самым регулирует диаметр выходящей струи, а значит, и расход воды через сопло.

Игла в одном из крайних своих положений полностью закрывает сопло и останавливает турбину. Вода, отдав свою энергию рабочему колесу, стекает с него в отводящий канал (нижний бьеф).

В целях предотвращения значительного повышения давления в подводящем воду трубопроводе, являющегося следствием гидравлического удара, игла закрывается медленно. Для быстрого отвода струи от рабочего колеса применяется отклонитель 6, отбрасывающий воду в сторону. Перемещение иглы и отклонителя производится одновременно. Таким образом, в ковшовых турбинах осуществляется регулирование расхода и мощности турбины.

Конструктивные формы ковшовых турбин очень разнообразны и могут различаться по расположению вала (вертикальные и горизонтальные) и по числу сопел и рабочих колес на одном валу.

Ковшовые турбины используются в диапазоне напора 300 — 1770 м с диаметром рабочего колеса до 7,5 м.

В РФ мало ГЭС с ковшовыми турбинами. Наиболее крупная турбина создана на Ленинградском металлическом заводе для Татевской ГЭС (мощность 54,6 МВт).

Реактивные гидротурбины. К реактивным гидротурбинам, как указывалось выше, относятся: радиально-осевые, пропеллерные, поворотнo-лопастные (включая двухперовую) и диагональные. Общий вид их рабочих колес представлен на рис. 6.3.

Для реактивных гидротурбин характерны следующие основные признаки. Рабочее колесо располагается полностью в воде, поэтому поток передает энергию одновременно всем лопастям рабочего колеса.

Перед рабочим колесом только часть энергии воды находится в кинетической форме, остальная представлена потенциальной энергией, соответствующей разности давлений до и после колеса.

Избыточное давление $p/\rho g$ по мере протекания воды по проточному тракту рабочего колеса расходуется на увеличение относительной скорости, т. е. на создание реактивного давления потока на лопасти. Изменение направления потока за счет кривизны лопастей приводит к возникновению активного давления потока. Таким образом, действие потока на лопасти рабочего колеса складывается из реактивного воздействия, возникающего вследствие увеличения относительной скорости, и активного давления, возникающего вследствие изменения направления потока.

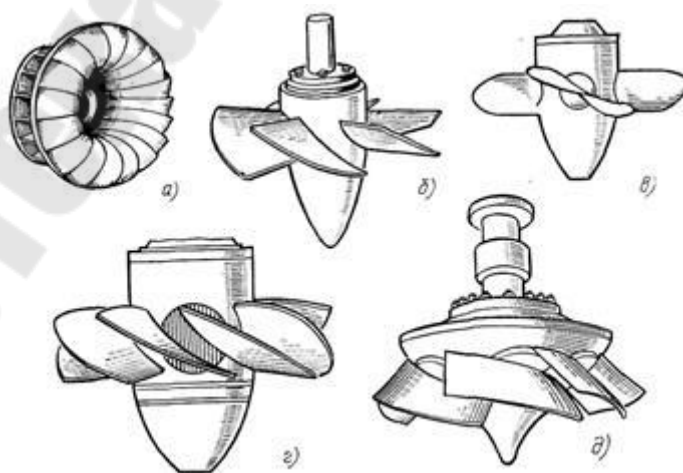


Рис. 6.3. - Общий вид рабочих колес реактивных турбин: а — радиально-осевая; б — пропеллерная; в — поворотнo-лопастная; г — двухперовая; д — диагональная

Радиально-осевые гидротурбины. Эти турбины (турбины Френсиса) характерны тем, что вода при входе на рабочее колесо движется в радиальной плоскости, а после рабочего колеса — в осевом направлении. Они используются в довольно широком диапазоне напоров — от 30—40 до 600—650 м. Такой большой диапазон обеспечивается конструктивными особенностями рабочего колеса и турбины в целом.

Рабочее колесо радиально-осевой гидротурбины состоит из ряда лопастей **2** сложной пространственной формы, равномерно распределенных по окружности ступицы **1** и обода **3** (рис. 6.3, а, б.4). Все три элемента объединены и представляют одну жесткую конструкцию. Число лопастей может колебаться от 9 для низконапорных до 21 для высоконапорных турбин. За диаметр рабочего колеса принимается максимальный диаметр по входным кромкам лопастей D_1 .

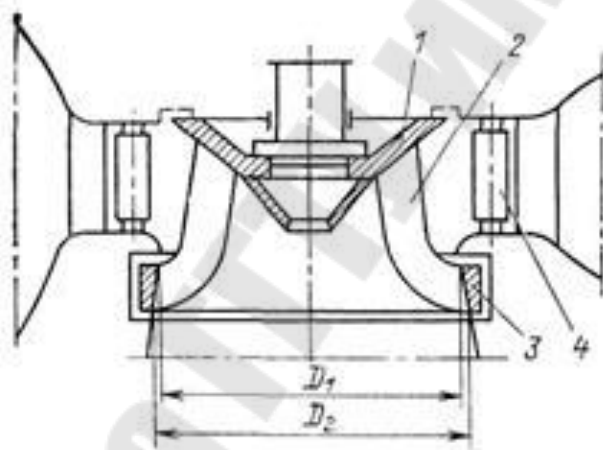


Рис. 6.4. - Рабочее колесо радиально-осевой турбины.

Перед рабочим колесом гидротурбины устанавливаются направляющий аппарат, вращающиеся лопатки **4** которого обеспечивают необходимое изменение расхода воды, проходящей через рабочее колесо, и наилучшее для обтекания его лопастей направление потока, что повышает КПД гидротурбины.

Лопастей рабочих колес крупных гидротурбин имеют в сечении по линии потока обтекаемую форму, что позволяет делать их значительной толщины для достижения необходимой прочности.

С увеличением используемого напора форма рабочего колеса радиально-осевых турбин изменяется: отношение выходного диаметра к входному D_2/D_1 уменьшается. Так, для Красноярской ГЭС

($H \approx 100$ м) $D_2/D_1=1,13$, а для Ингурской ГЭС ($H = 270$ м) $D_2/D_1=0,68$.

В настоящее время созданы уникальные турбины радиально-осевого типа (Красноярская, Саяно-Шушенская в РФ, Грэнд Кули в США) как по единичной мощности (600—700 МВт), так и по размерам (диаметр рабочего колеса 9,5 м).

Пропеллерные гидротурбины. Рабочее колесо (рис. 6.5) состоит из корпуса (втулки) **1** с обтекателем **2** и лопастей **3**, установленных под углом разворота φ . Оно, как видно из рисунка, отличается от колес радиально-осевых гидротурбин отсутствием обода, меньшим числом лопастей и их формой (в данном случае она похожа на форму гребного винта или пропеллера). На лопасти рабочего колеса поток поступает только в осевом направлении, вследствие чего такие гидротурбины называют также осевыми.

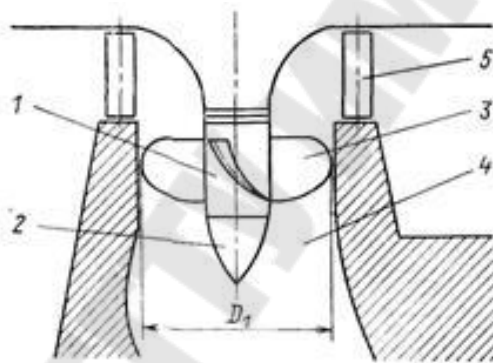


Рис. 6.5. - Рабочее колесо пропеллерной турбины.

Для подвода воды к направляющему аппарату **5** гидротурбины служит турбинная камера **4**. Чтобы обеспечить равномерное по всему периметру направляющего аппарата питание рабочего колеса турбинную камеру выполняют с суживающимся поперечным сечением.

Число лопастей рабочего колеса зависит от напора и может колебаться от 3 до 8 (растет с увеличением напора). Лопасти закреплены на втулке под постоянным углом $\varphi = -10^\circ, -5^\circ, 0^\circ, +5^\circ, +10^\circ, +15^\circ, +20^\circ$, отсчитываемым от некоторого среднего положения ($\varphi = 0$). Обычно на гидротурбине с диаметром рабочего колеса $D_1 = 1,6$ м при их остановке предусматривается возможность перестановки лопастей на тот или иной угол.

Основными достоинствами пропеллерных турбин являются простота конструкции и сравнительно высокий КПД. Однако они имеют существенный недостаток, заключающийся в том, что с из-

менением нагрузки резко изменяется их к. п. д. Зона высоких значений к. п. д. наблюдается только в узком диапазоне мощностей. Из-за этого недостатка резко снижается эффективность пропеллерных турбин при использовании их в системах с дефицитом энергии. Однако он становится несущественным, если основным назначением ГЭС является покрытие пика графика нагрузки, т. е. при малом числе часов использования установленной мощности ГЭС. Иногда на крупных ГЭС пропеллерные гидротурбины устанавливаются вместе с радиально-осевыми или поворотно-лопастными, которые имеют более растянутый диапазон максимального значения к. п. д.

Поворотно-лопастные гидротурбины. По конструктивному исполнению поворотно-лопастные турбины (за рубежом их называют турбинами Каплана) не отличаются от пропеллерных, но у них в процессе работы лопасти рабочего колеса могут поворачиваться вокруг своих осей, перпендикулярных оси вала (рис. 6.3, е, 6.6).

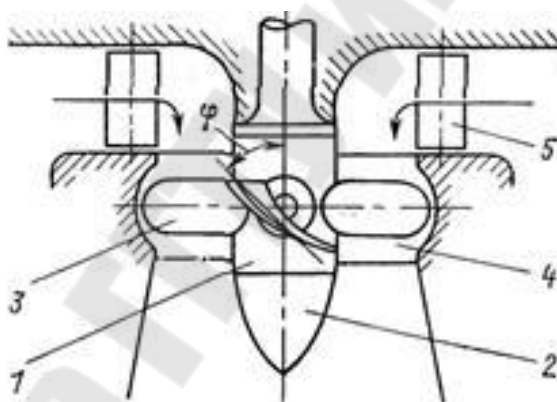


Рис. 6.6. - Рабочее колесо поворотно-лопастной турбины: 1 — корпус рабочего колеса; 2 — обтекатель; 3 — лопасти; 4 — камера рабочего колеса; 5 — лопатки направляющего аппарата.

Мощность, отдаваемая рабочим колесом такой гидротурбины, и его КПД при заданном напоре зависят как от открытия лопаток направляющего аппарата 5, так и от угла поворота φ лопастей по отношению к втулке. Изменяя угол установки лопастей при различных открытиях направляющего аппарата, а следовательно, при различной мощности, можно найти такое положение лопастей, при котором к.п.д. гидротурбины будет иметь наибольшее значение. Конструктивно поворотно-лопастные гидротурбины выполняются таким образом, что лопасти рабочего колеса при работе гидротурбины могут автоматически поворачиваться на некоторый (опти-

мальный) угол (отсюда название поворотно-лопастные) одновременно с изменением открытия направляющего аппарата. Такое двойное регулирование дает большие преимущества, так как обеспечивается автоматическое поддержание высокого значения к. п. д. в широком диапазоне мощностей.

Поворотно-лопастные гидротурбины используют в диапазоне напоров от 3 — 5 до 35 — 45 м. В последнее время, стремясь использовать некоторые преимущества этих гидротурбин перед радиально-осевыми, предпринимаются небезуспешные попытки применить их на напоры до 70—75 и даже 90 м.

Самые большие в мире по размеру поворотно-лопастные гидротурбины установлены на Саратовской ГЭС (диаметр рабочего колеса 10,3 м). Изготовлены они на Харьковском турбинном заводе.

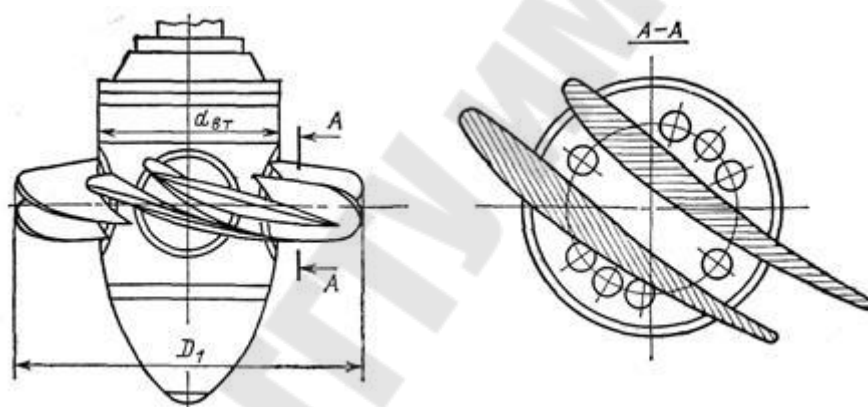


Рис. 6.7.- Рабочее колесо двухперовой турбины.

Двухперовая гидротурбина. Увеличение числа лопастей рабочего колеса поворотно-лопастной гидротурбины по мере повышения используемого напора приводит к возрастанию относительного диаметра втулки ($d_{вТ}/D_1$) и последующему ухудшению энергетических качеств турбины. Для смягчения этого недостатка применяются спаренные (двухперовые) рабочие лопасти, имеющие общий фланец и общую цапфу (рис. 6.7), что позволяет повысить пропускаемый турбинный расход. Двухперовые гидротурбины не имеют пока широкого распространения из-за конструктивных сложностей.

Часть из рассмотренных гидротурбин может быть использована не только в вертикальном, но и в горизонтальном исполнении. Кроме того, реактивные турбины могут быть выполнены обратимыми.

6.2. Порядок проведения работы

- 1) Изучить различные типы гидравлических турбин.
- 2) На макетах, плакатах и др. учебном материале показать отличительные особенности турбин разных типов.

6.3. Контрольные вопросы

- 1) Что такое гидротурбина?
- 2) Формула удельной энергии на входе в рабочее колесо турбины.
- 3) Формула удельной энергии на выходе из рабочего колеса турбины.
- 4) Формула энергии отданной водой рабочему колесу турбины.
- 5) Как называются гидротурбины использующие потенциальную и кинетическую энергии жидкости?
- 6) Как называются гидротурбины использующие кинетическую энергию жидкости?
- 7) Какие гидротурбины входят в класс активных?
- 8) Какие гидротурбины входят в класс реактивных?
- 9) Какие гидротурбины образуют серию?
- 10) На какие виды делят условно гидротурбины в зависимости от напора?
- 11) Какие гидротурбины относятся к средним по размеру?
- 12) Как в ковшовых турбинах можно регулировать мощность и расход?

Лабораторная работа №7

Изучение устройства и работы гидродинамической муфты

Цель работы: Ознакомиться с конструкцией гидродинамической муфты и устройством испытательной установки. Изучить различные режимы работы гидродинамической муфты.

7.1. Общие сведения

Гидродинамической муфтой называется передача, обеспечивающая гибкое соединение и передачу мощности с ведущего на ведомый вал при взаимодействии рабочей жидкости с лопастями без изменения крутящего момента.

Гидромуфта (рис. 7.1, а) состоит из расположенных в общем корпусе 3 лопастных колес центробежного насоса 4, соединенного с валом 7 двигателя, и гидравлической турбины 5, соединенного с ведомым валом 1. Лопастные колеса 8 и 11 рабочих колес прикреплены к направляющим поверхностям 9 и 10, имеющим форму тора. Эти поверхности образуют рабочую полость гидропередачи, в которой движется поток рабочей жидкости. Каждая гидропередача включает в себя несколько внутренних подшипников 6, осуществляющих взаимное центрирование колес и воспринимающих осевую силу, а также уплотнение 2, герметизирующее корпус.

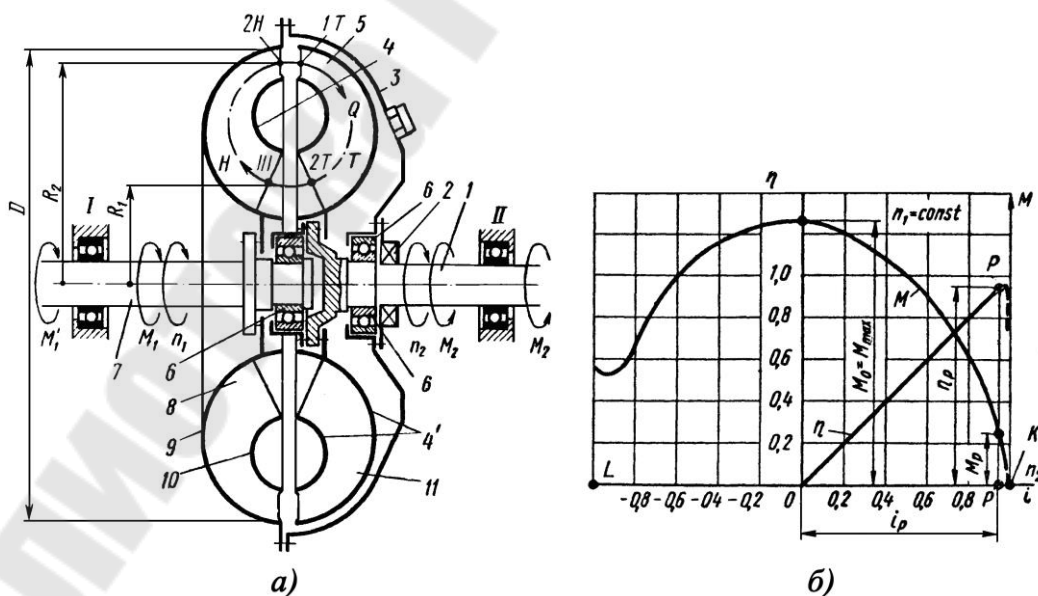


Рис. 7.1 – Гидромуфта замкнутого типа (а) и характеристика гидромуфты (б)

Насосное колесо получает энергию от двигателя. Его лопатки передают эту энергию потоку жидкости. При обтекании лопаток турбинного колеса поток приводит его в движение и отдает ему энергию, которая используется на ведомом валу для преодоления сопротивления приводимой машины (потребителя энергии).

Гидромуфта представляет собой изолированную механическую систему. На установившемся режиме работы сумма моментов, приложенных к ней извне, должна быть равна нулю. Такими моментами являются M_1 , приложенный со стороны двигателя к валу 7, момент сопротивления потребителя M_2 , приложенный к ведомому валу 1 и момент трения $M_{\text{в}}$ вращающегося корпуса 3 об окружающую среду:

$$M_1 - M_2 - M_{\text{в}} = 0$$

Момент трения обычно мал, поэтому принимают, что момент передаётся потребителю без изменений его величины

$$M_1 \approx M_2 = M \quad (7.1)$$

Основная часть момента ($M_{\text{п}}$) передаётся турбинному колесу потоком жидкости, обтекающим лопастные системы. Этот момент равен изменению момента количества движения потока, вызванному воздействием лопастей. Обычно в колесах гидромуфт устанавливают простейшие плоские радиальные лопасти. Момент, расходуемый двигателем на увеличение количества движения потока в насосном колесе, определяется по формуле:

$$M_{\text{п}} = \rho \cdot Q \cdot (v_{u2н} \cdot R_2 - v_{u2т} \cdot R_1). \quad (7.2)$$

Небольшая часть момента ($M_{\text{ф}}$) передается трением в подшипниках 6, уплотнении 2 и жидкости в зазорах между корпусом и поверхностями колес. Следовательно, передаваемый момент равен:

$$M_1 = M = M_{\text{п}} + M_{\text{ф}}. \quad (7.3)$$

Передача момента от двигателя происходит только при обгоне турбинного колеса насосным, когда $n_1 > n_2$. Отношение частот вращения колёс $i = n_2/n_1$ называют **передаточным отношением**. Относительная разность частот $s = (n_1 - n_2)/n_1 = 1 - i$ называется **скольжением**.

При отсутствии скольжения расход Q и момент $M_{\text{п}}$ равны нулю, отсутствует и передача момента трением. При остановленной турбине ее лопастная система оказывает наименьшее сопротивление потоку. При этом $Q \rightarrow Q_{\text{max}}$ и передаваемый момент $M_{\text{п}}$ также максимален. Поэтому характеристика гидромуфты (рис. 1, б) $M = f(n_2)$ и $\eta = f(n_2)$ при $n_1 = \text{const}$ падающей кривой.

Полная характеристика гидромуфты (рис. 1, б) включает область OL противовращения колес, где гидромуфта поглощает энергию в качестве

тормоза.

На характеристике выделяют режимные точки:

– режим холостого хода (точка K) – работа гидромуфты при отсутствии нагрузки на ведомом звене при этом частоты вращения ведущего звеньев гидромуфты равны и передаточное отношение $i = 1$, КПД равно 0.

– номинальный режим работы (точка P) – это режим при котором гидромуфта имеет максимальный КПД $\eta = 95 - 98\%$ и $i = 0,95 \dots 0,98$.

– стоповый режим (точка O) – режим работы при остановленном турбинном колесе ($n_2=0$) $i = 0$.

Основная зона OP это зона эксплуатационных режимов. Кроме нее выделяют зоны тормозного режима – режим, при котором мощность подводится к гидромуфте со стороны одного из звеньев при остановленном другом или со стороны обоих звеньев. Различают два тормозных режима:

– обгонный режим ($i > 1$), при котором на выходном звене знак крутящего момента противоположен, а направление вращения соответствует эксплуатационному режиму работы. В этом случае турбинное колесо начинает работать как насосное.

– режим противовращения (область OL), при котором входные и выходные звенья гидромуфты вращаются в разные стороны.

7.2. Описание опытной установки

Опытная установка для испытания гидродинамической муфты (рис. 7.2) состоит из мотора-весов (балансирного двигателя) **1**, испытываемой гидромуфты **4**, испытательного приспособления – рамы **16** с отдельными опорами **3** и **5** и тормозного устройства **8**, моделирующего нагрузку гидромуфты со стороны ведомой машины (пластинчатый насос). Муфты **2** и **6** соединяют гидродинамическую муфту с электродвигателем и нагружающим устройством.

Скорость вращения валов измеряются с помощью цифровых автоматических тахометров ЦАТ-2М **9** и **19**, для чего на соединительных муфтах установлены специальные диски с отверстиями по периферии, которые при вращении прерывают оптическую цепь фотодатчиков.

Исследуемая гидромуфта устанавливается в приводе зарядного генератора трактора и служит для предотвращения его крутильных

колебаний. Для испытания гидромуфт необходима отдельная питающая установка ПУ. Эта установка состоит из вспомогательного насоса **10**, переливного клапана **14**, поддерживающего давление на входе в гидropередачу, теплообменника **12**, резервуара **11**. Температура жидкости измеряется на выходе из гидромуфты и регулируется вентилями **15** (количество сливаемой жидкости) и **13** (количество охлаждающей воды).

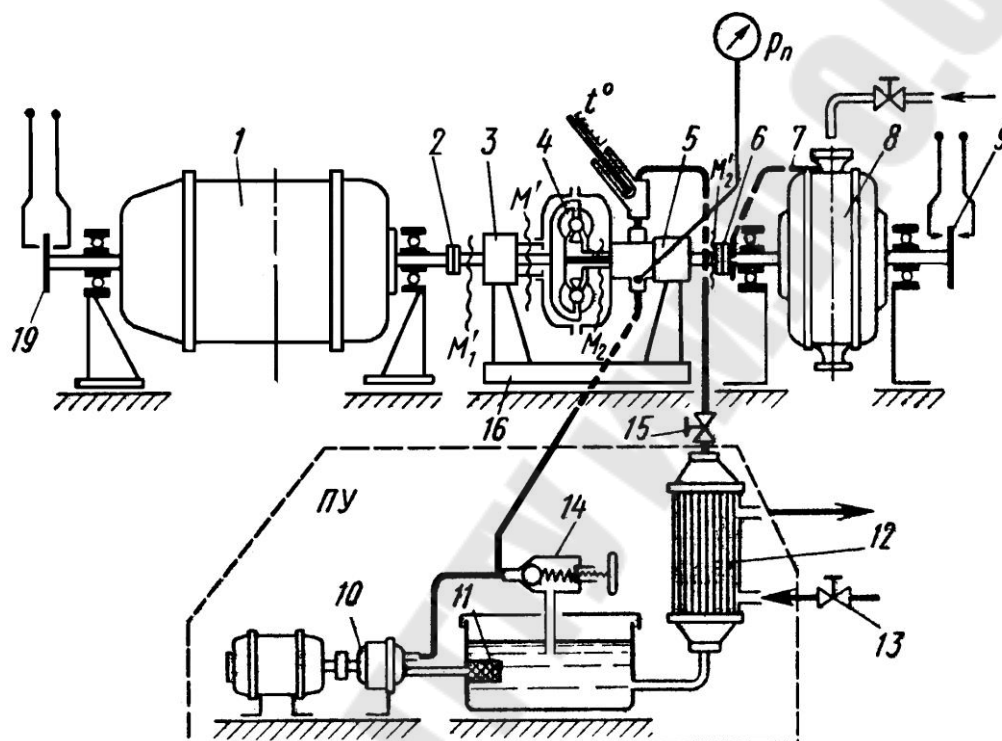


Рис. 7.2 – Схема опытной установки

Температуру контролируют при остановленной гидромуфте. Для этого в ее корпус встраивают датчик температуры, омываемый изнутри жидкостью.

6.3. Контрольные вопросы

- 1) Какие существуют виды гидродинамических передач? В чем их различие?
- 2) Что такое гидродинамическая муфта?
- 3) Какие бывают типы гидродинамических муфт?
- 4) Привести полную характеристику гидродинамической муфты, обозначив режимы работы и характерные точки.

Лабораторная работа №8 Изучение комплексного трансформатора ЛГ – 340 – 43В

Цель работы: Закрепление теоретического материала по комплексным трансформаторам путем изучения разрезного разборного гидротрансформатора от гидромеханической трансмиссии, устанавливаемой на городских автобусах большой вместимости.

8.1. Общие сведения

Гидродинамическим трансформатором называется энергетическая машина, обеспечивающая гибкое соединение валов и передачу мощности с входного вала на выходной с преобразованием крутящего момента и изменением скорости вращения ведомого вала по сравнению со скоростью вращения ведущего. Это позволяет автоматически без переключений передач, наиболее полно использовать мощность двигателя при различных условиях нагружения.

Транспортные машины (автобусы, автомобили высокой проходимости, тракторы) используют трансформаторы, способные работать с высокими значениями КПД в более широком диапазоне передаточных отношений и в определенный момент переключаться на работу в режиме гидромукты, т.к. она имеет более высокий КПД на высоких передаточных отношениях. При этом реакторное колесо свободно вращается вместе с насосным и турбинным колесами.

Гидротрансформаторы, у которых осуществляется автоматический переход с режима гидротрансформатора на режим гидромукты и наоборот, в зависимости от условий работы называются **комплексными**.

Гидротрансформатор обеспечивает бесступенчатое изменение силы тяги на колесах автобуса в зависимости от сопротивления движению. С помощью гидротрансформатора можно также изменять режим работы двигателя в зависимости от условий движения. Гидротрансформатор работает только при разгоне автобуса и при торможении.

Гидротрансформатор (рис. 8.1) состоит из расположенных в общем корпусе 3 лопастных колес центробежного насоса 4, соединенного с валом 7 двигателя, и гидравлической турбины 5, соединенной с ведомым валом 1. Между насосным и турбинным колесом располагается реакторное колесо 12. Для уменьшения дискового трения и трения

в подшипниках и уплотнениях используют вращающийся корпус 3'.

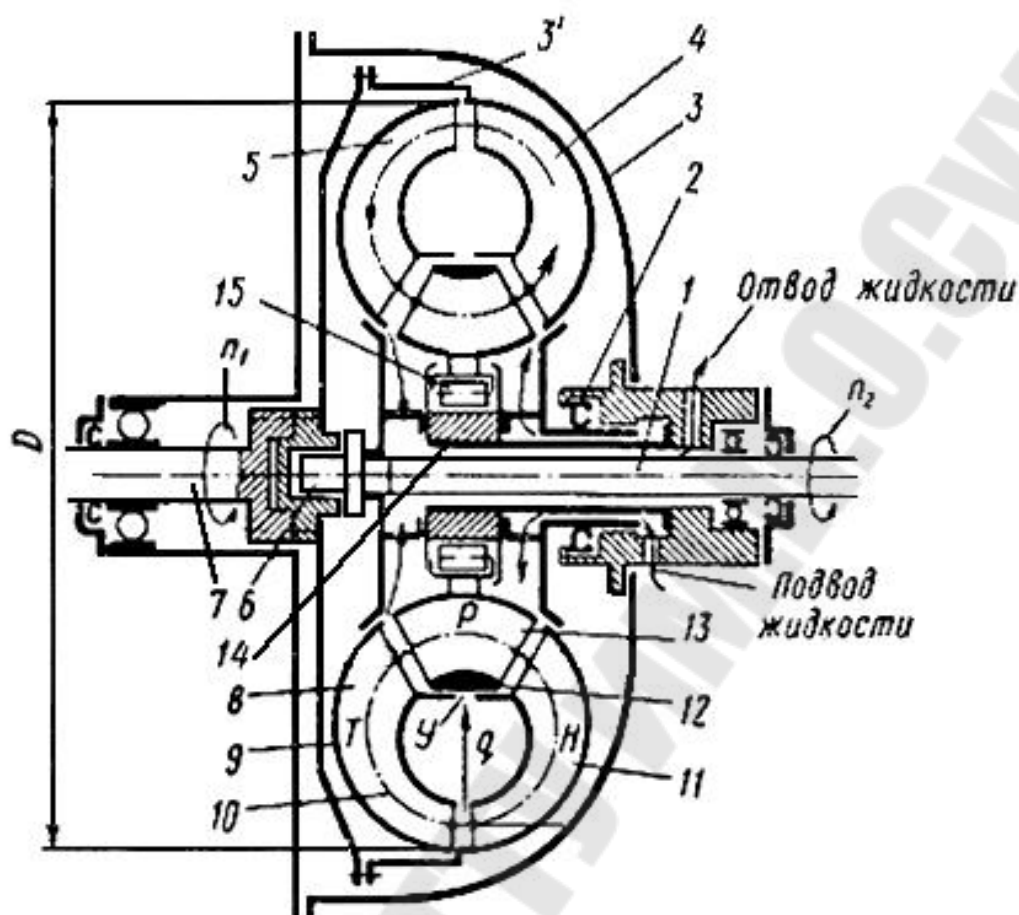


Рис. 8.1 – Комплексный гидротрансформатор

Лопастями 8, 11 и 13 рабочих колес прикреплены к направляющим поверхностям 9 и 10, имеющим форму тора. Эти поверхности образуют рабочую полость, в которой движется поток рабочей жидкости (чаще всего поток маловязкого минерального масла), обтекающий лопатки колес. Гидротрансформатор включает один или несколько внутренних подшипников 6, осуществляющих взаимное центрирование колес и воспринимающих осевую силу, уплотнение 2, герметизирующее корпус.

Насосное колесо получает энергию от электродвигателя. Его лопасти передают эту энергию потоку жидкости. При обтекании лопаток турбинного колеса поток приводит его в движение и отдает ему энергию, которая используется на ведомом валу для преодоления сопротивления приводной машины.

Реакторное колесо 12 установлено на неподвижном валу 14 на муфте свободного хода 15, передающую момент только в одном направлении.

Неподвижная, жестко закрепленная на полом валу реактора, внут-

ренняя обойма *1* (рис. 8.2) охватывается наружной обоймой *2*, которая жестко связана с реактором *5*. Наружная обойма имеет пазы с наклонными плоскостями; между обоймой *1* и наклонными плоскостями обоймы *2* установлены ролики *3*, которые поджимаются пружинами *4*.

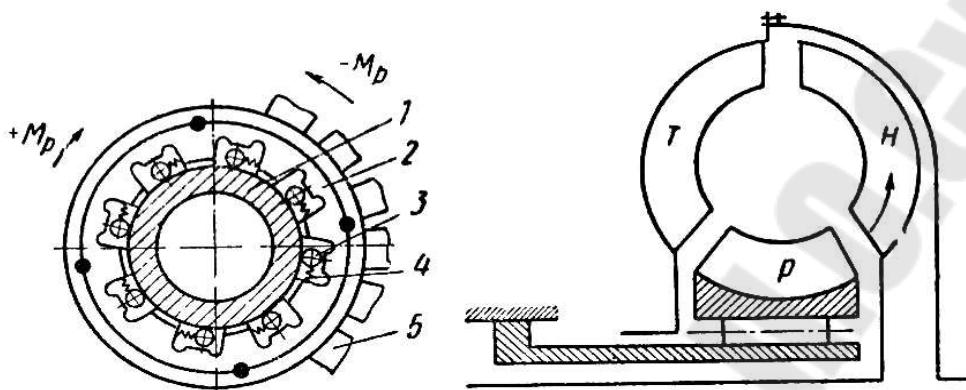


Рис. 8.2 – Конструктивная схема комплексного гидротрансформатора с одним реактором

При наличии на реакторе положительного момента $+M_p$ реактор с обоймой *2* стремится вращаться слева направо, и наклонные плоскости обоймы находят на ролики. Так как угол наклона плоскости меньше угла трения, то происходит заклинивание, и наружная обойма с реактором останавливается. При этом передача работает на режиме гидротрансформатора.

При наличии на реакторе отрицательного момента $-M_p$ реактор с наружной обоймой вращается справа налево. Этому ничто не препятствует, так как наклонные плоскости наружной обоймы стремятся отойти от роликов, и реактор может свободно вместе с обоймой вращаться. При этом передача работает на режиме гидромукты.

Рабочая характеристика комплексного гидротрансформатора (рис. 8.3) представляет собой совокупность зависимостей $M_1 = f(i)$, $M_2 = f(i)$ и $\eta = f(i)$ при $n_1 = \text{const}$.

Слева от точки *A* момент будет положительным, справа – отрицательным. Если реактору конструктивно дать возможность свободно вращаться и предположить, что момент сопротивления при его вращении равен нулю, то гидротрансформатор будет работать как гидромукта. При этом, слева от точки *A* реактор будет вращаться в направлении, противоположном направлению вращения турбины и насоса, а справа от точки *A* – в том же направлении, что турбина и насос. Слева от точки *A* КПД гидромукты меньше, чем КПД гидротрансформатора (рис. 8.3), а момент на насосе будет равен моменту на

турбине, что может вызвать перегрузку двигателя. Следовательно, желательно, чтобы в этих режимах гидротрансформатор работал на режиме гидротрансформатора (т. е. когда момент насоса меньше момента турбины), а реактор должен быть жестко закреплен.

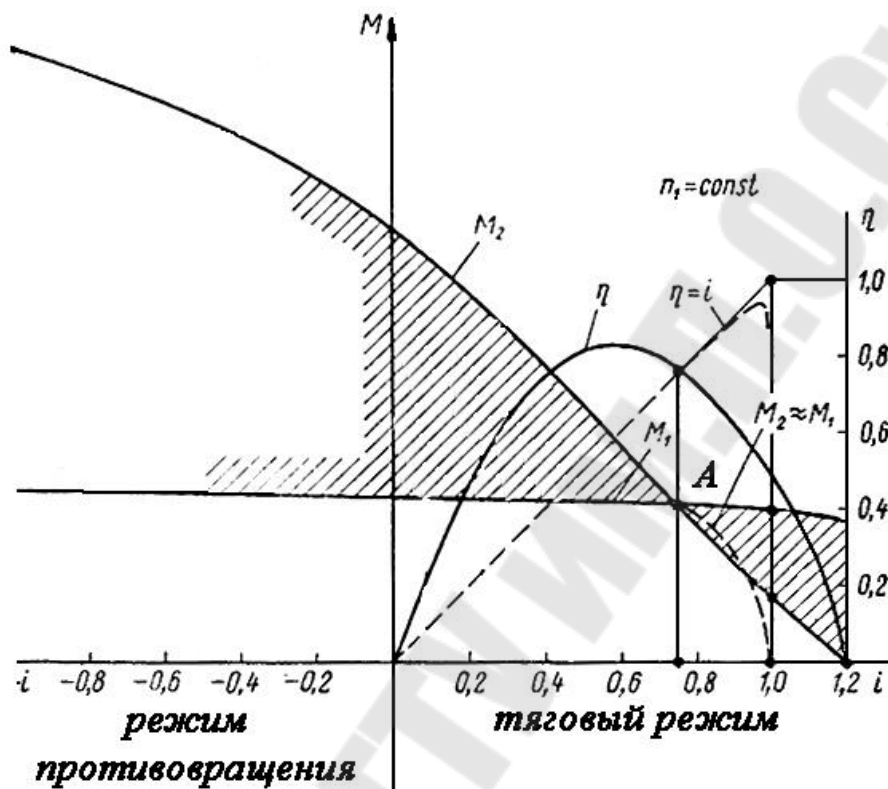


Рис. 8.3 – Характеристика комплексного гидротрансформатора

Справа от точки *A* КПД гидромуфты больше КПД гидротрансформатора, момент на турбине меньше, чем момент на насосе и, таким образом, освобождение реактора и обеспечение свободного вращения является желательным. При этом двигатель не перегружается, так как момент мал, и в то же время увеличивается КПД системы.

8.2. Контрольные вопросы

- 1) Дать определение понятиям «гидротрансформатор», «комплексный трансформатор».
- 2) На реальном комплексном гидротрансформаторе показать его основные детали.
- 3) Объяснить принцип работы комплексного гидротрансформатора.
- 4) Указать преимущества и недостатки комплексных гидротрансформаторов по сравнению с механической коробкой передач и обычным трансформатором.

СОДЕРЖАНИЕ

| | Стр. |
|--|------|
| Общие указания по выполнению и оформлению лабораторных работ..... | 3 |
| Лабораторная работа № 1. Изучение конструкций и отдельных элементов центробежных насосов..... | 6 |
| Лабораторная работа № 2. Нормальные испытания центробежного насоса..... | 11 |
| Лабораторная работа № 3. Изучения конструкции и работы вихревого самовсасывающего насоса..... | 15 |
| Лабораторная работа № 4. Кавитационные испытания центробежного насоса..... | 19 |
| Лабораторная работа № 5. Изучение условий запуска центробежных насосов и типов регулирования подачи..... | 25 |
| Лабораторная работа № 6. Изучение конструкций гидравлических турбин..... | 32 |
| Лабораторная работа № 7. Изучение устройства и работы гидродинамической муфты..... | 42 |
| Лабораторная работа № 8. Изучение комплексного трансформатора ЛГ – 340 – 43В..... | 46 |