

Федеральное агентство по образованию Российской Федерации  
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального  
образования

«Южно-Уральский государственный университет»

Факультет «Механико-технологический»

Кафедра «Гидравлика и гидропневмосистемы»

РАБОТА ПРОВЕРЕНА

Рецензент

\_\_\_\_\_/\_\_\_\_\_/\_\_\_\_\_  
" \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 2017 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

\_\_\_\_\_/\_\_\_\_\_/\_\_\_\_\_  
" \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 2017 г.

РАЗРАБОТКА УЧЕБНОГО СТЕНДА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ  
КАВИТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА  
ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА  
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ  
ЮУрГУ–150302.2017.457 ПЗ ВКР

Нормоконтролер к.т.н., доц.

\_\_\_\_\_/\_\_\_\_\_/\_\_\_\_\_  
А.В. Подзерко  
\_\_\_\_\_ 2017 г.

Руководитель к.т.н., доц.

\_\_\_\_\_/\_\_\_\_\_/\_\_\_\_\_  
А.В. Подзерко  
\_\_\_\_\_ 2017 г.

Автор проекта

Студент группы

\_\_\_\_\_/\_\_\_\_\_/\_\_\_\_\_  
И.А. Потапов  
\_\_\_\_\_ 2017 г.

Проект защищен с оценкой

\_\_\_\_\_/\_\_\_\_\_/\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_ 2017 г.

Челябинск 2017

## АННОТАЦИЯ

Потапов И.А. Разработка учебного  
стенда для исследования кавитационных  
характеристик центробежного насоса.

Челябинск: ЮУрГУ, МТ, 2017. – 64 с.,  
21 ил., 16 табл, библиогр. список – 12  
наим., 6 листов ф. А1.

Разработан учебный стенд для проведения исследования кавитационных характеристик центробежного насоса. Обоснован выбор стенда и разработана методика проведения испытания. Произведены расчёты принципиальной гидравлической схемы испытуемой установки, кавитационных характеристик с тремя вариантами рабочих колес и с включением в схему эжектора. Построены графические характеристики насоса при различных условиях. Выполнен сборочный чертёж струйного насоса. Составлена принципиальная гидравлическая схема испытательного стенда.

					ЮУрГУ.15.03.02.2017.457 ПЗ ВКР			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
Разраб.		Потапов И.А..			Разработка учебного стенда для исследования кавитационных характеристик центробежного насоса	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
Провер.		Подзерко А.В.					6	64
Реценз.						ЮУрГУ Кафедра ГиГПС		
Н. Контр.		Подзерко А.В.						
Утверд.		Спиридонов Е.К.						

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	7
1 ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ ПО РАССМАТРИВАЕМОМУ ВОПРОСУ.....	8
1.1 Общие сведения о насосах.....	9
1.2 Лопастные насосы.....	10
1.3 Устройство и рабочий процесс лопастного насоса.....	11
1.4 Классификация центробежных насосов.....	12
1.5 Основные характеристики центробежных насосов.....	16
1.6 Область применения и виды центробежных насосов.....	17
1.7 Кавитация в центробежных насосах.....	19
1.8 Виды испытаний насосов.....	22
1.9 Общие правила испытаний насосов.....	24
2 ВЫБОР КОМПОНОВОЧНОЙ СХЕМЫ СТЕНДА.....	25
2.1 Меры предосторожности при работе.....	31
2.2 Модернизация стенда.....	31
2.3 Выбор насоса.....	32
2.4 Подбор трубопровода.....	34
2.5 Включение в схему эжектора.....	34
2.6 Подбор затворов.....	38
2.7 Выбор мерной емкости.....	38
2.8 Общий вид схемы разрабатываемого стенда.....	38
3 ОСНОВНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ И ОЦЕНКА ПОТЕНЦИАЛЬНЫХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ.....	40
3.1 Описание принципиальной гидравлической схемы.....	40
3.2 Расчет системы.....	41
3.3 Определение предельно допустимой высоты расположения оси насоса без эжектора.....	43
4 РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЯ.....	45
4.1 Последовательность проведения кавитационного испытания насоса.....	45

					ЮУрГУ. 15.03.02.2017.457 ПЗ ВКР	стр.
Лист	Изм.	№ докум.	Подпис	Дата		7

5	ВЫПОЛНЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	52
5.1	Проведение испытания на центробежном колесе, при совместной работе с эжектором.....	52
5.2	Проведение испытания на центробежном колесе.....	54
5.3	Проведение испытаний на дисковом колесе №1.....	56
5.4	Проведение испытаний на дисковом колесе №2.....	58
6	СОПОСТАВЛЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ И ВЫВОДОВ ПО РАБОТЕ.....	60
6.1	Сопоставление характеристик насоса при работе на разных колесах.....	60
6.2	Изучение влияния воздействия эжектора на характеристику насоса.....	61
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	62
	БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	63
	ПРИЛОЖЕНИЕ А.....	64

## ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время насосы широко используются во всех отраслях промышленности, сельского хозяйства и строительства.

Отрасль насосостроения нашей страны выпускает насосы более 3000 типоразмеров, отличающихся принципом действия, конструктивным исполнением и назначением.

Насосы - это устройства, предназначенные главным образом для перемещения жидкости, с сообщением ей энергии. Насосам поддаются гомогенные жидкости, но также могут перекачиваться двухфазные среды и газы.

Все насосы после их изготовления должны проверяться, то есть подвергаться определенным испытаниям. Порядок проведения испытаний и виды испытаний регламентируются ГОСТ 6134-2007.

В связи с актуальностью данной темы в дипломной работе был разработан и скомпонован вариант испытательного стенда, для исследования характеристик центробежного насоса.

Стенд оборудован манометрами, вакуумметром, расходомером, датчиком температуры, для возможности проведения экспериментальных исследований характеристик работы центробежного насоса.

					<i>ЮУрГУ. 15.03.02.2017.457 ПЗ ВКР</i>	<i>стр.</i>
<i>Лист</i>	<i>Изм.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дата</i>		9

# 1 ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ ПО РАССМАТРИВАЕМОМУ ВОПРОСУ

## 1.1 Общие сведения о насосах

Насосы - гидравлические машины или гидравлические аппараты, назначение которых сообщать жидкости механическую энергию, чтобы обеспечить ее перемещение по трубопроводу или передать энергию потребителю через жидкость (в том числе с твердыми включениями). В основном насосами перекачиваются жидкости, но также подаются двухфазные среды и газы.

Классификация насосов по виду подводимой энергии. Известные насосы могут быть разделены на тепловые, электрические и механические.

Тепловые насосы действуют в результате теплового расширения либо самой перекачиваемой жидкости, либо элементов насоса, которые могут быть твердые, жидкими или газообразными. К тепловым насосам можно отнести, например, термосифонные системы отопления и охлаждения, основанные на конвективном движении жидкости.

Электрические можно разделить на три вида: электрогидродинамические, действующие за счет взаимодействия тока, подведенного к электропроводящей жидкости, и магнитного поля, через которое жидкость протекает; электроискровые, в которых энергия передается жидкости в результате локального испарения и резкого увеличения объема жидкости в зоне разряда; магнитострикционные, основанные на свойствах некоторых жидкостей изменять свой объем под действием электромагнитного поля.

Механические насосы преобразуют механическую энергию твердого, жидкого или газообразного тела в механическую энергию жидкости

Классификация механических насосов по принципу действия.

В основе классификации насосов по принципу действия положен энергетический признак, отражающий механизм передачи энергии, а именно – характер преобладающих в насосе сил. На жидкость и в жидкости в основном

					ЮУрГУ. 15.03.02.2017.457 ПЗ ВКР	стр.
Лист	Изм.	№ докум.	Подпис	Дата		10

следующие силы: массовая, жидкостного трения и поверхностного давления. В зависимости от этого насосы можно разделить на динамические и объёмные.

В динамических насосах природой преобладающих сил является инерция и вязкость. Для внешних характеристик динамических насосов справедливы общие законы гидродинамического подобия.

Объёмный – это механический насос, в котором жидкость перемешается под действием поверхностного давления при периодическом изменении объёма занимаемой ею камеры, попеременно сообщаемой со входом и выходом насоса.

Объёмно-динамический – это механический насос, в котором происходит вытеснение жидкости при одновременном действии массовой силы и силы жидкостного трения.

Работа насосов характеризуется следующими величинами:

1. Объёмная подача -  $Q$ , [ $\text{м}^3/\text{с}$ ] - количество жидкости, подаваемое насосом в напорный трубопровод за единицу времени.
2. Напор -  $H$ , [м] - представляет собой разность энергий единицы веса жидкости в сечении потока после насоса и перед ним.
3. Частота вращения -  $n$ , [об/мин] - отношение числа оборотов, совершаемое телом ко времени вращения.
4. Потребляемая мощность -  $N$ , [Вт] – энергия, подводимая к насосу от двигателя за единицу времени.
5. Коэффициент полезного действия КПД –  $\eta$ , [-/%] - равен отношению полезной мощности насоса к потребляемой им мощности двигателя.
6. Кавитационный запас –  $\Delta h_k$ , [м] - это превышение полного напора жидкости во входном патрубке насоса над упругостью её паров.
- 7.

## 1.2 Лопастные насосы

Лопастные насосы, включая центробежные, считаются основными, по производительности и универсальности, а также и их распространённости (не менее 75% промышленных насосов). Их размеры начинаются от нескольких

					ЮУрГУ. 15.03.02.2017.457 ПЗ ВКР	стр.
Лист	Изм.	№ докум.	Подпис	Дата		11

сантиметров и достигают нескольких метров в диаметре. Работа всех насосов основана на общем принципе - силовом взаимодействии лопастей рабочего колеса с обтекающим их потоком перекачиваемой жидкости. Мощность центробежных насосов может составлять от долей киловатта до многих тысяч киловатт.

Центробежные насосы - самые распространённые насосы, они предназначены для подачи холодной или горячей воды, вязких или агрессивных жидкостей (кислот и щелочей), сточных вод, смесей воды с грунтом, золой и шлаком, торфом, раздробленным каменным углём. Действие центробежных насосов основано на передаче кинетической энергии от вращающегося рабочего колеса тем частицам жидкости, которые находятся между его лопастями. Под влиянием возникающей при этом центробежной силы  $P$  частицы подаваемой среды из рабочего колеса перемещаются в корпус насоса и далее, а на их место под действием давления воздуха поступают новые частицы, обеспечивая непрерывную работу насоса.

Основной параметр насоса — количество жидкости, перемещаемое сквозь живое сечение в единицу времени, то есть осуществляемая объёмная подача  $Q$ . Для многих насосов важнейшими техническими параметрами также являются: развиваемое давление  $p$  или соответствующий ему напор  $H$ , самовсасывание, потребляемая мощность  $N$  и КПД  $\eta$ .

### 1.3 Устройство и рабочий процесс лопастного насоса

На рисунке 1 изображена простейшая схема центробежного насоса. Проточная часть насоса состоит из трех основных элементов: подвода 9, рабочего колеса 5 и отвода 11. По подводу жидкость подаётся в рабочее колесо по подводящему трубопроводу. Назначение рабочего колеса – передать жидкости энергию двигателя. Рабочее колесо центробежного насоса состоит из ведущего диска 4 и ведомого диска (обода) 3, между которыми находятся лопатки 5. Ведущим диском рабочее колесо крепится на валу. Жидкость движется через колесо из центральной его части к периферии. По отводу

					<b>ЮУрГУ. 15.03.02.2017.457 ПЗ ВКР</b>	стр.
Лист	Изм.	№ докум.	Подпис	Дата		12



жидкость направляется от рабочего колеса к напорному патрубку 11 или – в многоступенчатых насосах – к следующему колесу. В рабочем колесе энергия передается жидкости путем динамического воздействия лопаток на поток. При натекании потока на крыловой профиль (например, на крыло самолета) на его верхней и нижней поверхностях образуется перепад давления и, следовательно, возникает подъемная сила. Аналогично этому возникает подъемная сила на лопатках рабочего колеса лопастной гидромашины при движении их в жидкости. У лопастного насоса момент подъемных сил относительно оси колеса противодействует вращению рабочего колеса. Для этого лопатки колеса должны быть соответствующим образом спрофилированы для данной подачи, частоты вращения и направления движения жидкости. Преодолевая момент подъемных сил при своем вращении, рабочее колесо совершает работу.

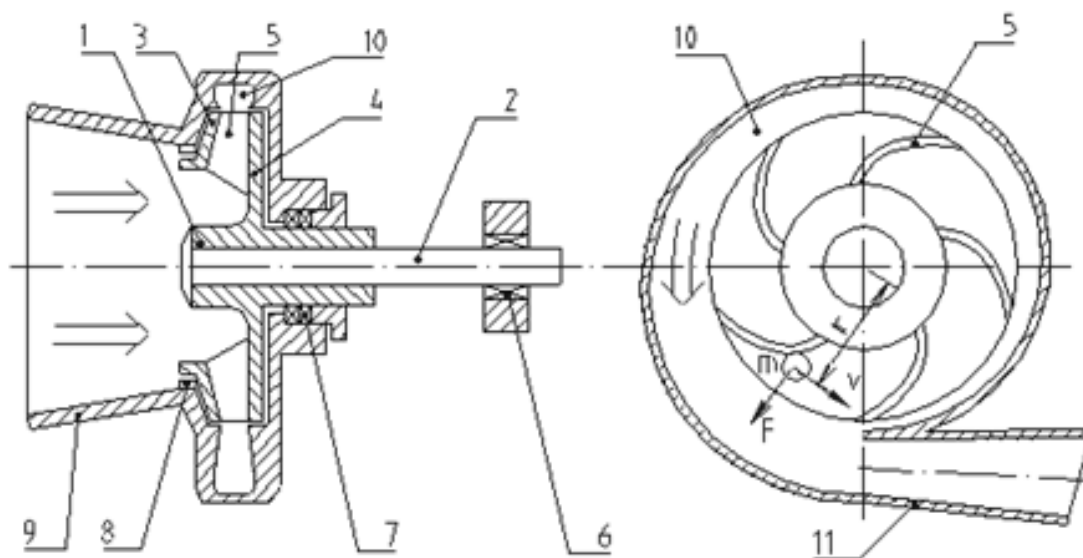


Рисунок 1. Схема центробежного насоса

Для этого к колесу от двигателя подводится энергия. Согласно закону сохранения энергии подводимая к колесу энергия может быть либо превращена в тепло и, следовательно, быть потеряна, либо передана жидкости. Если сконструировать машину так, чтобы потери энергии в ней были бы малы, то основная часть подводимой энергии передается жидкости, протекающей через рабочее колесо.

Лист	Изм.	№ докум.	Подпис	Дата

В рабочем колесе насоса частицы жидкости движутся относительно рабочего колеса и, кроме того, они вместе с рабочим колесом совершают переносное движение. Сумма относительного и переносного движения есть абсолютное движение жидкости, то есть движение её относительно неподвижного корпуса насоса.

Центробежный насос должен быть оборудован следующей арматурой и приборами:

- приемным обратным клапаном с сеткой, предназначенным для удержания в корпусе и всасывающем патрубке насоса воды при его заливе перед пуском;

- сетка служит для задержания крупных взвесей, плавающих в воде;

- задвижкой на всасывающем патрубке, которая устанавливается около насоса;

- вакуумметром, для измерения разрежения на всасывающей стороне. Вакуумметр устанавливается на трубопроводе между задвижкой и корпусом насоса;

- краном для выпуска воздуха при заливе (устанавливается в верхней части корпуса);

- обратным клапаном на напорном трубопроводе, предотвращающем движение воды через насос в обратном направлении при параллельной работе другого насоса;

- задвижкой на напорном трубопроводе, предназначенной для пуска в работу, остановки и регулирования производительности и напора насоса;

- манометром на напорном патрубке для измерения напора, развиваемого насосом;

- предохранительным клапаном на напорном патрубке за задвижкой для защиты насоса, напорного патрубка и трубопровода от гидравлических ударов;

- отверстие для залива в насос перекачиваемой жидкости.

					<b>ЮУрГУ. 15.03.02.2017.457 ПЗ ВКР</b>	стр.
Лист	Изм.	№ докум.	Подпис	Дата		14

Принципиальная схема станда включающая выше перечисленные элементы приведена в п. 2 на рис. 2

#### 1.4 Классификация центробежных насосов

В основу классификации центробежных насосов могут быть положены следующие особенности:

1. Число колес [одноступенчатые (одноколесные), многоступенчатые (многоколесные)]; кроме того, одноколесные насосы выполняют с консольным расположением вала — консольные;

2. Напору [низкого напора до 2 кгс/см<sup>2</sup> (0,2 МН/м<sup>2</sup>), среднего напора от 2 до 6 кгс/см<sup>2</sup> (от 0,2 до 0,6 МН/м<sup>2</sup>), высокого напора больше 6 кгс/см<sup>2</sup> (0,6 МН/м<sup>2</sup>)] напор насоса измеряется в метрах столба перекачиваемой жидкости;

3. Способу подвода воды к рабочему колесу [с односторонним входом воды в рабочее колесо, с двусторонним входом воды (двойного всасывания)];

4. Расположению вала (горизонтальные, вертикальные);

5. Способу разъема корпуса (с горизонтальным разъемом корпуса, с вертикальным разъемом корпуса);

6. Способу отвода жидкости из рабочего колеса в спиральный канал корпуса (спиральные и турбинные). В спиральных насосах жидкость отводится непосредственно в спиральный канал, в турбинных жидкость, прежде чем попасть в спиральный канал, проходит через специальное устройство — направляющий аппарат (неподвижное колесо с лопатками);

7. Степени быстроходности рабочего колеса (тихоходные, нормальные, быстроходные);

8. Роду перекачиваемой жидкости (водопроводные, канализационные, кислотные, щелочные, нефтяные, землесосные и др.);

9. Способу соединения с двигателем [приводные (с редуктором или со шкивом), непосредственного соединения с электродвигателем с помощью муфт]. Насосы со шкивным приводом встречаются в настоящее время редко.

					ЮУрГУ. 15.03.02.2017.457 ПЗ ВКР	стр.
Лист	Изм.	№ докум.	Подпис	Дата		15

## 1.5 Основные характеристики центробежных насосов

Одной из важных практических характеристик рабочих колёс центробежных и некоторых др. насосов является коэффициент быстроходности  $n_s$  — число оборотов в 1 мин такого рабочего колеса, которое геометрически подобно рассматриваемому и при подаче  $Q = 75$  л/сек развивает напор  $H = 1$  м. Классификация рабочих колёс центробежных насосов по быстроходности характеризуется отношением внешнего диаметра  $D_{вн}$  к диаметру его входного отверстия  $D_{отв}$ .

Для создания больших напоров применяют многоступенчатые насосы, в которых жидкость проходит последовательно несколько рабочих колёс, получая от каждого из них соответствующую энергию. Важнейшей особенностью центробежных насосов является непосредственная зависимость напора, а также мощности, коэффициента полезного действия и допустимой высоты всасывания от подачи, которая для каждого типа насос выражается соответствующими графиками, называемыми характеристиками. Коэффициент полезного действия центробежного насоса при определенном режиме его работы достигает максимального значения, а затем с увеличением подачи снижается.

Крупнейшие центробежные насосы отечественного производства могут обеспечить подачу воды до  $65\,000$  м<sup>3</sup>/ч при напоре 18,5 м, потребляя мощность 7,5 МВт, максимальный КПД равен 88—92%. В США для насосной станции Гранд-Кули создан вертикальный одноступенчатый центробежный насос с подачей  $138\,000$  м<sup>3</sup>/ч и напором 95 м при мощности 48 МВт.

Пример типовых характеристик центробежного насоса изображен на рис. 2.

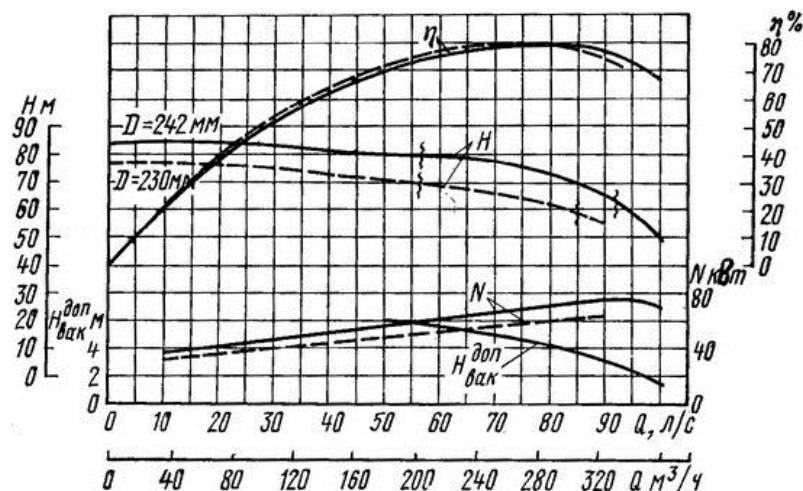


Рисунок 2. Характеристика насоса 6 НДС, при  $n=2950$

### 1.6 Область применения и виды центробежных насосов

Если в качестве основного признака принять назначение насоса, то насосы можно разделить на две группы:

- тесно связанные с работой основного эксплуатационного оборудования ТЭС;
- разного назначения, предназначенные для технических целей.

К первой группе насосов относятся те, которые заняты на следующих основных циклах работы: циркуляции воды (циркуляционные и рециркуляционные насосы), приготовления питательной воды (конденсатные насосы), теплопередачи (сетевые и бойлерные насосы), регулирования (нагнетательные насосы для питания серводвигателей регуляторов паровых турбин). Ко второй группе насосов относятся дренажные, пожарные, хозяйственные и др. К наиболее ответственным насосам, непосредственно влияющим на надежность и экономичность работы электростанции, относятся питательные, конденсатные, циркуляционные, сетевые и багерные. Конденсатные насосы всех типов имеют принципиальное конструктивное исполнение. Это центробежные двухкорпусные вертикальные насосы спирального типа.

Для охлаждения оборудования и других технических целей используются циркуляционные насосы, подающие воду из резервуаров.

Довольно часто при проектировании автоматизированных линий систем водяного отопления используют электрические насосы типа ЦВЦ, устанавливаемые прямо на трубопроводе. Центробежные водяные циркуляционные насосы являются малошумными и предназначены для обеспечения водяного отопления. Насосы представляют собой малогабаритную моноблочную конструкцию со встроенным асинхронным короткозамкнутым электродвигателем. Рабочее колесо бессальникового насоса устанавливается консольно на валу электродвигателя. Ротор двигателя с радиально-упорными подшипниками скольжения вращается непосредственно в перекачиваемой воде, которая одновременно служит смазкой для них и охлаждающей средой.

Насосы устанавливаются непосредственно на трубопроводе, что существенно упрощает их монтаж и эксплуатацию и позволяет обходиться без специального фундамента. В зависимости от типоразмера насосы соединяются с трубопроводом с помощью ниппельных или фланцевых соединений. Насосы ЦВЦ используются для подачи в теплосеть воды с температурой до 100°C.

Сетевые насосы предназначены для питания теплофикационных сетей. Они устанавливаются либо непосредственно на электростанции, либо на промежуточных перекачивающих насосных станциях. В зависимости от теплового режима сети насосы должны надежно работать при значительных колебаниях температуры перекачиваемой воды в широком диапазоне подач. Как правило, насос и электродвигатель устанавливаются на отдельных фундаментах.

Бустерные насосы предназначены для подачи воды из деаэратора к питательным насосам турбоагрегата с давлением, необходимым для предотвращения кавитации в питательных насосах.

## 1.7 Кавитация в центробежных насосах

Кавитация – это проблема, возникающая при эксплуатации насосов, влияющая на повреждение составных частей насоса, вызывание излишнего шума, сопровождающаяся вибрацией и снижением эффективности насоса.

При засасывании насосом жидкости из резервуара давление в подводящем трубопроводе по мере продвижения жидкости в насос падает и при входе на колесо может стать меньше давления упругости насыщенных паров жидкости. Происходит холодное вскипание жидкости. Образовавшиеся при входе паровые пузырьки в области повышенного давления на выходе рабочего колеса мгновенно конденсируются, что сопровождается характерными потрескиваниями, шумами. Это явление носит название кавитации насоса. При сильном развитии кавитации может произойти полный срыв работы насоса.

Для изучения кавитационных качеств насоса производят его кавитационные испытания, в результате которых для каждого режима работы насоса получают кавитационную характеристику рис. 3. Она представляет собой зависимость напора и мощности от кавитационного запаса при постоянной частоте вращения и подаче. При больших кавитационных запасах кавитационные явления отсутствуют и величины напора и мощности от кавитационного запаса не зависят. Режим, при котором начинается падение мощности и напора, называют первым критическим режимом. Ему соответствует первый критический запас  $\Delta h_{1кр}$ . В начальной стадии процесса, когда  $\Delta h_{1кр} > \Delta h > \Delta h_{2кр}$ , зона распространения кавитационных явлений невелика (местная кавитация). По мере уменьшения кавитационного запаса на этой стадии процесса кавитационная область медленно увеличивается, что сопровождается медленным изменением напора и мощности. Достижение второго кавитационного запаса  $\Delta h_{2кр}$  ведет к резкому уменьшению напора и мощности, а затем и к полному срыву работы насоса.

Критические кавитационные запасы зависят только от кинематики потока, определяемой конструкцией насоса и режима его работы.

									стр.
									19
Лист	Изм.	№ докум.	Подпис	Дата	ЮУрГУ. 15.03.02.2017.457 ПЗ ВКР				

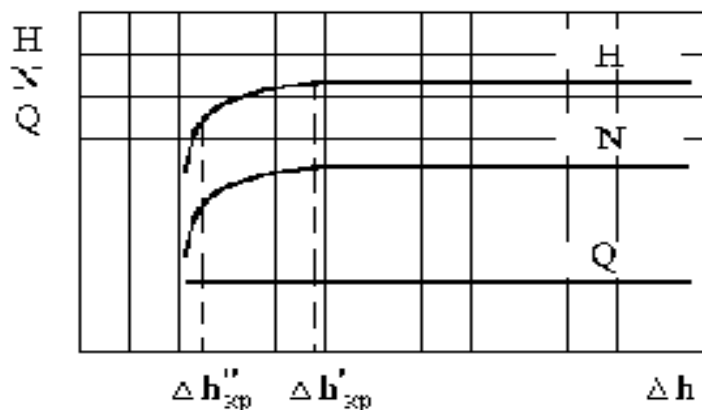


Рисунок 3. Кавитационная характеристика насоса

Русский ученый профессор С.С Руднев установил зависимость кавитационного запаса  $\Delta h$  от параметров работы насоса. Он предложил формулу для расчетного определения кавитационного запаса в зависимости от значения параметров работы насоса на номинальном режиме.

$$\Delta h = \left( \frac{n\sqrt{Q}}{C} \right)^{4/3}$$

Где:  $n$  - частота вращения насоса, об/с;

$Q$  - подача насоса, м<sup>3</sup>/с

$C$  - кавитационный коэффициент быстроходности насоса.

Коэффициент  $C$  используется как основная характеристика кавитационных качеств насосов и называется кавитационным коэффициентом быстроходности.

Последствия кавитации сопровождают ряд нежелательных в эксплуатации насосов явлений:

1. эрозия материала стенок. Образовавшиеся пузырьки пара, попадая в область повышенных давлений, мгновенно конденсируются, при смыкании частицы жидкости, окружающие пузырек, движутся ускоренно к центру пузырька, и при полном исчезновении пузырька эти частицы сталкиваются, создавая мгновенное местное повышение давления, которое может достигать больших значений. Такие давления на рабочих поверхностях



- каналов колеса приводят к сильным ударам, выщербливанию, разъеданию материала стенок;
2. повышение вибрации, которая приводит к быстрому изнашиванию подшипников;
  3. быстрая химическая эрозия рабочих органов насоса при выделении паров химически активной жидкости. Химическая эрозия увеличивается также с повышением в паровой фазе содержания кислорода, растворенного в перекачиваемой жидкости и перешедшего при кавитации в паровую фазу;
  4. сужение проходного сечения подводящих каналов и полный срыв работы насосов при Активном холодном кипении, что связано с выделением растворенных газов, в том числе и воздуха, из жидкости при прохождении ею области вакуума.

Основным средством для предупреждения кавитации, обеспечивающем при этом нормальную работу центробежного насоса, считается поддержание на входе в насос такого давления, при котором не возникает кавитация.

Кавитация сопровождается ухудшением характеристик центробежного насоса как показано на рис. 3.

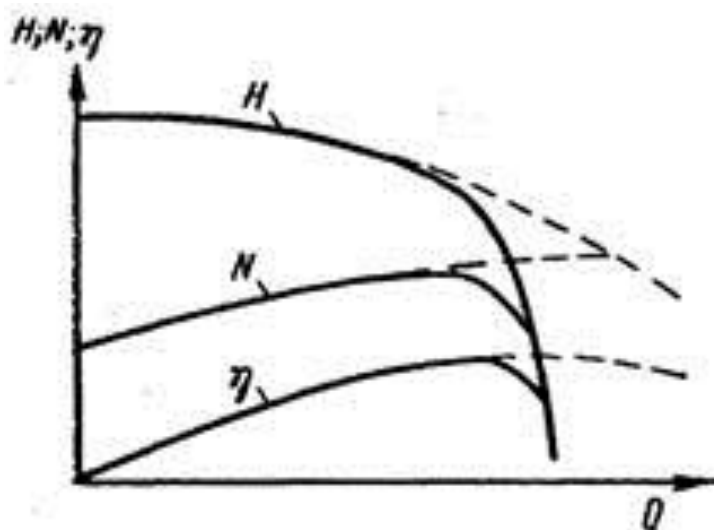


Рисунок 4. Изменение характеристик насоса

Лучшим способом борьбы с кавитацией считается изменение конструкции насоса, таким образом, чтобы избежать образование пузырьков.

В случаи невозможности изменения конструкции центробежного насоса, для снижения износа поверхностей, подвергающимся воздействию кавитации, применяют наплавку или высокоскоростное напыление.

### 1.8 Виды испытаний насосов

Испытания насосов классифицируют по организационно-юридическому признаку, по их содержанию, составу, месту проведения и по объектам испытаний.

По ГОСТ ISO 9906-2015 Насосы динамические - заводские эксплуатационные испытания насоса, проводимые для проверки первичных эксплуатационных характеристик новых насосов, проверки воспроизводимости единицы оборудования, точности расчетов элементов рабочего колеса, работы со специальными материалами и т.д. [8]

Типичные эксплуатационные испытания включают в себя измерения подачи, напора, входной мощности насоса или двигателя насоса. Дополнительные измерения, такие как показатель NPSH, могут быть включены по согласованию. Под заводскими испытаниями понимаются испытания на определенной испытательной площадке, часто на заводе производителя насоса или независимой испытательной площадке.

Организационно-юридические виды испытаний устанавливаются нормативной документацией, которая определяет для каждого вида необходимость проведения испытаний, цели, исполнителей, число насосов, периодичность, организационно-технические и юридические последствия в зависимости от результатов.

Предварительные испытания проводятся всегда при создании нового типоразмера насоса, который в дальнейшем предполагается выпускать серийно, а также при выпуске насосов индивидуального производства. Цель испытаний - доводка (устранение конструктивных и технологических недостатков), предварительная проверка работоспособности и получение показателей и характеристик. Предварительные испытания продолжаются до

					<b>ЮУрГУ. 15.03.02.2017.457 ПЗ ВКР</b>	<i>стр.</i>
<i>Лист</i>	<i>Изм.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дата</i>		22

тех пор, пока насосы не будут всесторонне проверены, а их параметры и показатели надежности не доведены до заданных значений. Понятно, что технические мероприятия при доводке опытных насосов должны касаться не только испытываемых экземпляров. При положительных результатах предварительных испытаний насосы предъявляются на приемочные испытания.

Приемочные испытания - это официальные испытания в присутствии комиссии, по результатам которых делается вывод о целесообразности начала серийного производства, а для насосов индивидуального производства - о сдаче в эксплуатацию. одновременно определяются и включаются в документацию полученные при испытаниях параметрические показатели и характеристики насоса. В дальнейшем по этим показателям и характеристикам с учетом допустимых отклонений производится контроль качества серийных насосов. При этих испытаниях должны быть также подтверждены заданные показатели безотказности. Приемочные испытания должны производиться с теми образцами насосов, которые прошли предварительные испытания.

Испытания установочной партии насосов проводятся в начале освоения серийного производства, если изготовители опытных и серийных насосов разные, или если по решению приемочной комиссии в конструкцию или технологию изготовления насоса внесены изменения.

Серийное производство насосов может быть начато лишь при положительных результатах испытаний установочной партии.

Приемо-сдаточные испытания являются основной формой выходного контроля качества насосов при серийном производстве. Насосы, основные параметры которых вышли за пределы допустимых отклонений, или насосы, оказавшиеся неработоспособными, возвращаются на исправление. На заводах крупносерийного производства при стабильной, отлаженной технологии для насосов I и II групп надежности возможен переход на выборочные приемо-сдаточные испытания.

В случае насосов индивидуального производства также возможны приемо-сдаточные испытания. Если одновременно изготовлена партия таких насосов, то при сдаче в эксплуатацию приемосдаточным испытаниям подвергаются насосы, не проходящие предварительные и приемочные испытания.

Периодические испытания носят характер текущего контроля насосов по всем физическим параметрам при серийном производстве. Количество насосов, подвергаемых этим испытаниям, зависит от годового выпуска и размера насосов (определяется по табл. 2 ГОСТ 6134—71). При неудовлетворительных результатах периодических испытаний производство насосов должно быть приостановлено до устранения причин обнаруженных отклонений.

Типовые испытания должны проводиться при внесении в конструкцию или технологию изготовления серийных насосов, которые могут повлиять на параметры или надежность. Производство насосов с внесенными изменениями может быть начато только при положительных результатах типовых испытаний. При этом допускается корректировка показателей насоса в документации, но только в сторону улучшения качества.

### 1.9 Общие правила испытаний насосов

Основные правила проведения испытаний для получения сравнимых, стабильных результатов: [4]

1. параметры насоса должны соответствовать параметрам стенда;
2. Перед испытанием должны быть измерены постоянные величины (диаметры трубопровода в местах установления манометров, положения манометров и т. д.), вычислены постоянные расчетные коэффициенты и подсчитаны предельные погрешности результатов испытаний, которые не должны превышать допустимые;
3. Перед испытаниями должна быть проверена герметичность элементов стенда;

					ЮУрГУ. 15.03.02.2017.457 ПЗ ВКР	стр.
Лист	Изм.	№ докум.	Подпис	Дата		24

4. Считка или автоматическая запись показаний приборов во время одного замера должна производиться только при установившемся режиме и должна быть закончена в течении времени, не превышающего 15с;
5. При снятии характеристик измерения на отдельных режимах должны проводиться через возможно малые и одинаковые промежутки времени, а последовательность записи показаний приборов при всех замерах должна быть одна и та же;
6. При параметрических испытаниях непосредственно перед началом испытаний должны быть измерены атмосферное давление и температура воздуха;
7. Снятия показаний приборов должно начинаться сразу после обкатки без остановки приборов;
8. Снятие насоса с испытательной установки должно производиться после обработки результатов испытания.

## 2 ВЫБОР КОМПОНОВОЧНОЙ СХЕМЫ СТЕНДА

Выбор компонентов для стенда исследования кавитационных характеристик центробежного насоса происходил аналогично выбору компонентов, для исследовательского комплекса по исследованию струйных насосов (на рисунке 5 представлена принципиальная гидравлическая схема существующего (исходного) стенда), предназначенного для испытания эжектора с целью выявления его энергетических характеристик.

					ЮУрГУ. 15.03.02.2017.457 ПЗ ВКР	стр.
Лист	Изм.	№ докум.	Подпис	Дата		25

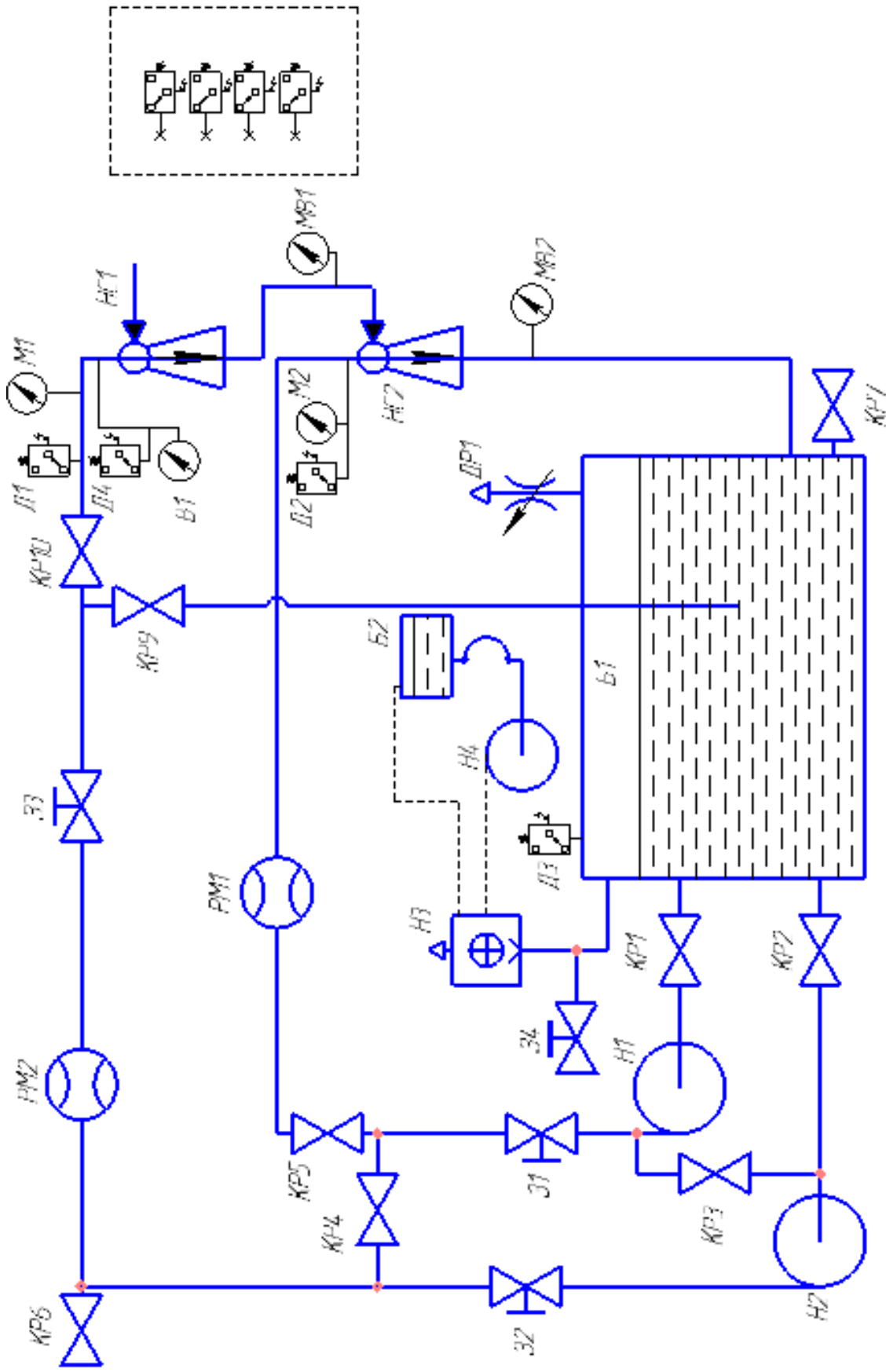


Рисунок 5. Схема гидравлическая принципиальная

Лист	Изм.	№ докум.	Подпис	Дата

ЮУрГУ. 15.03.02.2017.457 ПЗ ВКР

стр.

26

Таблица 1. Компоновка стенда

Обозначение	Наименование	Прим.
Б1	Бак основной герметичный	V= 500 л
Б2	Бак питательный	V= 50 л
Н1	Насос циркуляционный центробежный СА220/55	$Q_{\max}=210$ л/мин, H=46,2 м
Н2	Насос циркуляционный центробежный СА70/33	$Q_{\max}=80$ л/мин, H=23,9 м
Н3	Насос вакуумный водокольцевой 2ВВН1- 0,8	Q=13 л/мин, p= -0,04 МПа
Н4	Насос циркуляционный центробежный	
КР1...КР7	Кран шаровый	
31...34	Задвижка клиновая	
ДР1	Дроссель GRO 1/4"	
РМ1	Расходомер Метран-300ПР-50	
РМ2	Расходомер Метран-300ПР-25	
Эж1	Первая ступень эжектора	
Эж2	Вторая ступень эжектора	
М1, М2	Манометр МПТИ-УЗ, кл. т. 0,4%	p= 0...1 МПа
МВ1, МВ2	Мановакуумметр МВПТИ-У2, кл. т. 0,6%	p= -100...150 кПа
В1	Вакуумметр ВПТИ-УЗ, кл. т. 0,4%	p= -100. ..0 кПа
	Барометр М67	p=610...790
Д1,Д2	Датчик давления Motorola MPX 5999D	p= 0...1 МПа
Д3... Д28	Датчик давления Motorola MPX 4250	p= 20 ... 250 кПа

Насосы Н1 и Н2 (центробежные) предназначены для подачи воды из бака в эжекторы для создания активного потока. Всасывающими трубопроводами центробежные насосы Н1 и Н2, через шаровые краны КР1 и КР2 соединены с баком 57. При работе стенда краны КР1 и КР2. Для последовательного / параллельного включения насосов служат шаровые краны КР1, КР2, КР3.

Для регулировки производительности насосов служат клиновые задвижки 31, 32.

Эжекторная установка комплектуется из сменных элементов, таких как расходомерная шайба (с диаметрами отверстия  $d_{отв}=5; 7; 9; 11; 13; 15$  мм), сопловой диск (с диаметрами и числом отверстий:  $d_{отв}=8$  мм и  $z=5$ ;  $d_{отв}=8$  мм и  $z=7$ ;  $d_{отв}=5$  мм и  $z=15$ ;  $d_{отв}=5$  мм и  $z=19$ ;  $d_{отв}=7$  мм и  $z=25$ ;  $d_{отв}=3$  мм и  $z=31$ ;  $d_{отв}=3$  мм и  $z=53$ ;) и сопло второй ступени (с диаметрами отверстия  $d_{отв}=4; 6; 8; 10; 12$  мм), и может работать как одно / двухступенчатый водовоздушный эжектор.

Забор воздуха осуществляется из помещения лаборатории.

Противодавление на выходе эжекторной установки определяется давлением в баке и регулируется дросселем ДР1 или задвижкой 34, при включенном или отключенном водокольцевом насосе НЗ.

С помощью крана КР6 имеется возможность подачи газа к первой ступени ЭЖ1, а с помощью штуцера Festo, который расположен перед второй ступенью ЭЖ2, соответственно, можно подавать газ на вторую ступень.

Параметры герметичного бака Б1

Максимальное давление в баке:

$P_{max}=1,2 \cdot 10^5$  Па

(достигается дросселированием при истечении из бака в атмосферу воздуха, нагнетаемого в бак эжекторной установкой).

Размеры бака:

длина: 1000 мм;

высота: 1000 мм;

ширина: 500 мм.

Полный объём: 500 л.

Объём заправляемой жидкости; 400 л.

В баке происходит деаэрация водовоздушной смеси, образующейся в эжекторной установке, за счет течения смеси со свободной поверхностью в баке. Для увеличения протяженности течения жидкостногазовой смеси в баке предусмотрены поперечные перегородки, которые также выполняют дополнительную функцию ребер жесткости.

					<b>ЮУрГУ. 15.03.02.2017.457 ПЗ ВКР</b>	стр.
Лист	Изм.	№ докум.	Подпис	Дата		28



Минимальное давление в баке:  $P_{min}^{абс} = 0,5 \cdot 10^5$  Па, (достигается при вакуумировании пространства бака вакуумным водокольцевым насосом НЗ).

Принцип действия вакуумного водокольцевого насоса 2ВВН1-0,8 основан на механическом всасывании и выталкивании газа вследствие изменения объема рабочей полости. В корпусе в направлении, указанном стрелкой, вращается эксцентрично установленное рабочее колесо. Рабочая полость образуется между втулкой рабочего колеса, диском и водяным кольцом и делится на отдельные ячейки лопатками рабочего колеса.

Для поддержания постоянного объема водяного кольца и отвода тепла, выделяемого трущимися деталями и сжимаемым газом, через насос непрерывно циркулирует вода, перекачиваемая циркуляционным насосом Н4. Вода для этих целей забирается из специального бака системы охлаждения - Б2.

Схематичный вид переключателя насоса WCP 25 представлен на рис. 6. Переключатель имеет три положения, соответствующие трем уровням подачи. Положение переключателя, отмеченное одной риской, (крайнее левое) соответствует минимальному уровню производительности насоса. Соответственно положение переключателя, отмеченное тремя рисками, (крайнее правое) соответствует максимальному уровню производительности.



Рисунок 6 - Схематичный вид переключателя насоса WCP 25

Для определения расходов воды перед ступенями ЭЖ1 и ЭЖ2 применяются расходомеры Метран-3ООПР. Принцип действия расходомеров основан на явлении Ван Кармана: при обтекании неподвижного твердого тела потоком жидкости за телом образуется вихревая дорожка, состоящая из

вихрей, поочередно срывающихся с противоположных сторон тела. На рисунке 7 показано обтекание цилиндра потоком и образование вихрей.

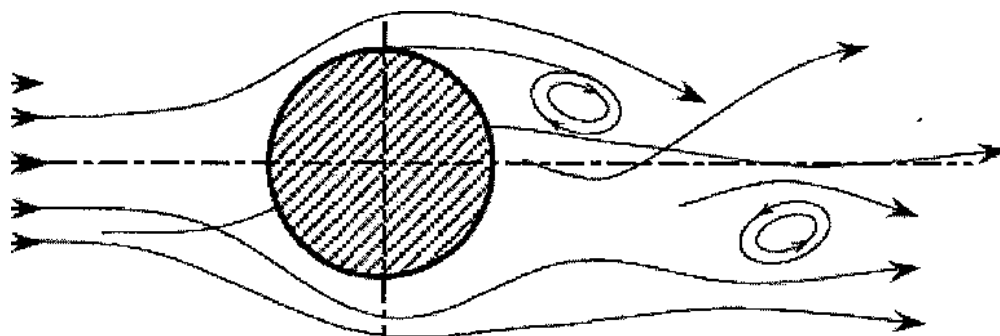


Рисунок 7. Обтекание цилиндра потоком.

Частота образования вихрей за телом пропорциональна скорости потока. Детектирование вихрей и определение частоты их образования позволяет определить скорость и объемный расход среды. В преобразователе Метран-300ПР в качестве тела обтекания применяется призма трапецеидального сечения, а детектирование вихрей производится с помощью ультразвукового луча. Расходомер Метран-300ПР предназначен для измерения расхода в диапазоне от 0,18 м<sup>3</sup>/ч до 2000 м<sup>3</sup>/ч. Погрешность измерений 1,5%. Не устойчив к работе при образовании воздуха в проточной части.

Давления перед ступенями эжектора измеряются с помощью манометров М1 и М3, а также с помощью датчиков давления Д1 и Д2, результаты замеров с которых отображаются на ноутбуке. В1 и датчика давления Д4, давление в баке - датчиком давления Д3, давления на выходе из каждой ступеней - мановакууметрами МВ1 и МВ2, давления вдоль проточных частей каждого эжектора - датчиками давления Д5 ... Д28. Результаты замеров с датчиков давления отображаются на ноутбуке.

Перед измерением давления (снятием показаний с манометров, вакуумметра, мановакууметров и датчиков давления) следует дождаться окончания переходных процессов, возникающих при изменении перекрытий управляющих задвижек. Таким образом, замеры давления следует делать по достижении его постоянного значения.

## 2.1 Меры предосторожности при работе

К работе со стендом допускается персонал после ознакомления с данными указаниями по проведению лабораторных работ.

Одновременно допускается проведение лабораторных работ с группой не более 2...3 учащихся под наблюдением преподавателя.

Во время работы и транспортировки стенда запрещается прикладывать внешние нагрузки на трубопроводы, устройства и баки (в т.ч. опираться на них или класть посторонние предметы), запрещена транспортировка, стенда при наличии жидкости в баках.

Запрещается также сборка - разборка соединений трубопроводов и элементов эжекторной установки, их подтяжка при работающих насосах или наличии воды в накопительном баке, трубопроводах и мерных емкостях.

Перед включением насосов убедиться в том, что:

1. Полностью закрыт кран КР6 (при отсутствии внешнего подвода газа).
2. Полностью закрыт сливной кран КР7.
3. Кран соответствующего всасывающего трубопровода не перекрыт. Таким образом, при работе краны КР1 и КР2 должны быть постоянно и полностью открыты. Кран КР2 допускается закрывать только при открытом КР3 и работающем насосе Н1 (последовательное включение насосов).
4. Высота уровня воды в баке Б1 достаточна для нормальной работы (по показаниям указателя уровня, который расположен на торцевой стенке бака).
5. Трубопроводы и гибкие рукава не имеют внешних повреждений и смятий.

## 2.2 Модернизация стенда

При выборе компонентов схемы стенда, для исследования кавитационных характеристик центробежного насоса я обратился к стандарту

					<i>ЮУрГУ. 15.03.02.2017.457 ПЗ ВКР</i>	<i>стр.</i>
<i>Лист</i>	<i>Изм.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дата</i>		31

ГОСТ 6134-87 «Насосы динамические, методы испытаний». Мною был сконструирован стенд для исследования кавитационных характеристик насоса.

### 2.3 Выбор насоса

На рис.8 представлен выбранный мной электронасос КАМА 8. Данный насос производится на Пермском электротехническом заводе. Электронасос состоит из двух основных частей: электродвигателя и центробежного насоса, скрепленных между собой болтовым соединением 14, 15. Электродвигатель 16 однофазный коллекторный является приводом электронасоса. Электродвигатель защищен кожухами 2 и 5. Кожух 2 крепится к щиту электродвигателя двумя винтами 1. В обоймах щеткодержателя установлены две графитовые щетки 17.

Центробежный насос состоит из корпуса 8, крышки 13 и рабочего колеса 10, закрепленного на выходном конце гайкой 11. Насос обеспечивает подачу воды за счет вращения рабочего колеса 10. В корпусе 8 запрессованный сальник 9, уплотняющий вал электродвигателя. Между корпусом 8 и крышкой 13 установлена уплотняющая прокладка 12. В крышке имеется резьбовое отверстие для присоединения всасывающего трубопровода. Корпус имеет опору с отверстиями для установки и крепления.

					<i>ЮУрГУ. 15.03.02.2017.457 ПЗ ВКР</i>	<i>стр.</i>
<i>Лист</i>	<i>Изм.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дата</i>		32

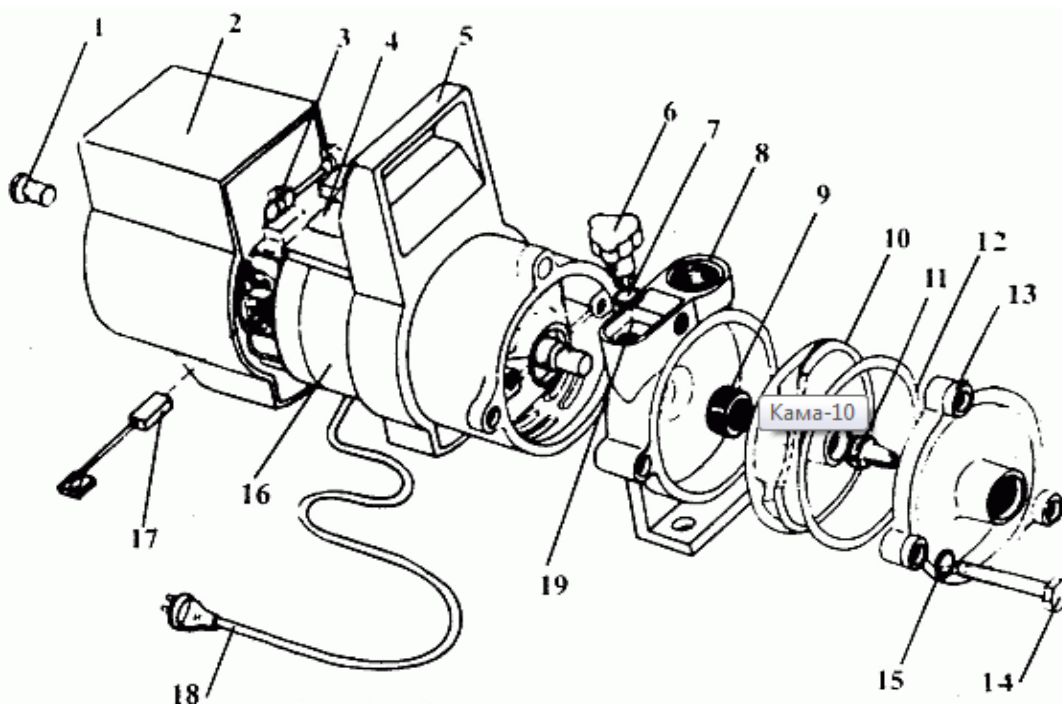


Рисунок. 8 Общий вид электронасоса

1 - винт, 2 - кожух, 3 - предохранитель, 4 - фильтр, 5 - кожух, 6 - пробка, 7 - прокладка, 8 - корпус, 9 - сальник, 10 - рабочее колесо, 11 - гайка, 12 - прокладка, 13 - крышка, 14 - болт, 15 - шайба, 16 - электродвигатель, 17 - щетка, 18 - питающий шнур, 19 - заливной патрубок.

Таблица 2. Характеристики насоса

Напряжение питания, В	220
Частота напряжения питания, Гц	50
Потребляемая мощность, кВт	0,4
Номинальная объёмная подача, м <sup>3</sup> /ч	1,8
Номинальный напор, м	20
Вакуумметрическая высота всасывания, м, не менее	5
Обороты, мин <sup>-1</sup>	2900

Таблица 3. Габаритные размеры насоса

Длина, мм	270
Ширина, мм	130
Высота, мм	205

#### 2.4 Подбор трубопровода

Руководствуясь литературой при выборе трубопровода, диаметр шлангов выбираем равным диаметрам входного и выходного патрубков насоса, длина прямого участка перед насосом выбрана не менее 15 внутренних диаметров, для ускорения перемонтажа выбраны гибкие (резиновые шланги), чтобы сократить время на замену рабочих колес центробежного насоса. Присоединение производим с помощью рычажных скоб (хомутов). При входе в насос установлен прозрачный участок шланга, с его помощью контролируем содержание нерастворенного воздуха в жидкости, наблюдать за наступлением и развитием кавитации. Подвод к измерительным приборам осуществляется также гибкими резиновыми шлангами меньшего диаметра.

#### 2.5 Включение в схему эжектора

Для более широкого исследования явления кавитации на входе в насос я установил эжектор, помещённый в мерную, прозрачную колбу для визуализации.

В эжекторе передача энергии осуществляется путем перемешивания двух потоков, поступающих в рабочую камеру с разными скоростями.

На рисунке 9 показано изменение полного напора его составных частей (гидростатического и скоростного) у активного и пассивного потоков в жидкостном эжекторе.

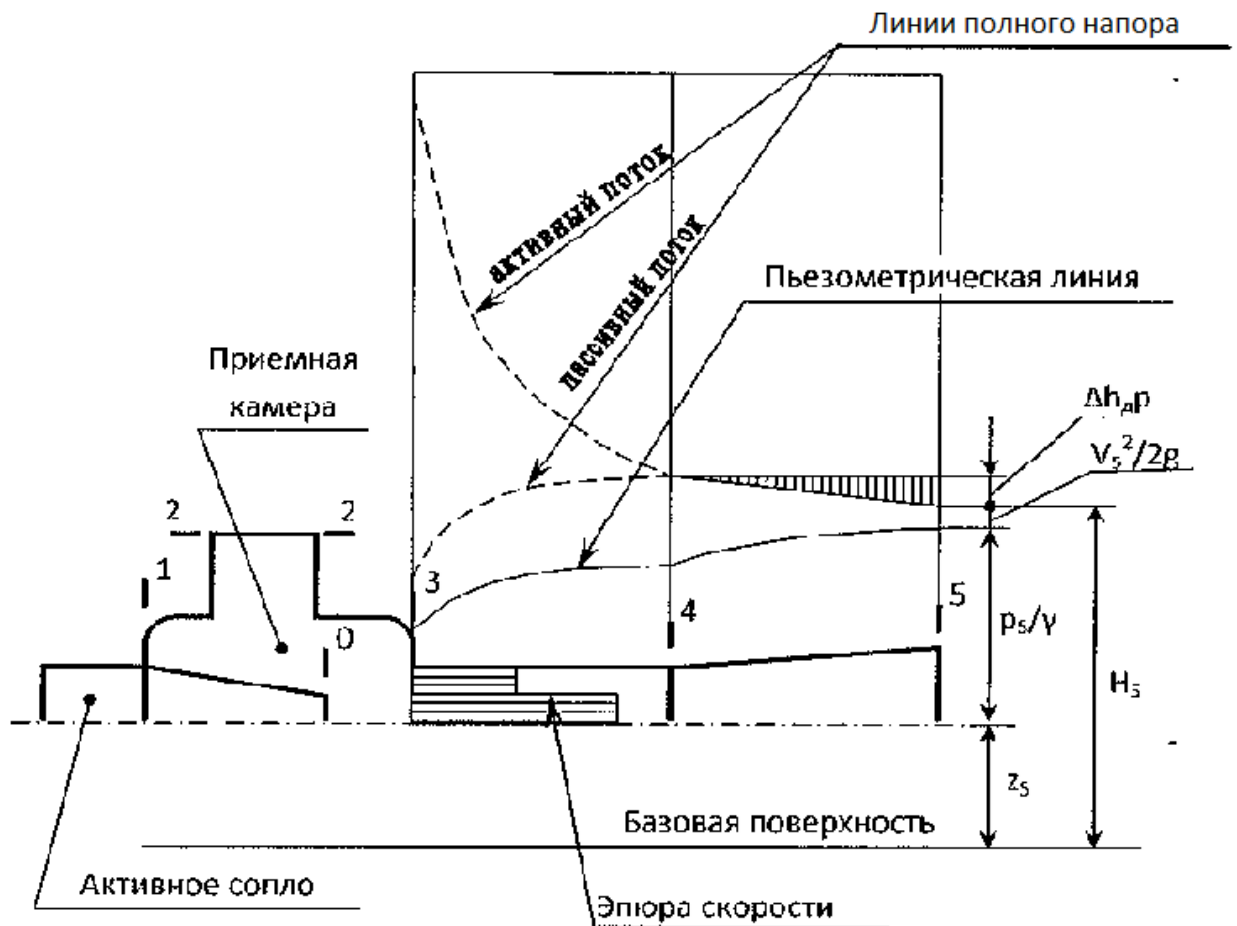


Рисунок 9. Энергетическая диаграмма

В рабочей камере активный поток передает часть своей энергии пассивному потоку, а часть теряет на сопротивление (гидравлическое трение, расширение струи), поэтому напорная линия у активного потока снижается. Наоборот, у пассивного потока напор растет. Статические напоры обоих потоков почти одинаковы, поэтому их пьезометрические линии сливаются. До встречи в сечении 3-3 (см. рис. 9) активный поток теряет часть своей энергии в насадке:

$$\Delta h_c = \zeta_c \frac{v_0^2}{2g},$$

а пассивный поток – при входе в рабочую камеру эжектора:

$$\Delta h_{\text{вх}} = \zeta_{\text{вх}} \frac{v_3^2}{2g},$$

После смешивания потоков часть их общей энергии теряется в диффузоре:

$$\Delta h_{\partial} = \zeta_{\partial} \frac{V_4^2}{2g},$$

Основными режимными параметрами жидкостного эжектора являются коэффициент эжекции, напор и КПД.

Коэффициентом эжекции  $\alpha$  называется отношение объемных расходов пассивного  $Q_2$  и активного  $Q_1$  потоков, т. е.

$$\alpha = \frac{Q_2}{Q_1}$$

Напор эжектора - это удельная энергия, полученная пассивным потоком, т. е.

$$\Delta H_{52} = H_5 - H_2$$

где  $H_i = z_i + \frac{P_i}{\rho g} + \frac{V_i^2}{2g}$  - полный напор в соответствующем сечении.

Относительный напор эжектора  $h$  выражается отношением абсолютного напора  $H_{52}$  к избыточному напору активного потока  $\Delta H_{12} = H_1 - H_2$ :

$$h = \frac{\Delta H_{52}}{\Delta H_{12}}$$

Показателем эффективности работы эжектора является КПД - отношение полезной мощности ко всей затраченной. При работе эжектора на однородных жидкостях избыточная мощность активного потока во входном сечении

$$N_1 = \rho g Q_1 (\Delta H_{12})$$

Часть этой мощности сохраняется у активного потока в выходном сечении эжектора:

$$N_{\text{ост}} = \rho g Q_1 (\Delta H_{52})$$

а часть передается пассивному потоку:

$$N_n = \rho g Q_2 (\Delta H_{52})$$



Если в системе, содержащей эжектор, полезно используется не только энергия пассивного потока, но и остаточная энергия активного потока, то КПД эжектора

$$\eta_{max} = \frac{N_n + n_{ост}}{N_i} = (\alpha + 1)h$$

Эжектор имеет минимальный КПД при работе в системах, где полезно используется только мощность пассивного потока:

$$\eta_{min} = \frac{N_n}{N_i} = \alpha \cdot h$$

Таким образом, в зависимости от степени полезного использования остаточной энергии активного потока КПД эжектора может иметь значения

$$\eta_{min} \leq \eta \leq \eta_{max}$$

Работу эжектора на переменных режимах отражают безразмерные характеристики, выражающие зависимость относительного напора и КПД от коэффициента эжекции:

$$h(\alpha), \eta_{max}(\alpha), \eta_{min}(\alpha)$$

Аналитическое выражение напорной характеристики

$$h = \frac{1 - \left(1 - \Omega + \frac{\Omega^2}{\Omega} \alpha\right)^2 - \zeta_{вх} \left(\frac{\Omega \alpha}{1 - \Omega}\right)^2 - (\zeta_m + \zeta_\partial) \Omega^2 (1 + \alpha)^2}{1 + \zeta_c - j(1 + \zeta_{вх}) \left(\frac{\Omega \alpha}{1 - \Omega}\right)^2}$$

Здесь  $\Omega = \left(\frac{d_0}{d_4}\right)^i$  - относительная площадь сопла;

$J$  - коэффициент учитывающий положение сопла;

$\zeta_{вх}, \zeta_c, \zeta_m, \zeta_\partial$ , - коэффициенты сопротивления соответственно сопла, входного конфузора смесительной камеры, трения в смесительной камере и диффузора, которые на основе многочисленных опытов могут быть приняты  $\zeta_c \approx \zeta_{вх} \approx 0,6$ ;  $\zeta_m = 0,06$ ;  $\zeta_\partial = 0,12 \dots 0,15$ .

## 2.6 Подбор затворов

Использую поворотный шариковый затвор, его предназначение регулировка гидравлического сопротивления системы при получении напорной и кавитационной характеристик. На перепуске потока на эжектор устанавливаем вентиль для удобства регулировки.

## 2.7 Выбор мерной ёмкости

Выбрана прозрачная мерная ёмкость с контрольной шкалой для возможности визуального контроля, за объёмным расходом жидкости, для поддержания уровня, в мерной емкости выбран подводящий шланг диаметром в несколько раз превышающем диаметр всасывающего шланга.

## 2.8 Общий вид схемы разрабатываемого стенда

Общий вид стенда с дополнительными компонентами (указаны утолщенными линиями) изображен на рис. 9. Для проведения кавитационных испытаний центробежного насоса добавленные компоненты: БЗ - мерная емкость; Н5 - испытуемый насос; 35 - регулировочный вентиль; НСЗ – эжектор; КР6 - регулировочный затвор на выходе из насоса; КР11 – регулировочный затвор на входе в насос.

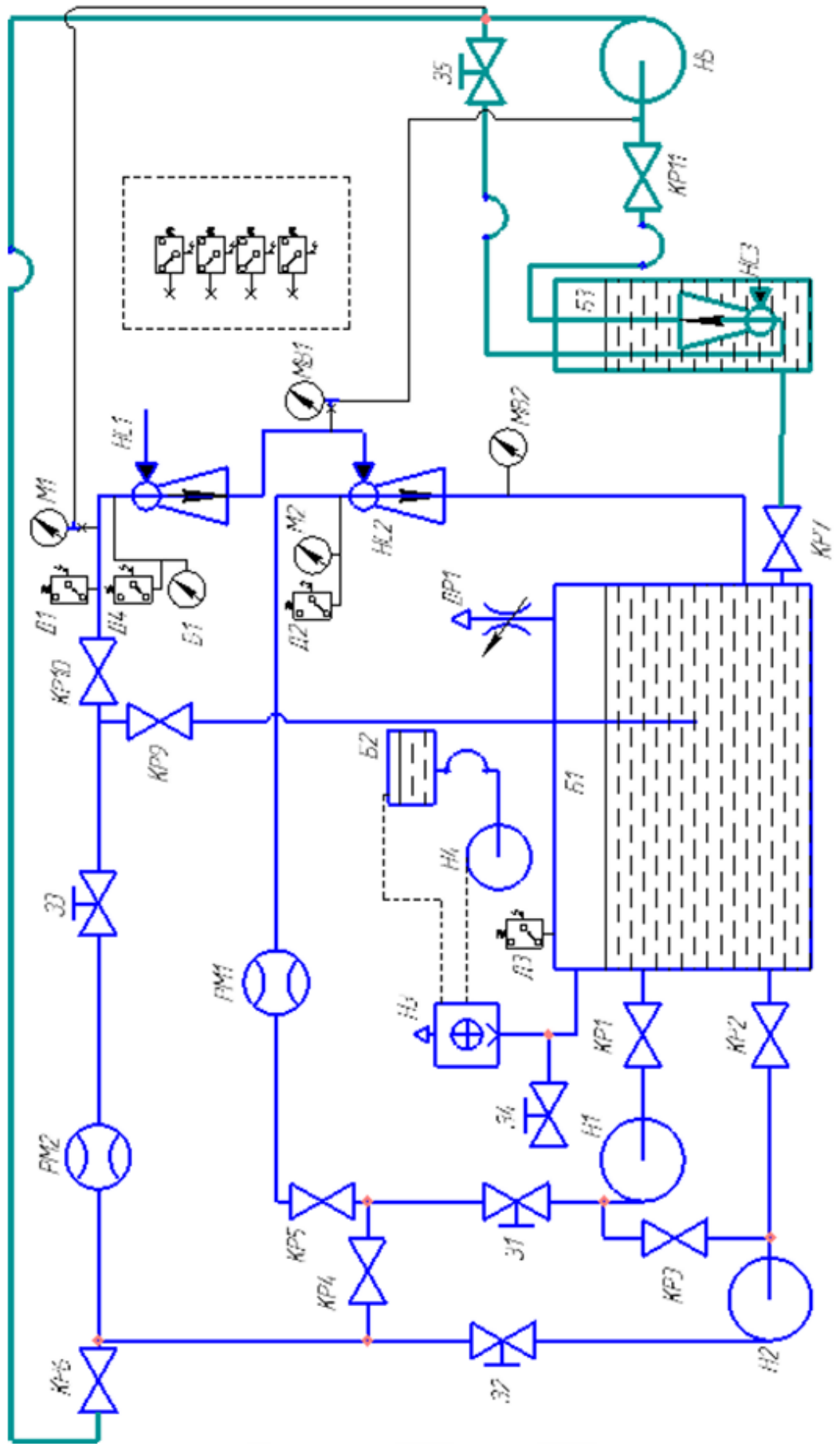


Рисунок 10. Принципиальная гидравлическая схема

Лист	Изм.	№ докум.	Подпис	Дата

ЮУрГУ. 15.03.02.2017.457 ПЗ ВКР

стр.

39

### 3 ОСНОВНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ И ОЦЕНКА ПОТЕНЦИАЛЬНЫХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ

#### 3.1 Описание принципиальной гидравлической схемы

Схема стенда, для экспериментального исследования кавитационной характеристики центробежного насоса, приведена на рисунке 11. Гидросистема стенда состоит из испытываемого электронасоса, с известной частотой вращения вала –  $n_{дв}=2900$ ), резервуара сообщенный с мерной емкостью и всасывающего, и нагнетательного трубопроводов. На входе в насос установлен вакуумметр  $p_1$ . На входе во всасывающий трубопровод установлен эжектор для повышения кавитационных характеристик насоса. На выходе из насоса установлен манометр, и перед резервуаром установлен расходомер. Всасывающий трубопровод снабжен регулировочной задвижкой, с помощью которой можно изменять давление на входе в насос. Величина этого давления контролируется манометром  $p_1$ . Для изменения давления на выходе из насоса, измеряемого с помощью манометра  $p_2$ , в напорном трубопроводе также установлен регулировочный затвор. Манометры установлены на различных уровнях, расположенных на высоте  $h$  относительно оси всасывающего трубопровода. Величина подачи насоса определяется с помощью расходомера.

Всасывающий трубопровод изготовлен из резины и имеет диаметр –  $d_{вс}=0,25$  м, длину –  $l_{вс}=1,7$  м, эквивалентную шероховатость стенок –  $\Delta_{вс}=0,02 \cdot 10^{-3}$ . Нагнетательный трубопровод изготовлен также из резины и имеет характеристики:  $d_n=0,25$ ,  $l_n=2,1$  и  $\Delta_n=0,02 \cdot 10^{-3}$ .

Мерная емкость, заполняемая водой до отметки  $\nabla A$  (плотность воды –  $\rho$ , ее кинематический коэффициент вязкости -  $\nu$ ), выполнена в виде цилиндра диаметром  $D$ . В воздушной подушке над водой установлено атмосферное давление.

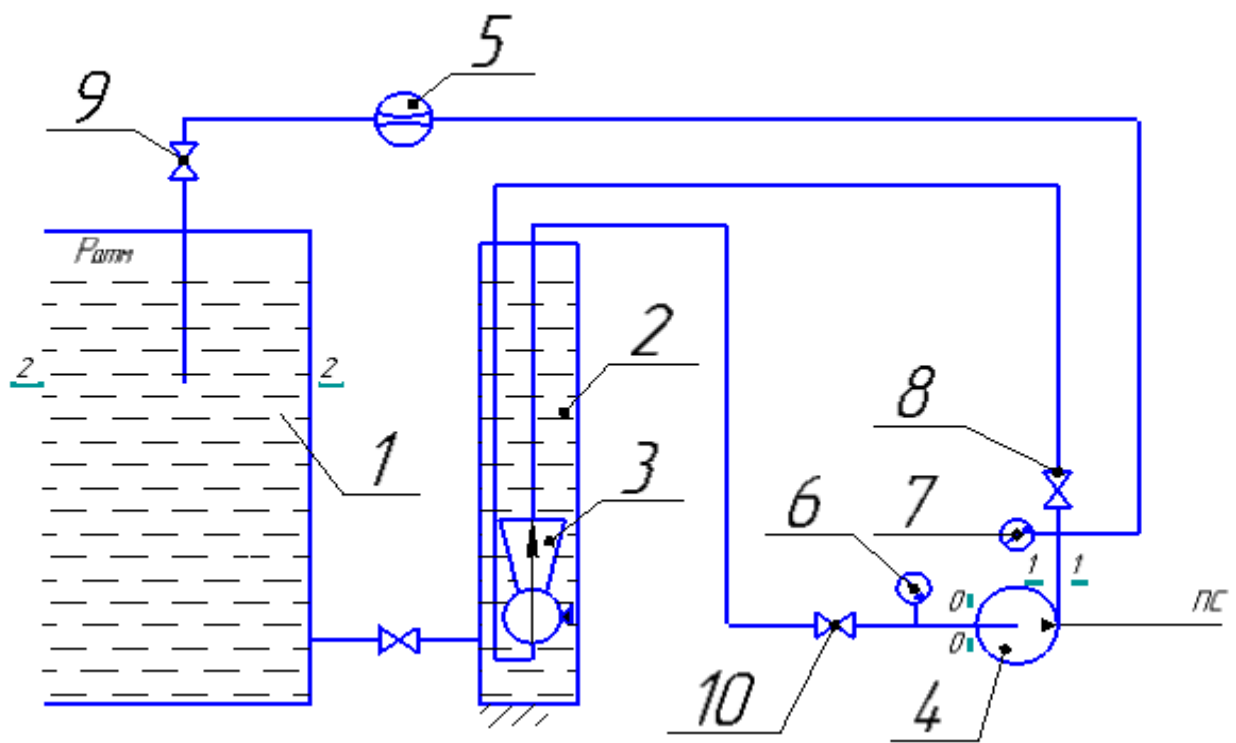


Рисунок 11.

### 3.2 Расчет системы

Определение теоретического напора насосной установки:

$$H_{1-1} = H_{2-2} + h_{\text{пот}1-2}$$

$$H_{1-1} = \frac{P_{1-1}}{\rho g} + \frac{U^2}{2g} + z_1$$

$$H_{2-2} = \frac{\rho g \cdot 0.35}{\rho g} + \frac{U_2}{2g} + z_2$$

$$z_2 = 0.25;$$

Скорость в сечении 2-2 (рис. 11) будет стремиться к нулю, соответственно:

$$\frac{U_2}{2g} \rightarrow 0$$

Расход выбираем оптимальным для работы насоса:  $Q = 1.8 \text{ м}^3/\text{ч}$

$$Re = \frac{Ud}{\nu} = \frac{1.01 \cdot 0.025}{1 \cdot 10^{-6}} = 25.25 \cdot 10^3$$

Шероховатость гибких шлангов принимаем  $0,02 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

$$\Delta_3 = \frac{0,02 \cdot 10^{-3}}{0,025} = 8 \cdot 10^{-5}$$

Лист	Изм.	№ докум.	Подпис	Дата

Определяем относительную шероховатость стенок

$$k = \frac{\Delta_э}{d} = 0.8 \cdot 10^{-4}$$

$$\frac{15}{k} = \frac{15}{0.00008} = 187500$$

$$\frac{15}{k} \leq Re \leq \frac{560}{k} \text{ – область доквадратичного сопротивления}$$

Коэффициент гидравлического трения может быть вычислен по формуле Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{\Delta}{d_2} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$$

$$\lambda = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} = 0.025$$

$$h_{\text{пот1-2}} = \left( \lambda \frac{l}{d} + \zeta_p + \zeta_{\text{пов}} + \zeta_{\text{задв}} \right) \frac{U^2}{2g} = 2.10013 \frac{U^2}{2g}$$

Суммирование потерь произвожу по всему гидравлическому контуру стенда, включая выход в бак, для затворов коэффициент сопротивления беру соответствующий открытому положению.

$$\zeta_{\text{пов}} = 1,19, \text{ при угле поворота } \beta = 90^0. \quad [1, \text{ с } 24]$$

$$\zeta_{\text{задв}} = 0,05, \text{ при полностью открытом затворе. } [1, \text{ с } 23]$$

Коэффициент сопротивления расходомера Метран 300П высчитываем по формуле:

$$\zeta_p = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = k_2 c_x \frac{S_M / F_0}{(1 - \tau S_M / F_0)^3} (1 - 2y / D_0)^{\frac{1}{3}} \quad [6, \text{ стр } 481]$$

$$\zeta_p = \frac{2 \cdot 10^{-5} / 0,126}{(1 - 0,5 \cdot 2 \cdot 10^{-5} / 0,126)^3} (1 - 2 \cdot 0,1 / 0,4)^{\frac{1}{3}} = 0,0013$$

$$h_{\text{пот1-2}} = 2.131 \cdot \frac{U^2}{2g}$$

$$H_{1-1} = \frac{\rho g \cdot 0.35}{\rho g} + 0.25 + 2.131 \cdot \frac{U^2}{2g}$$

$$H_{1-1} = 0.6 + 2.131 \cdot \frac{U^2}{2g}$$

					ЮУрГУ. 15.03.02.2017.457 ПЗ ВКР	стр.
Лист	Изм.	№ докум.	Подпис	Дата		42

Построим теоретическую характеристику сети:

Таблица 4.

$Q_c, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,0001	0,0002	0,0003	0,0004	0,0005	0,0006	0,0007	0,0008
$H_{\text{сист}}, \text{ м}$	0,6	1,033	2,335	4,504	7,540	11,444	16,216	21,855	28,362

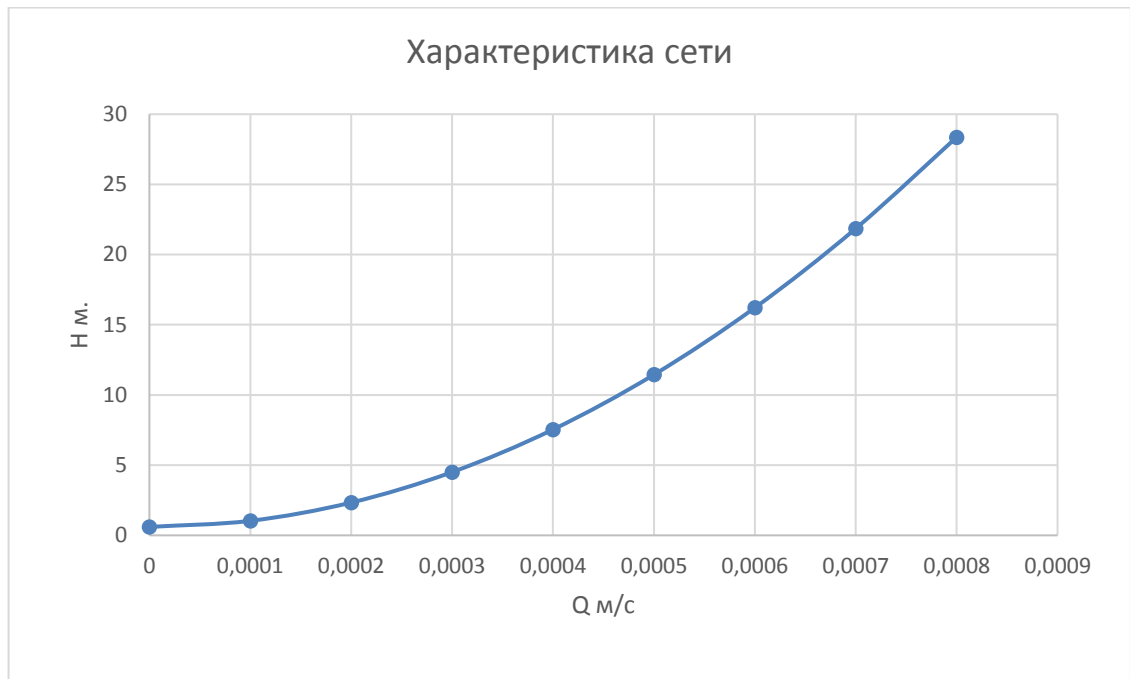


Рисунок 12. График характеристики сети

### 3.3 Определение предельно допустимой высоты расположения оси насоса без эжектора

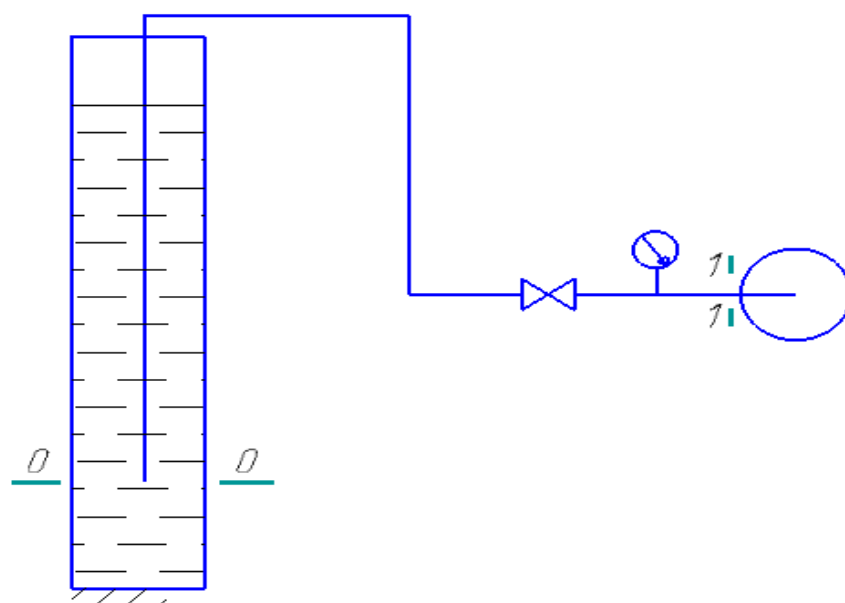


Рисунок 13.

Лист	Изм.	№ докум.	Подпис	Дата
------	------	----------	--------	------

Запишем уравнение Бернулли для участка всасывания:

$$\frac{P_{ат}}{\rho g} = h_0^* + \frac{P_{вс}}{\rho g} + \frac{v^2}{2 \cdot g} + \Delta h_{вс},$$

$$\frac{P_{ат}}{\rho g} = \frac{P_{ат}}{\rho g} - \Delta h_{вс} - \frac{P_{н.п.}}{\rho g} - \Delta h + \frac{P_{вс}}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + \Delta h_{вс},$$

где:  $\Delta h$  - кавитационный запас;

$P_{н.п.}$  – давление насыщенных паров,  $P_{н.п.} = 2337$  Па, при  $20^\circ\text{C}$ . [3, 245]

$$\Delta h = \frac{P_{вс}}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} - \frac{P_{н.п.}}{\rho g},$$

$$\Delta h = (1,1 \dots 1,3)\Delta h_{кр},$$

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

где  $c$  – коэффициент Руднева,  $c = 1000$

$$\Delta h_{кр} = 10\left(\frac{n\sqrt{Q}}{c}\right)^{4/3} = 10\left(\frac{2900\sqrt{0,0005}}{1000}\right)^{4/3} = 0,2665 \text{ м},$$

$$\Delta h = 1,2 \cdot 0,2665 = 0,312 \text{ м}.$$

$$\Delta h_{вс} = \lambda \frac{l_1}{d_1} \frac{v^2}{2g} + \frac{v^2}{2g} (2\xi_{пов} + \xi_{зав}),$$

Где:  $v = 1,02 \text{ м/с}$  – скорость течения жидкости;

$\lambda = 0,025$  – коэффициент гидравлического трения;

$\xi_{пов}$  – коэффициент сопротивления плавного поворота трубы круглого сечения,  $\xi_{пов} = 0,62$ ;

$\xi_{зав}$  – коэффициент сопротивления задвижки,  $\xi_{пов} = 0,05$ .

$$\Delta h_{вс} = 0,025 \frac{1,7}{0,025} \frac{1,02^2}{2 \cdot 9,81} + \frac{1,02^2}{2 \cdot 9,81} (0,62 + 0,05) = 0,813 \text{ м}$$

Определим предельно допустимую высоту расположения оси насоса:

$$h_0^* = \frac{P_{ат}}{\rho g} - \Delta h_{вс} - \frac{P_{н.п.}}{\rho g} - \Delta h$$

$$h_0^* = \frac{10^5}{998 \cdot 9,81} - 0,813 - \frac{2337}{998 \cdot 9,81} - 0,312 = 8,85 \text{ м}$$

Т.к. ось насоса расположена ниже уровня воды в мерной емкости, вводим поправку, на предельно допустимую высоту расположения оси насоса.

$$h_0 = h_0^* - h_{оси} = 8,85 - 0,5 = 8,35 \text{ м}$$

						стр.
						44
Лист	Изм.	№ докум.	Подпис	Дата	ЮУрГУ. 15.03.02.2017.457 ПЗ ВКР	



#### 4 РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЯ

На основании анализа технической литературы, я отметил основные моменты в при проведении испытаний насосов.

При разработке указаний использована методика, изложенная в ГОСТ 6134-71.

Наиболее распространённый способ определения необходимого надкавитационного напора и его зависимости от подачи основан на измерении гидравлических параметров насоса при различных значениях надкавитационного напора. Однако этот способ не выявляет разрушающего действия кавитации. При параметрическом способе кавитационная характеристика должна быть получена в результате снятия частных кавитационных характеристик, которые должны быть сняты на минимальной, номинальной и максимальной подачей рабочего интервала подач с отклонением не более 5%. Поддержание постоянство отношения  $\frac{Q}{n}$  должно быть обеспечено с точностью, определяемой точностью наблюдений.

В случае регулируемых насосов три частные кавитационные характеристики должны быть получены не менее чем при пяти положениях регулировочных органах, в том числе при номинальном. При каждом режиме должны измеряться те же величины, что и при получении напорной и энергетической характеристик, однако крутящий момент (или мощность) на валу или электрическую мощность измерять не обязательно. Измерение последних целесообразно производить при испытаниях:

насоса с пространственными лопатками так как в них начало кавитации легче заметить по изменению мощности;

имеющих целью установить, где раньше начинается кавитация;

на рабочем колесе или на языке спирали (выправляющем аппарате).

Снятие каждой частной кавитационной характеристики должно начинаться при давлении на входе. Исключаящем кавитацию, и заканчиваться при таком давлении, когда еще можно сохранить кинематическое подобие потока на входе в насос.

					ЮУрГУ. 15.03.02.2017.457 ПЗ ВКР	стр.
Лист	Изм.	№ докум.	Подпис	Дата		45

Число значений кавитационного запаса должно быть не менее 16, причем в области от начала кавитации до полного срыва не менее 8 точек.

При испытаниях на герметичном стенде (уплотнение насоса должно быть залито или в него должна подаваться затворная жидкость) порядок действий при снятии частной кавитационной характеристики должен быть следующим:

- с помощью затвора на отводящем трубопроводе указатель (или перепад уровней) расходомера выводят на заранее вычисленное значение, соответствующее выбранной подаче;
- давление в баке стенда с помощью вакуум-насоса понижают до тех пор, пока не будет замечено изменение показания расходомера;
- с помощью затвора на отводящем трубопроводе подачу (при неизменной частоте вращения) или отношение ( $Q/n$ ) поддерживают постоянными и на каждом режиме записывают показания приборов.

При испытаниях на негерметичном стенде разрежение на входе регулируется затвором на входе, а затвором на выходе поддерживается постоянство подачи (или  $Q/n$ ). Во время испытаний нужно контролировать уровень воды в успокоителе-сепараторе. В случае опытных насосов, от которых требуются высокие антикавитационные качества, а также при модельных испытаниях крупных насосов необходимо обеспечить хорошую деаэрацию воды. Для этого следует либо оставить стенд с водой, нагретой до 50-60С, примерно на сутки под вакуумом, либо поработать на стенде, имеющем разбрызгиватель, около 1ч при максимально допустимом вакууме в баке.

В ответственных случаях правильность получения кавитационных характеристик может быть проверена путем проведения испытаний на двух частотах вращения, различающихся на 20-50%.

При обтекании потоком входного элемента лопатки рабочего колеса происходит резкое возрастание скорости жидкости и, следовательно, падения давления. Также падение давления получается из-за гидравлических потерь в

										стр.
										46
Лист	Изм.	№ докум.	Подпис	Дата	ЮУрГУ. 15.03.02.2017.457 ПЗ ВКР					

подводе. Если давление на входном элементе лопатки понизится до упругости насыщенных паров жидкости, то возникает кавитация. Запасом кавитации называется превышение полного напора жидкости во входном патрубке насоса над упругостью ее паров. Для изучения кавитационных качеств насоса производят его кавитационные испытания, в результате которых для каждого режима работы получают его кавитационную характеристику. Она представляет собой зависимость напора и мощности от кавитационного запаса при постоянной частоте вращения и подаче. При больших кавитационных запасах кавитационные явления отсутствуют и величины напора и мощности от кавитационного запаса не зависят. Возникновение кавитации приводит к падению напора и мощности насоса, называют первым критическим режимом. По мере уменьшения кавитационного запаса кавитационная область медленно увеличивается. Что сопровождается медленным уменьшением напора и мощности. Достижение второго кавитационного запаса ведет к резкому увеличению паров в жидкости, приводящему к полному отрыву потока от лопатки. Это вызывает резкое уменьшение напора и мощности, а затем и полный срыв работы. Работа насоса в области между первым и вторым кавитационным запасом может быть допущена, если к износостойкости насоса не предъявлены повышенные требования.

При проведении испытаний важно учитывать температуру воды, так при получении напорной и мощностной характеристики нет необходимости точного замера температуры, достаточно контроля того, что температура не превышает 30<sup>0</sup>С. При кавитационных испытаниях температуру достаточно измерять с точностью до ±2К, что соответствует погрешности определения упругости паров примерно ±500Па. При работе с водой температура которой превышает 50<sup>0</sup>С испытания возможны на обычных стендах, но требуют точного измерения температуры, для плотности ±2К, для определения упругости паров ±0,5К (при погрешности измерения в 1К погрешность определения упругости паров будет составлять до 2000 Па), показатели

						стр.
					<b>ЮУрГУ. 15.03.02.2017.457 ПЗ ВКР</b>	47
<i>Лист</i>	<i>Изм.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дата</i>		

характеристики кавитации будут отличаться от полученных на холодной и теплой воде.

Руководствуясь ГОСТ 6134-71 при испытании насоса должны быть получены характеристики в интервале подач от нуля до подачи, превышающую наибольшую подачу на 10%.

#### 4.1 Последовательность проведения кавитационного испытания насоса

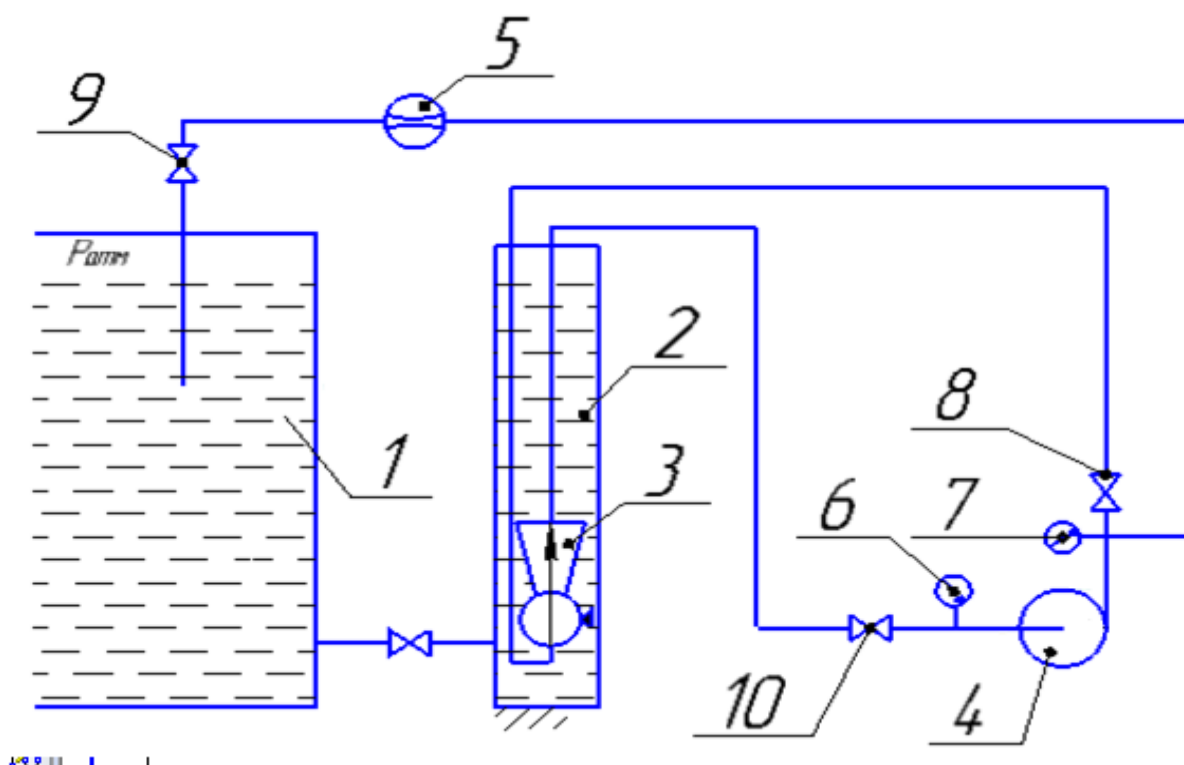


Рисунок 14.

Целью кавитационного испытания насоса - это определить допустимый кавитационный запас. Для снятия кавитационной характеристики насоса необходимо иметь возможность в широких пределах изменять давление у входа в насос. Для этого на подводящем патрубке насоса я установил регулировочный затвор 10. При изменении открытия задвижки изменяется вакуум во входном патрубке насоса. Однако при таком способе кавитационных испытаний насоса есть опасность преждевременного срыва насоса из-за того, что в потоке, поступающем в рабочее колесо после задвижки, скорости распределяются по сечению неравномерно.

Последовательность снятия кавитационной характеристики на разработанном мною стенде.

При помощи задвижки 9 устанавливать подачу, при которой необходимо определить критическую высоту всасывания. Снять показания вакуумметра 6, манометра 7 и температуру жидкости. После этого перекрытием задвижки 2 установить другой вакуум у входа в насос. При этом подача насоса изменяется. При помощи задвижки 9 восстановить прежнюю подачу насоса (кавитационная характеристика снимается при постоянной подаче насоса). После этого повторно снять показания приборов. Затем снова установить новый вакуум при помощи задвижки 10 и т.д. При испытании частота вращения поддерживается постоянно. Повторить данное испытание не менее трех раз.

После проведения испытания обработать результаты и вычислить напор насоса и кавитационный запас.

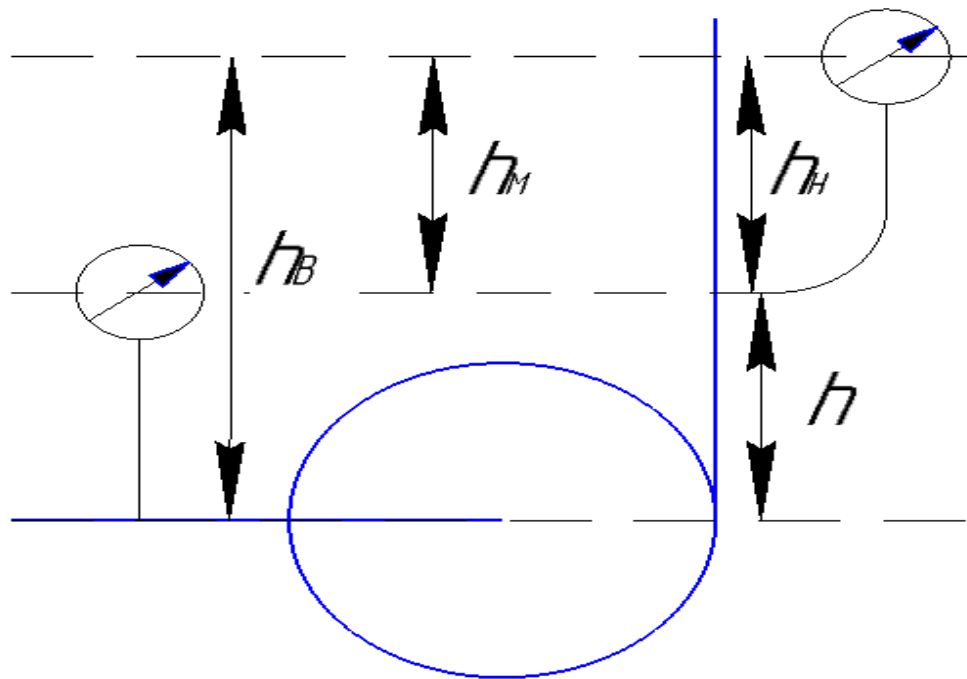


Рисунок 15. Схема измерения напора

При наличии вакуума в подводящем трубопроводе напор вычисляется по формуле:

$$H = \frac{M}{\rho g} + \frac{B}{\rho g} + h_B + \frac{U_H^2 - U_B^2}{2g} \quad [3, 218]$$

где: B – показание вакуумметра с введённой поправкой на систематическую погрешность;

$M$  – показание манометра с введённой поправкой на систематическую погрешность;

$h_B$  – разность уровней установки манометра и точки включения вакуумметра (рис. 12)  $h_B = h_H + h = 1,35$  м;

Если в подводящем трубопроводе не вакуум а избыточное давление, то по формуле:

$$H = \frac{M}{\rho g} - \frac{M_B}{\rho g} + h_M + \frac{U_H^2 - U_B^2}{2g} \quad [3, 218]$$

где:  $M_B$  – показание манометра, установленного на подводящем трубопроводе насос, с введённой поправкой на систематическую погрешность;

$h_M$  – разность уровней установки манометров (рис. 12)  $h_M = h_B - h = 1,05$  м;

Разность скоростных напоров, входящая в приведённые выше уравнения:

$$\frac{U_H^2 - U_B^2}{2g} = \frac{1}{2g} \left[ \left( \frac{Q}{\pi d_H^2 / 4} \right)^2 - \left( \frac{Q}{\pi d_B^2 / 4} \right)^2 \right] = 0,0827 \left( \frac{1}{d_H^4} - \frac{1}{d_B^4} \right) Q^2 \quad [3, 219]$$

где  $Q$  – подача насоса в м<sup>3</sup>/с;

$d_H$  – диаметр напорного трубопровода в м;

$d_B$  – диаметр подводящего трубопровода в м.

Кавитационный запас вычислять по следующей формуле

$$\Delta h = \frac{P_6}{\rho g} - \frac{B}{\rho g} + \frac{U_B^2}{2g} - \frac{P_{нп}}{\rho g}$$

где  $P_6$  – барометрическое давление;

$B$  – показание вакуумметра с введённой поправкой на систематическую погрешность.

Упругость паров воды, необходимую для вычисления кавитационного запаса, определять в зависимости от ее температуры по таблице 5.

В результате кавитационного испытания насоса получается кавитационная характеристика. По кавитационной характеристике определить критические кавитационные запасы для первого и второго режимов.

Выполнить данное исследование:

- с центробежным колесом
- при совместной работе эжектора с центробежным колесом;
- с дисковым колесом №1;
- с дисковым колесом №2;

Сопоставить результаты и сделать выводы по работе.

Таблица 5. Плотность воды и упругость насыщенного пара

$T_b$ °C	$P_{нп}$ в Па	$\rho$ в кг/м <sup>3</sup>	$t_b$ °C	$P_{нп}$ в Па	$\rho$ в кг/м <sup>3</sup>
10	1208	1000	34	5 320	994
15	1694	999	36	5 950	994
20	2337	998	38	6 630	993
22	2643	998	40	7 375	992
24	2983	997	42	8 210	992
26	3360	997	44	9 100	991
28	3780	996	46	10 080	990
30	4241	996	48	11 160	989
32	4760	995	50	12 335	988

## 5 ВЫПОЛНЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

### 5.1 Проведение испытания на центробежном колесе, при совместной работе с эжектором

Основываясь на п. 4.1 выполняю поставленный опыт с полностью открытым вентилем на перепуск к эжектору, для получения более точных результатов произвожу его три раза.

После проведения опытов произвожу расчеты необходимых значений по формулам, приведённым в п. 4.1, полученные значения записываю в таблицы 6, 7, 8.

Таблица 6. Опыт №1

Q, м <sup>3</sup> /ч	P <sub>вх</sub> , Па	P <sub>вых</sub> , Па	H, м	Δh, м	U, м/с
1,3	10000	165000	16,88183527	8,981290525	0,736022647
1,39	5000	155000	16,3711309	9,495432163	0,786978061
1,43	1000	152000	16,47327178	9,906258188	0,809624912
1,49	-5000	145000	15,64972218	10,52259535	0,843595188
1,55	-10000	142500	14,88366563	11,03680496	0,877565464
1,8	-15000	135000	13,60690472	11,56172847	1,01910828
2,1	-20000	135000	13,09620036	12,09208987	1,18895966
2,3	-25000	125000	11,56408727	12,61770844	1,302193914
2,4	-30000	115000	10,03197418	13,13662163	1,35881104
2,42	-35000	110000	9,010565452	13,64942475	1,370134466
2,5	-40000	105000	7,989156725	14,16708845	1,415428167
2,56	-50000	100000	6,457043635	15,19450677	1,449398443
2,4	-55000	90000	4,924930544	15,6927543	1,35881104
1,9	-60000	80000	3,392817454	16,16881848	1,075725407

Таблица 7. Опыт №2

Q, м <sup>3</sup> /ч	P <sub>вх</sub> , Па	P <sub>вых</sub> , Па	H, м	Δh, м	U, м/с
1,3	10000	180000	18,43170218	8,980246182	0,736022647
1,38	5000	170000	17,92047565	9,494979141	0,781316348
1,44	0	155000	16,89802258	10,00897287	0,815286624
1,48	-5000	150000	16,17556951	10,52210962	0,837933475
1,52	-10000	145000	15,15311644	11,03529871	0,860580326
1,9	-15000	143000	14,43739929	11,56777966	1,075725407
2,3	-20000	130000	12,59698376	12,1064819	1,302193914
2,4	-25000	125000	11,57453069	12,62539509	1,35881104
2,5	-30000	120000	10,55207762	13,14463538	1,415428167
2,6	-35000	115000	9,529624555	13,66420275	1,472045294

Лист	Изм.	№ докум.	Подпис	Дата

ЮУрГУ. 15.03.02.2017.457 ПЗ ВКР

стр.

52



Продолжение таблицы 7

2,5	-40000	105000	7,995944951	14,16708845	1,415428167
2,3	-45000	100000	6,973491882	14,66261458	1,302193914
2,15	-50000	90000	5,439812278	15,16292442	1,217268224
2,1	-55000	80000	3,906132674	15,67067561	1,18895966
1,7	-65000	75000	2,372453069	16,66826971	0,962491154

Таблица 8. Опыт №3

Q, м <sup>3</sup> /ч	P <sub>вх</sub> , Па	P <sub>вых</sub> , Па	H, м	Δh, м	U, м/с
0,9	90000	275000	19,96538178	0,786229591	0,50955414
0,7	78000	250000	18,63619279	2,007939806	0,396319887
0,8	65000	245000	19,45415525	3,339581984	0,452937013
0,9	55000	225000	18,43170218	4,364815334	0,50955414
1	40000	220000	19,45415525	5,901602309	0,566171267
1,2	20000	185000	17,92047565	7,953704466	0,67940552
1,3	10000	175000	17,92047565	8,980246182	0,736022647
1,3	5000	162500	17,15363584	9,491472717	0,736022647
1,4	-2000	155000	16,99353196	10,2116056	0,792639774
1,5	-10000	150000	15,66434297	11,03431089	0,8492569
1,8	-15000	135000	13,61943683	11,56172847	1,01910828
2,75	-20000	130000	12,59698376	12,1436477	1,556970984
2,7	-25000	125000	11,57453069	12,65041761	1,52866242
2,6	-30000	125000	11,06330416	13,15297622	1,472045294
2,5	-36000	115000	9,427379248	13,75810722	1,415428167
2,3	-40000	110000	8,507171486	14,15138804	1,302193914
2,1	-50000	100000	6,462265347	15,15944908	1,18895966
2,4	-60000	80000	3,394906139	16,20398084	1,35881104

По полученным экспериментальным данным строю характеристику насоса при совместной работе с эжектором рис. 16.

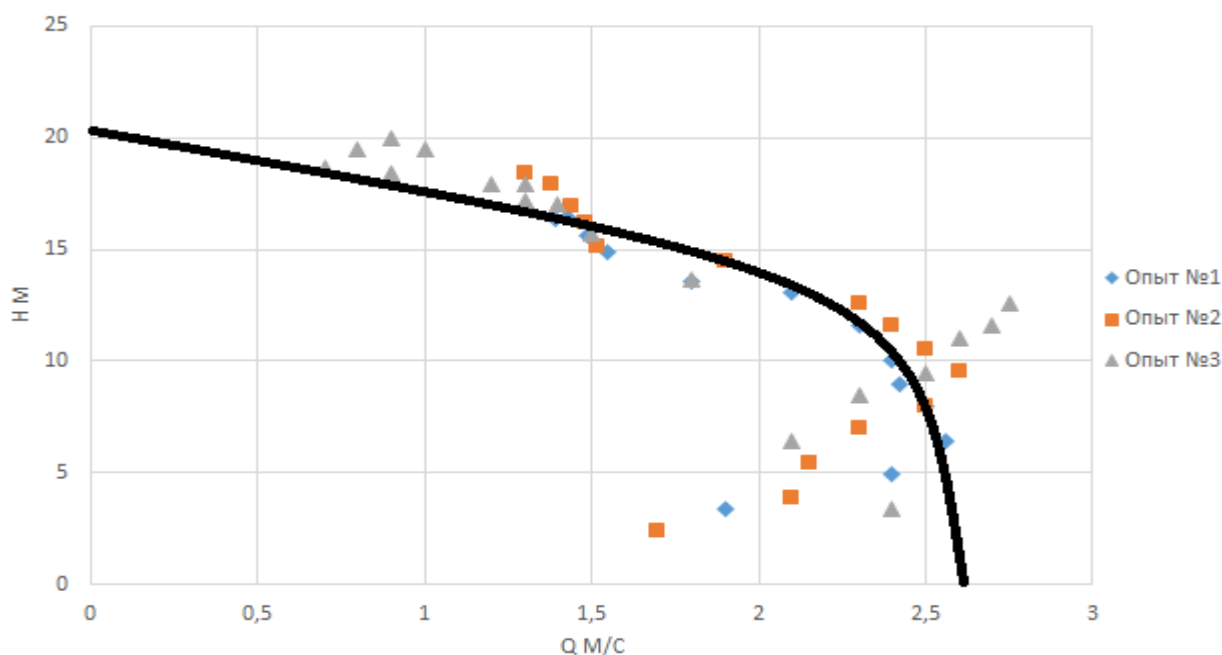


Рисунок 16. График характеристики насоса при работе центробежного колеса в совместной работе с эжектором

## 5.2 Проведение испытания на центробежном колесе

Основываясь на п. 4.1 выполняю поставленный опыт при полностью перекрытом вентилем на перепуск к эжектору, для получения более точных результатов произвожу его два раза.

После проведения опытов произвожу расчеты необходимых значений по формулам, приведённым в п. 4.1, полученные значения записываю в таблицы 9, 10.

Таблица 9. Опыт №1

Q, м <sup>3</sup> /ч	P <sub>вх</sub> , Па	P <sub>вых</sub> , Па	H, м	Δh, м	U, м/с
0	10000	305000	31,21236555	8,952606931	0
0,3	5000	275000	28,65623287	9,465305378	0,16985138
0,6	0	250000	26,61132674	9,980947651	0,33970276
0,9	-5000	235000	24,8664206	10,49953375	0,50955414
1,1	-10000	220000	22,82151446	11,01730212	0,622788393
1,3	-15000	210000	21,28783485	11,53637886	0,736022647
1,4	-20000	200000	19,75415525	12,05202113	0,792639774
1,6	-25000	190000	18,22047565	12,57306042	0,905874027
1,7	-30000	175000	16,17556951	13,08968396	0,962491154
1,9	-35000	160000	14,13066337	13,6126858	1,075725407

Продолжение таблицы 9

2	-40000	150000	12,59698376	14,13029063	1,132342534
2,1	-45000	145000	11,57453069	14,64822254	1,18895966
2,2	-50000	130000	9,529624555	15,16648155	1,245576787
2,27	-55000	125000	8,507171486	15,68282543	1,285208776
2,3	-60000	120000	7,484718416	16,19629418	1,302193914
1,9	-65000	100000	4,928585743	16,68004501	1,075725407
1,7	-70000	75000	1,861226535	17,17949624	0,962491154

Таблица 10. Опыт №2

Q, м <sup>3</sup> /ч	P <sub>вх</sub> , Па	P <sub>вых</sub> , Па	H, м	Δh, м	U, м/с
0	10000	305000	30,31236555	8,952606931	0
0,36	5000	280000	28,26745941	9,46595302	0,203821656
0,65	0	255000	26,22255327	9,981969813	0,368011323
0,9	-5000	245000	24,68887367	10,49953375	0,50955414
1,09	-10000	225000	22,13274099	11,01694395	0,617126681
1,29	-15000	210000	20,08783485	11,53595527	0,730360934
1,45	-20000	205000	19,06538178	12,05435166	0,820948337
1,6	-25000	195000	17,53170218	12,57306042	0,905874027
1,7	-30000	175000	14,97556951	13,08968396	0,962491154
1,89	-35000	170000	13,95311644	13,61206596	1,070063694
2	-40000	155000	11,9082103	14,13029063	1,132342534
2,1	-45000	150000	10,88575723	14,64822254	1,18895966
2,18	-50000	135000	8,84085109	15,16504889	1,234253362
2,2	-55000	128000	7,613907407	15,67770808	1,245576787
2,3	-60000	125000	6,795944951	16,19629418	1,302193914
2,1	-65000	125000	6,284718416	16,69312868	1,18895966
2	-70000	125000	5,773491882	17,19764983	1,132342534
1,7	-75000	120000	4,751038812	17,69072278	0,962491154

По полученным экспериментальным данным строим характеристику насоса с установленным центробежным колесом рис. 17.

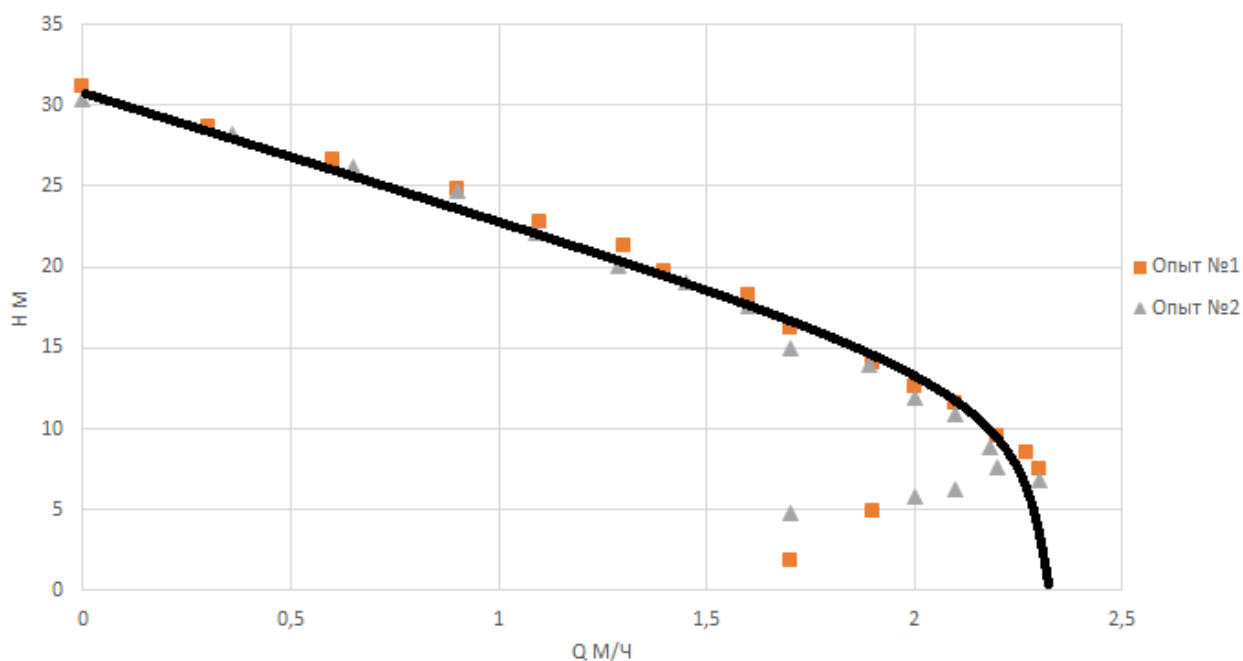


Рисунок 17. График характеристики насоса при работе центробежного колеса

### 5.3 Проведение испытаний на дисковом колесе №1

Основываясь на п. 4.1 выполняю поставленный опыт при полностью перекрытом вентилем на перепуск к эжектору, для получения более точных результатов произвожу его три раза.

После проведения опытов произвожу расчеты необходимых значений по формулам, приведённым в п. 4.1, полученные значения записываю в таблицы 11, 12, 13.

Таблица 11. Опыт №1

Q, м <sup>3</sup> /ч	P <sub>вх</sub> , Па	P <sub>вых</sub> , Па	H, м	Δh, м	U, м/с
0	5000	165000	17,40924911	9,463833465	0
0,78	0	110000	12,29698376	9,997591306	0,441613588
1,2	-5000	90000	10,04085109	10,52095008	0,67940552
1,25	-10000	80000	8,507171486	11,03362093	0,707714084
1,5	-15000	70000	6,973491882	11,55206904	0,8492569
2	-20000	55000	4,928585743	12,07773872	1,132342534
2,4	-25000	50000	3,906132674	12,60051977	1,35881104
2,7	-30000	45000	2,883679604	13,12041219	1,52866242
3,1	-35000	27000	0,532037544	13,64319324	1,755130927

Таблица 12. Опыт №2

Q, м <sup>3</sup> /ч	P <sub>вх</sub> , Па	P <sub>вых</sub> , Па	H, м	Δh, м	U, м/с
0	5000	160000	16,89802258	9,463833465	0
0,7	0	120000	13,31943683	9,995280402	0,396319887
1,15	-5000	95000	10,55207762	10,51950577	0,651096957
1,2	-10000	80000	8,507171486	11,03217662	0,67940552
1,5	-15000	70000	6,973491882	11,55206904	0,8492569
1,99	-20000	60000	5,439812278	12,07744985	1,126680821
2,5	-25000	50000	3,906132674	12,6034084	1,415428167
2,8	-30000	45000	2,883679604	13,12330082	1,585279547
3	-35000	25000	0,327546931	13,64030461	1,6985138

Таблица 13. Опыт №3

Q, м <sup>3</sup> /ч	P <sub>вх</sub> , Па	P <sub>вых</sub> , Па	H, м	Δh, м	U, м/с
0	5000	160000	16,89802258	9,463833465	0
0,61	0	115000	12,8082103	9,992680636	0,345364473
0,9	-5000	85000	9,529624555	10,51228419	0,50955414
1,28	-10000	75000	7,995944951	11,03448752	0,724699222
1,5	-15000	65000	6,462265347	11,55206904	0,8492569
1,99	-20000	58000	5,235321664	12,07744985	1,126680821
2,4	-25000	50000	3,906132674	12,60051977	1,35881104
2,7	-30000	40000	2,372453069	13,12041219	1,52866242
2,8	-35000	25000	0,327546931	13,63452735	1,585279547

По полученным экспериментальным данным строим характеристику насоса с установленным дисковым колесом №1 рис. 18.

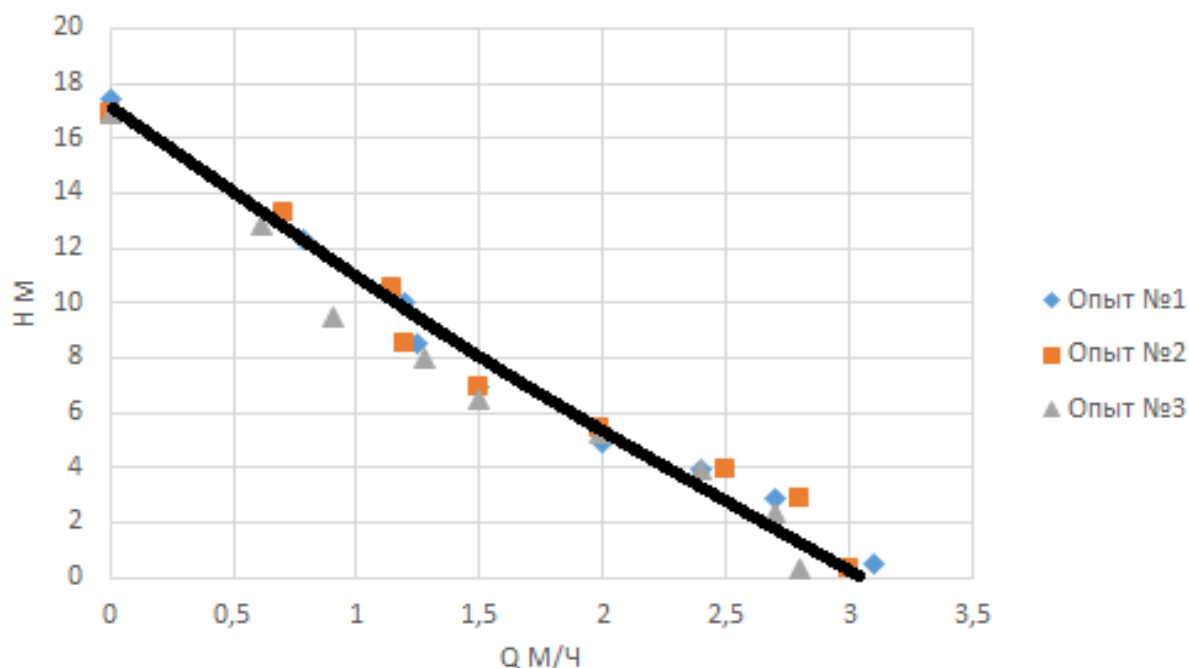


Рисунок 18. График характеристики насоса при работе дискового колеса №1

#### 5.4 Проведение испытаний на дисковом колесе №2

Основываясь на п. 4.1 выполняю поставленный опыт при полностью перекрытом вентилем на перепуск к эжектору, для получения более точных результатов произвожу его три раза.

После проведения опытов произвожу расчеты необходимых значений по формулам, приведённым в п. 4.1, полученные значения записываю в таблицы 14, 15, 16.

Таблица 14.

Q, м <sup>3</sup> /ч	P <sub>ВХ</sub> , Па	P <sub>ВЫХ</sub> , Па	H, м	Δh, м	U, м/с
0	5000	195000	20,47660832	9,463833465	0
0,56	0	135000	14,85311644	9,991236322	0,317055909
0,815	-5000	120000	13,1082103	10,50982886	0,461429582
1,06	-10000	100000	10,55207762	11,02813254	0,600141543
1,34	-15000	80000	7,995944951	11,54744723	0,758669498
1,48	-20000	70000	6,462265347	12,06271785	0,837933475
1,7	-25000	60000	4,928585743	12,58029937	0,962491154
2,2	-30000	50000	3,394906139	13,10596904	1,245576787
2,4	-35000	45000	2,372453069	13,62297284	1,35881104
2,8	-40000	35000	0,838773465	14,14575389	1,585279547

Таблица 15.

Q, м <sup>3</sup> /ч	P <sub>вх</sub> , Па	P <sub>вых</sub> , Па	H, м	Δh, м	U, м/с
0	5000	195000	20,47660832	9,463833465	0
0,52	0	138000	15,15985236	9,99008087	0,294409059
0,85	-5000	110000	12,08575723	10,51083988	0,481245577
1,12	-10000	95000	10,04085109	11,02986571	0,634111819
1,28	-15000	80000	7,995944951	11,54571405	0,724699222
1,48	-20000	70000	6,462265347	12,06271785	0,837933475
1,69	-25000	60000	4,928585743	12,5800105	0,956829441
2,1	-30000	52000	3,599396753	13,10308042	1,18895966
2,4	-35000	42000	2,065717149	13,62297284	1,35881104
2,7	-40000	35000	0,838773465	14,14286526	1,52866242

Таблица 16.

Q, м <sup>3</sup> /ч	P <sub>вх</sub> , Па	P <sub>вых</sub> , Па	H, м	Δh, м	U, м/с
0	5000	190000	19,96538178	9,463833465	0
0,27	0	135000	14,85311644	9,982859298	0,152866242
0,84	-5000	110000	12,08575723	10,51055102	0,475583864
1,04	-10000	100000	10,55207762	11,02755481	0,588818117
1,27	-15000	85000	8,507171486	11,54542519	0,719037509
1,47	-20000	70000	6,462265347	12,06242898	0,832271762
1,8	-25000	60000	4,928585743	12,58318799	1,01910828
2,1	-30000	50000	3,394906139	13,10308042	1,18895966
2,5	-35000	40000	1,861226535	13,62586147	1,415428167
2,7	-40000	35000	0,838773465	14,14286526	1,52866242

По полученным экспериментальным данным строим характеристику насоса с установленным дисковым колесом №2 рис. 19.

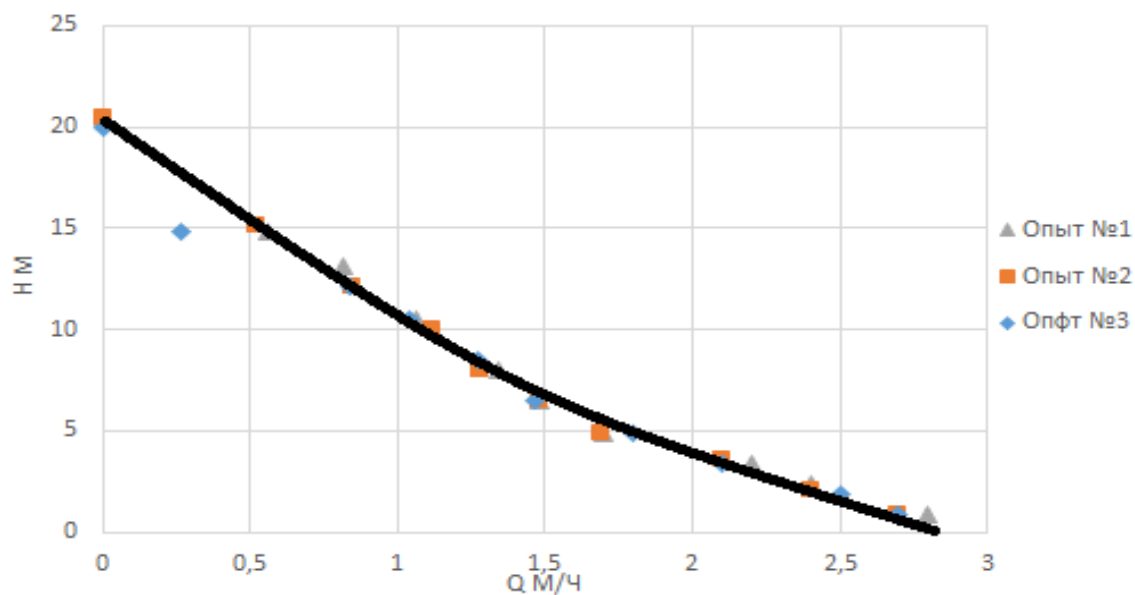


Рисунок 19. График характеристики насоса при работе дискового колеса №2

## 6 СОПОСТАВЛЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ И ВЫВОДОВ ПО РАБОТЕ

### 6.1 Сопоставление характеристик насоса при работе на разных колесах

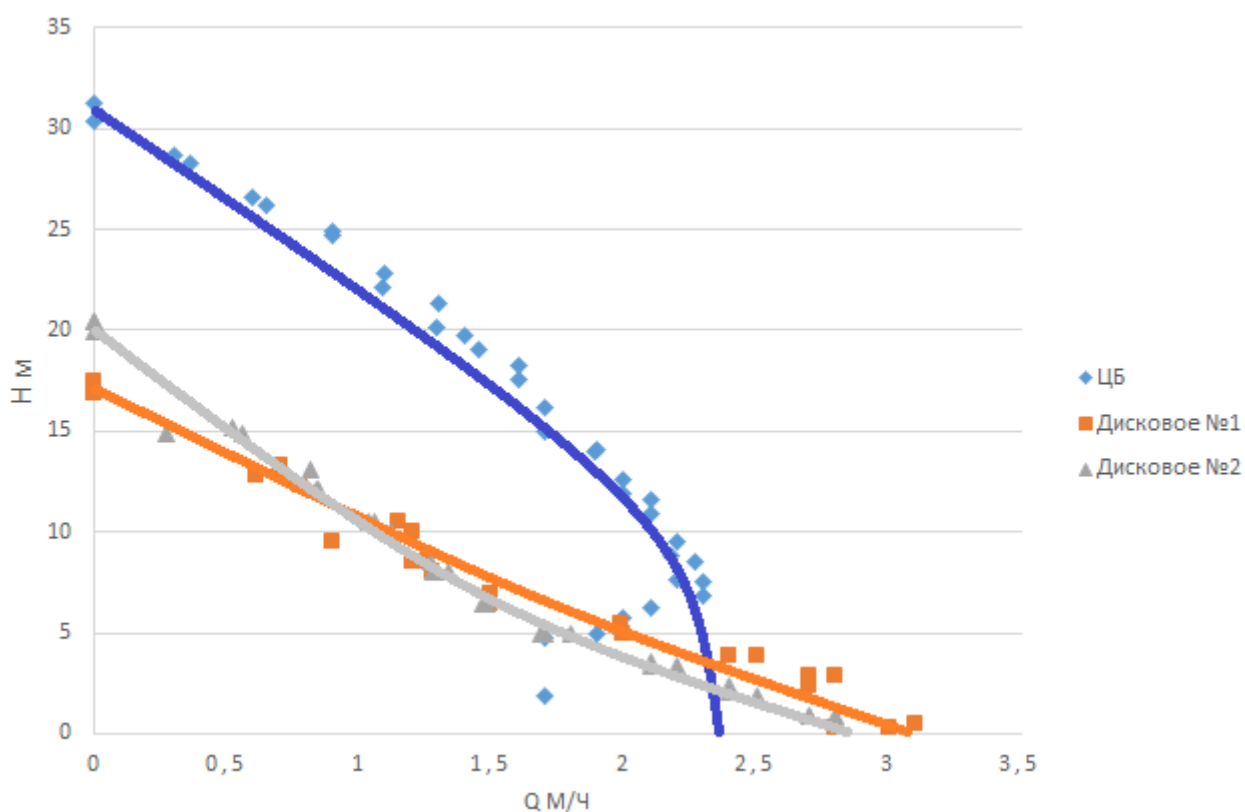


Рисунок 20. График характеристик

Лист	Изм.	№ докум.	Подпис	Дата

ЮУрГУ. 15.03.02.2017.457 ПЗ ВКР

стр.

60



На рис. 20 видно, что характеристики дисковых колес значительно отличаются от характеристики центробежного колеса. Как известно коэффициент Руднева у дисковых колес достигает до 3000 что обеспечивает им большой запас кавитации из-за этого не наблюдается срыва характеристики, но при этом их напор намного меньше чем у центробежного колеса. соответственно такие колеса выгодно использовать, когда необходима большая подача при малых давлениях.

## 6.2 Изучение влияния воздействия эжектора на характеристику насоса

Чтобы сделать выводы я сопоставил графики характеристик работы насоса с эжектором и без рис. 20.

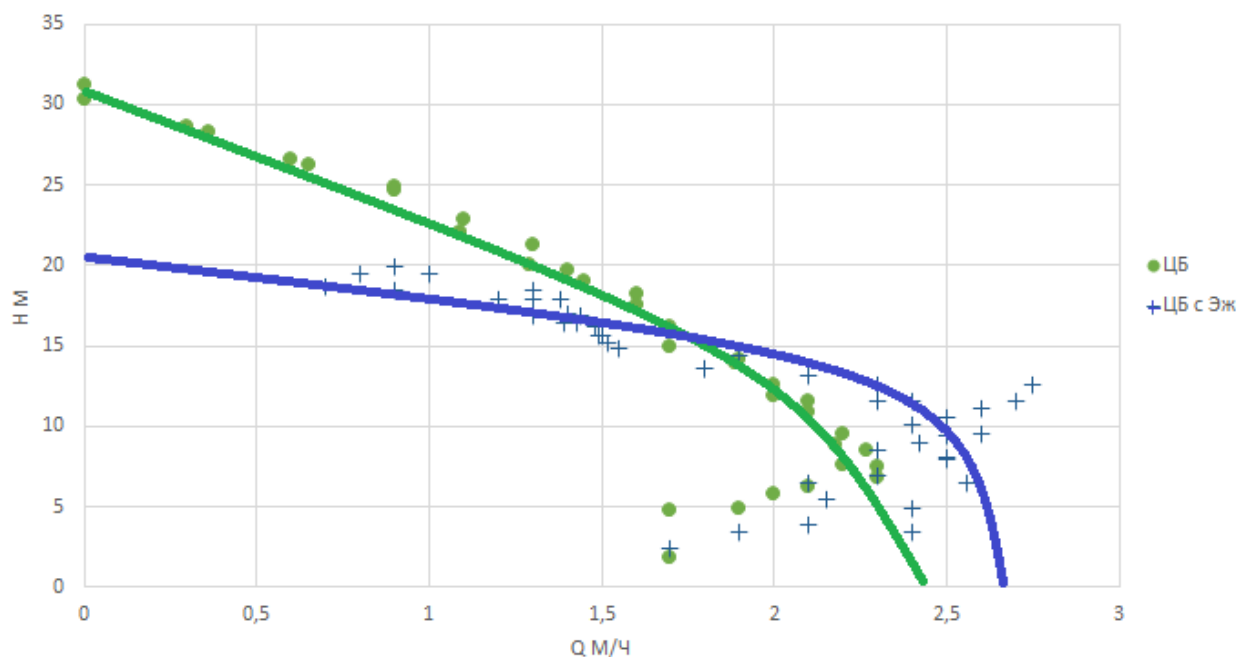


Рисунок 21. Характеристики насоса

При использовании эжектора у нас существенно изменяется характеристика рис.21, срыв характеристики происходит при большей подаче соответственно тем самым увеличивается глубина всасывания насоса, напор насоса при этом уменьшается, но становится более постоянным. Можно сделать выводы что эжектор целесообразно применять если необходимо увеличить глубину всасывания насоса и как метод борьбы с кавитацией.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе работы был разработан и собран испытательный стенд. Испытательный стенд позволяет проводить экспериментальные исследования центробежного насоса. Есть некие недочеты по материальному составу стенда предполагается их устранить в дальнейшем.

Также были решены задачи:

1. Подбор деталей для компоновки стенда;
2. Разработана принципиальная гидравлическая схема стенда;
3. Выполнены основные гидравлические расчеты стенда;
4. Введены поправки на погрешность измерительных приборов стенда;
5. Разработана методика проведения экспериментальных исследований;
6. Выполнены экспериментальные исследования, с заменой рабочих колес;
7. Сопоставлены полученные экспериментальные данные и сделаны выводы.

					<b>ЮУрГУ. 15.03.02.2017.457 ПЗ ВКР</b>	<i>стр.</i>
<i>Лист</i>	<i>Изм.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дата</i>		62

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Е.К. Спиридонов, П.Н. Бровченко, Динамические насосы. Курсовые задания. Учебное пособие.
2. В.К. Темнов, Е.К. Спиридонов, Расчет и проектирование жидкостных эжекторов.
3. Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидропередач. Учебное пособие для машиностроительных вузов. Под редакцией С.С. Руднева и Л.Г. Подвидза. Издание 2-е переработанное и дополненное.
4. О.В. Яременко. Испытание насосов. Справочное пособие.
5. Г.Н. Бобровников, Б.М. Новожилов, В.Г. Сарафанов, Бесконтактные расходомеры.
6. И.Е. Идельчик, Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Под ред. М.О. Штейнберга 3-е издание.
7. ГОСТ 6134-87, <http://gostedu.ru/11936.html>
8. ГОСТ ISO 9906-2015 Насосы динамические. Гидравлические испытания, <http://docs.cntd.ru/document/1200134994>
9. Куколевский И.И., задачник по гидравлике для машиностроительных вузов.
10. Справочник по гидравлическим сопротивлениям/Под редакцией М.О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.: илл.
11. Чиняев И.А. Лопастные насосы: Справочное пособие. – Л.: Машиностроение, 1973.
12. Справочник по гидравлическим сопротивлениям/Под редакцией М.О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.: илл.

					ЮУрГУ. 15.03.02.2017.457 ПЗ ВКР	стр.
Лист	Изм.	№ докум.	Подпис	Дата		63