



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**Белорусский национальный
технический университет**

Кафедра «Гидротехническое и энергетическое строительство»

НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ И НАСОСЫ

Пособие

**Минск
БНТУ
2017**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Гидротехническое и энергетическое строительство»

НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ И НАСОСЫ

Пособие
по выполнению лабораторных работ
для студентов специальностей
1-70 04 01 «Водохозяйственное строительство»
и 1-70 07 01 «Строительство тепловых и атомных электростанций»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением
по образованию в области строительства и архитектуры*

Минск
БНТУ
2017

УДК 621.65+628.12(076.5)(075.8)

ББК 31.56я7

НЗ1

Авторы:

В. В. Ивашечкин, Н. Н. Линкевич

А. Е. Елисеев, В. А. Евдокимов

Рецензенты:

А. М. Шейко, П. А. Автушко

НЗ1 **Насосные станции и насосы: пособие по выполнению лабораторных работ для студентов специальностей 1-70 04 01 «Водохозяйственное строительство» и 1-70 07 01 «Строительство тепловых и атомных электростанций» / В.В. Ивашечкин [и др.]. – Минск: БНТУ, 2017 – 54 с.**

ISBN 978-985-550-619-6.

Излагаются теоретические сведения, основные требования при выполнении лабораторных работ по дисциплине «Насосные станции и насосы», методика их проведения, указания по обработке и оформлению экспериментальных данных. Тематика лабораторных работ охватывает основные вопросы эксплуатации насосных установок и построение их рабочих характеристик при различных режимах работы.

УДК 621.65+628.12(076.5)(075.8)

ББК 31.56я7

ISBN 978-985-550-619-6

© Белорусский национальный
технический университет, 2017

Введение

Настоящее пособие написано в соответствии с программой дисциплины «Насосные станции и насосы» для студентов специальности 1-70 04 01 «Водохозяйственное строительство» и 1-70 07 01 «Строительство тепловых и атомных электростанций». В нем даются теоретический материал и методические указания к выполнению лабораторных работ по данной дисциплине.

Лабораторные работы № 1, 2, 3, 5, 6, 7 выполняются в гидротехнической лаборатории кафедры «Гидротехническое и энергетическое строительство», работа № 4 – в лаборатории «Кондиционирование воздуха, насосы и вентиляторы» кафедры «Теплогазоснабжение и вентиляция».

Цель издания – ознакомить студентов с работой насосных агрегатов в конкретных условиях совместной работы при параллельном и последовательном их присоединении к одному трубопроводу, а также с работой поршневого насоса и с действием эжекторной установки и гидроэлеватора. Рекомендуется также изучение сооружений, оборудования и систем управления непосредственно на действующей насосной станции.

Пособие призвано улучшить подготовку студентов на базе расширения объемов самостоятельной работы по изучению дисциплины, привить навыки творческой работы и расширить самостоятельность при анализе полученных результатов.

При написании пособия наряду с новыми разработками авторы использовали материал методических указаний к лабораторным работам, составленных ранее профессором П. И. Дячком.

Лабораторная работа № 1

ИСПЫТАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Цель работы

1. Усвоить правила эксплуатации центробежного насоса.
2. Построить энергетически характеристики центробежного насоса на основании его испытаний.
3. Определить оптимальную режимную точку, отвечающую максимальному значению КПД насоса.

Описание лабораторной насосной установки

Лабораторная насосная установка состоит из водоприемного устройства, насосных агрегатов, напорного трубопровода, водовыпускного устройства, резервуаров, арматуры, контрольно-измерительных приборов.

Установка имеет два электронасоса типа КМ 50-32-125-СД-УЗ: горизонтальных, центробежных, консольных, моноблочных, одноступенчатых с основными деталями проточной части из чугуна. Уплотнение вала насоса – двойное сальниковое.

Условные обозначения электронасоса приняты в соответствии с Международным стандартом ИСО 8658–76:

К – консольный – обозначение типоразмерного ряда насоса для воды и других нейтральных жидкостей;

М – моноблочный;

50 – диаметр входного патрубка, мм;

32 – диаметр выходного патрубка, мм;

125 – номинальный диаметр рабочего колеса, мм;

СД – уплотнение вала – сальник двойной;

У – климатическое исполнение;

3 – категория размещения электронасоса при эксплуатации.

Для работы насосов в параллельном и последовательном режимах установка оборудована необходимыми трубопроводами и запорно-регулирующей арматурой (рис. 1.1).

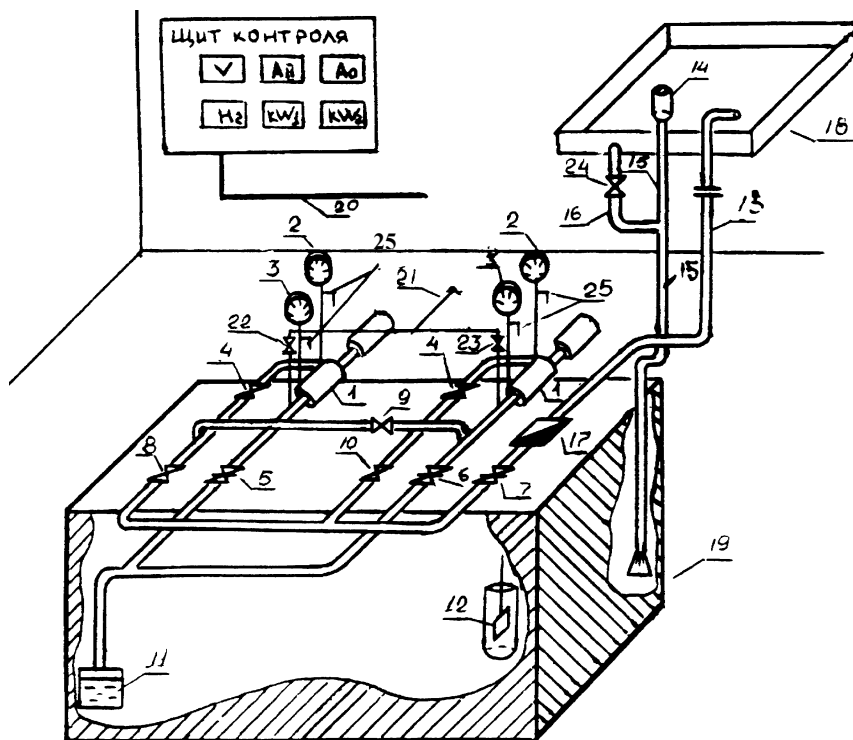


Рис. 1.1. Схема насосной установки:

- 1 – электронасос; 2 – манометр; 3 – вакуумметр; 4 – обратный клапан;
 5, 6, 7 – задвижки; 8, 9, 10, 22, 23, 24 – вентили; 11 – приемный клапан;
 12 – поплавок; 13 – напорный трубопровод; 14 – водосбросная воронка;
 15 – сбросной трубопровод; 16 – трубопровод для опорожнения бака;
 17 – водомер ВТ-50; 18 – верхний резервуар; 19 – нижний резервуар;
 20 – подводка электропитания к приборам; 21 – подвод воды
 для заливки насосов; 25 – трехходовой кран

Вода забирается из нижнего резервуара и подается электронасосами в верхний резервуар 18, откуда она по трубопроводу 15 самоотекотом возвращается в резервуар 19. На входе в насосы установлены вакуумметры В1 и В2, которые измеряют возникающее разрежение в центре рабочего колеса. На выходе из насосов манометры М1 и М2 измеряют давление, с которым нагнетается перекачиваемая жидкость. С помощью задвижки 7 на напорном трубопроводе 13 можно изменять подачу насосов. Для измерения объемов перекачи-

ваемой жидкости на напорном трубопроводе 13 установлен турбинный водомер ВТ-50 (50 – диаметр трубопровода, мм).

На щите контроля установлены приборы для измерения электрических параметров установки.

Последовательность выполнения лабораторной работы

1. На испытываемом насосе при помощи трехходовых кранов 25 (положение $\perp$), выключить манометр и вакуумметр и закрыть вентили 8, 9, 10, 22, 23 и задвижки 5, 6, 7.

2. Залить насос и всасывающий трубопровод водой, для чего открыть вентиль 22 или 23 на водопроводной линии, присоединенной к соответствующему насосу, предварительно на всасывающих линиях насосов открыв задвижку 5 (1-й насос) или 6 (2-й насос).

3. После заливки насосов водой закрыть вентиль 22 или 23.

4. При открытой задвижке 5 (1-й насос) или 6 (2-й насос) на всасывающих линиях и закрытом вентиле 8 (1-й насос) или 10 (2-й насос) на напорных линиях включить в работу двигатель насоса (1-го или 2-го) с помощью магнитного пускателя (нажатием кнопки «ПУСК»). Во избежание нагревания жидкости работа насоса при закрытых вентилях на напорных линиях не должна продолжаться более 2–3 мин.

5. Открыть полностью вентиль 8 или 10 на напорной линии соответствующего насоса и задвижку 7 на общем напорном трубопроводе 13, чтобы удалить воздух из насоса и трубопровода.

6. После запуска насоса перед снятием показаний манометров 2 при помощи трехходовых кранов 25 пролить соединительные трубки манометров (положение $\perp$), чтобы удалить из них воздух в атмосферу, а затем включить в работу вакуумметры 3 и манометры 2 (положение $\vdash$).

7. Закрыть задвижку 7 на напорном трубопроводе 13.

8. Снять показания с вакуумметра 3, манометра 2 и ваттметра при нулевой подаче ($Q = 0$ – первая точка замера).

9. Приоткрыть задвижку 7. После установления режима произвести следующее определение подачи по водомеру ВТ-50. Снять показания с ваттметра, вакуумметра и манометра. Аналогичным образом, постепенно открывая задвижку до полного открытия, провести пять–восемь опытов. Результаты испытаний занести в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Испытание центробежного насоса

№ опыта	Объем перекачиваемой воды W , м ³	Интервал времени, t , с	Подача $Q = \frac{W}{t}$, м ³ /с	Показания ваттметра N_d , кВт	Манометрическое давление $M1$, Па	Вакуумметрическое давление $B1$, Па
1	2	3	4	5	6	7

Окончание табл. 1.1

№ опыта	Поправка $Z_2 - Z_1$	$0,0827Q^2 \left(\frac{1}{D_2^4} - \frac{1}{D_1^4} \right)$	Напор насоса H , м	Потребляемая мощность N , кВт	Полезная мощность N_p , кВт	Коэффициент полезного действия η , %
1	8	9	10	11	12	13

10. Для остановки центробежного насоса (1-го или 2-го) медленно закрыть вентили 8 или 10 и задвижку 7 на напорной линии.

11. Выключить вакуумметр с помощью трехходовых кранов 25 (положение $\perp$).

12. Нажатием кнопки «СТОП» отключить двигатель насоса (1-го или 2-го).

13. Выключить манометр с помощью трехходовых кранов 25 (положение $\perp$).

14. Закрыть задвижку 5 или 6 на всасывающих линиях насосов.

Теоретические сведения

Для выполнения лабораторной работы необходимо произвести вычисление параметров насосов.

Подача характеризуется объемом жидкости, подаваемой насосом в напорный трубопровод в единицу времени, и определяется по формуле

$$Q = \frac{W}{t}, \text{ м}^3/\text{с} \left(\text{л/с}, \text{ м}^3/\text{ч} \right),$$

где W – объем воды, определяемый по турбинному водомеру, установленному на напорном трубопроводе, м^3 ;

t – интервал времени, в течение которого насос перекачивает этот объем воды, с.

Напор представляет собой приращение удельной энергии жидкости на участке от входа в насос до выхода из него и определяет высоту подъема H или дальность перемещения жидкости (в метрах).

Напор насоса при известных показаниях манометра и вакуумметра определяется по формуле

$$H = \frac{P_{\text{М1}} + P_{\text{В1}}}{\rho g} + \frac{v_{\text{Н}}^2 - v_{\text{В}}^2}{2g} + Z_2 - Z_1, \text{ м}, \quad (1.1)$$

где $v_{\text{Н}}$, $v_{\text{В}}$ – скорость движения жидкости соответственно в напорном и всасывающем трубопроводах.

Если скорости движения жидкости в напорном $v_{\text{Н}}$ и всасывающем $v_{\text{В}}$ трубопроводах выразить через подачу и подсчитать постоянные коэффициенты, формула (1.1) примет вид

$$H = \frac{P_{\text{М1}} + P_{\text{В1}}}{\rho g} + 0,0827 Q^2 \left(\frac{1}{D_2^4} - \frac{1}{D_1^4} \right) + Z_2 - Z_1, \text{ м}, \quad (1.2)$$

где $P_{м1}$, $P_{в1}$ – давление соответственно на выходе из насоса и входе в него (показания манометра и вакуумметра), Па;

$$\rho = 1000 \text{ кг/м}^3;$$

$$g = 9,81 \text{ м/с}^2;$$

D_1 , D_2 – внутренние диаметры трубопроводов в местах установки вакуумметра и манометра, м;

Z_1 , Z_2 – вертикальные отметки положения вакуумметра и манометра, отсчитываемые от произвольной плоскости сравнения до трехходового крана этих приборов, м.

Мощность, затрачиваемая насосом, необходима для создания нужного напора и преодоления всех видов потерь. Потребляемая насосом мощность определяет мощность приводного двигателя и вычисляется по формуле

$$N = N_{д} \eta_{д}, \text{ кВт},$$

где $N_{д}$ – мощность, потребляемая электродвигателем, определяется по показаниям ваттметра, кВт;

$\eta_{д}$ – коэффициент полезного действия электродвигателя:

$$\eta_{д} = 0,74.$$

Полезная мощность насоса (работа в 1 с)

$$N_{п} = \rho \cdot g Q H / 1000 = 9,81 Q H, \text{ кВт}.$$

Коэффициент полезного действия (КПД) насоса определяется по формуле

$$\eta = \frac{N_{п}}{N} \cdot 100 \, \%.$$

Результаты испытаний заносятся в табл. 1.1.

Марка насосов КМ 50-32-125-СД-УЗ; частота вращения рабочего колеса 2900 об/мин; рабочая жидкость – водопроводная вода; диаметр всасывающего патрубка $D_1 = 50$ мм; диаметр напорного патрубка $D_2 = 32$ мм.

После вычислений данных табл. 1.1 на миллиметровой бумаге необходимо построить основные энергетические характеристики центробежного насоса (рис. 1.2) и определить оптимальную режимную точку P , соответствующую максимальному значению КПД. Точке P соответствуют подача Q_p и напор H_p .

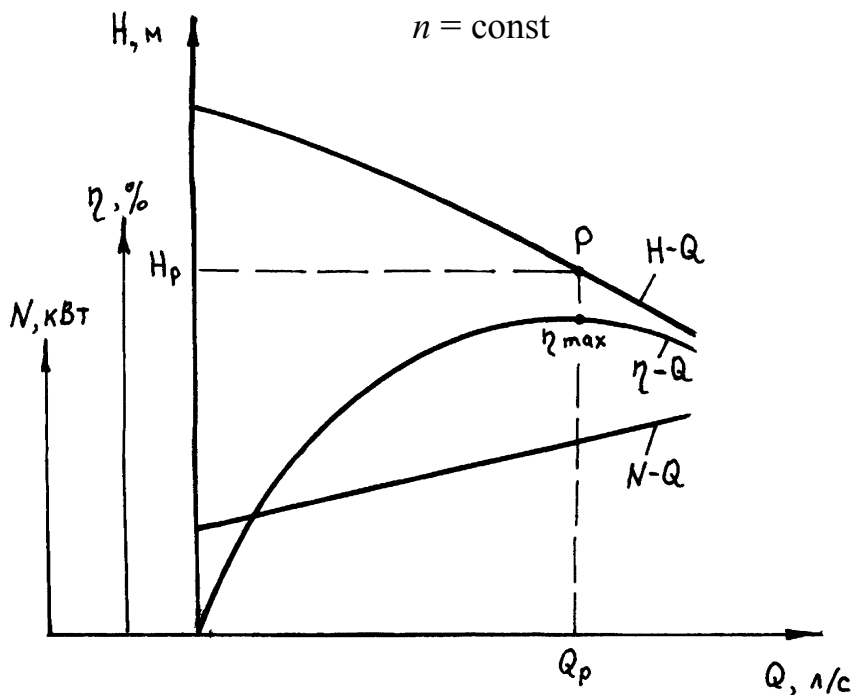


Рис. 1.2. Рабочие характеристики центробежного насоса, построенные по результатам испытаний

Отчет о лабораторной работе

1. Цель работы.
2. Последовательность выполнения работы.
3. Схема установки.
4. Расчетные формулы и результаты испытаний.
5. Графические зависимости основных энергетических характеристик насоса.

Лабораторная работа № 2

ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ РАБОТЫ ДВУХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ НА ОБЩИЙ ТРУБОПРОВОД

Цель работы

1. Построить суммарную расчетную напорную характеристику $H - (Q_1 + Q_2)$ двух центробежных насосов, работающих каждый на отдельный напорный трубопровод (рис. 2.1, а).

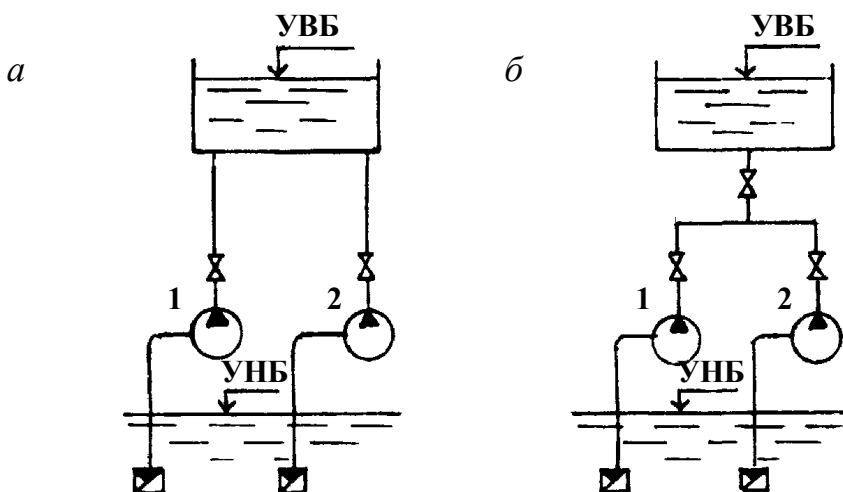


Рис. 2.1. Схема совместной работы двух центробежных насосов:
а – каждого на свой напорный трубопровод;
б – параллельная работа на общий напорный трубопровод

2. Опытным путем получить данные и построить суммарную напорную характеристику $H - Q_{1+2}$ двух центробежных насосов при параллельной работе, т. е. работающих на общий напорный водовод (рис. 2.1, б).

3. Сравнить опытную напорную характеристику с расчетной.

4. Построить характеристику трубопровода $H_{тр} - Q$.

5. По режимной точке работы системы «Насосы–водовод» определить фактическую подачу Q_p и напор H_p насосов.

Последовательность выполнения лабораторной работы

1. Используя результаты испытаний центробежного насоса, полученные в лабораторной работе № 1 (характеристику $H-Q$), на миллиметровой бумаге построить частные характеристики $H-Q$ 1-го и 2-го насосов (они совпадают, так как насосы одинаковые), а затем – суммарную расчетную напорную характеристику $H-(Q_1 + Q_2)$ двух центробежных насосов, работающих каждый на отдельный напорный трубопровод. Суммарная расчетная напорная характеристика $H-(Q_1 + Q_2)$ строится путем суммирования (удвоения) подачи Q одного насоса при одинаковых значениях напора H (рис. 2.2).

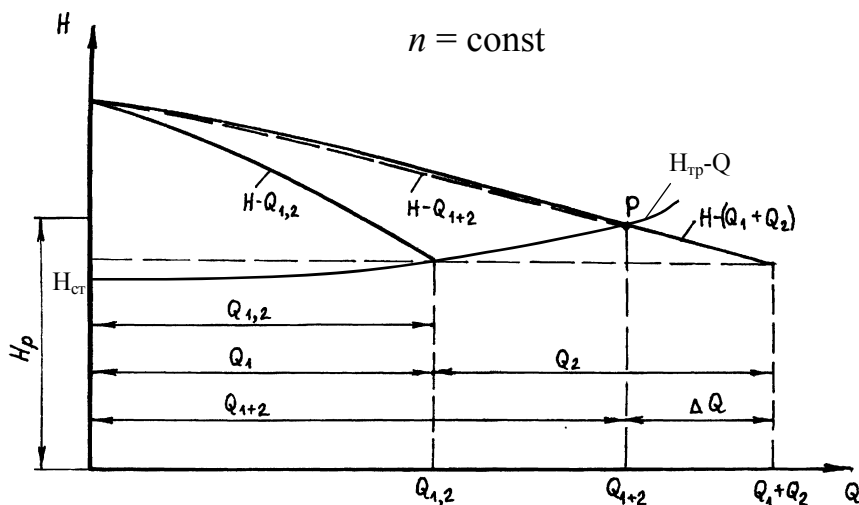


Рис. 2.2. Характеристика параллельной работы двух одинаковых центробежных насосов

2. Насосы 1 и 2 подсоединить параллельно (вентиль 9 во время испытаний закрыт), см. рис. 1.1. При параллельной работе запуск и включение в сеть каждого насоса можно осуществлять независимо друг от друга, так как оба насоса отдельно подают жидкость в общий напорный трубопровод.

3. Перед включением насосных агрегатов открыть вентили 22 и 23 и произвести заливку насосов водой при закрытых вентилях 8

и 10 и задвижке 7 на напорном трубопроводе и открытых задвижках 5 и 6 на всасывающих трубопроводах насосов.

4. После заливки насосов водой закрыть вентили 22 и 23.

5. При открытой задвижке 5 на всасывающей линии 1-го насоса и закрытом вентиле 8 на его напорной линии нажатием кнопки «ПУСК» включить в работу двигатель 1-го насоса.

6. Открыть полностью вентиль 8 на напорной линии 1-го насоса и задвижку 7 на общем напорном трубопроводе 13, чтобы удалить воздух из насоса и трубопровода.

7. При открытой задвижке 6 на всасывающей линии 2-го насоса и закрытом вентиле 10 на его напорной линии нажатием кнопки «ПУСК» включить в работу двигатель 2-го насоса.

8. Полностью открыть вентиль 10 на напорной линии 2-го насоса для удаления воздуха из насоса и трубопровода.

9. После запуска насосов перед снятием показаний манометров 2 при помощи трехходовых кранов 25 пролить соединительные трубки манометров (положение $\perp$), чтобы удалить из них воздух в атмосферу, а затем включить в работу вакуумметры и манометры (положение $\dashv$).

10. Закрыть задвижку 7 на напорном трубопроводе 13.

11. Снять показания с вакуумметров В1, В2 и манометров М1 и М2 при нулевой подаче ($Q = 0$ – первая точка замера). Вентили 8 и 10 во время опытов держать постоянно полностью открытыми.

12. Приоткрыть задвижку 7 и после установления режима произвести следующее определение подачи по водомеру ВТ-50. Снять показания с вакуумметров и манометров. Аналогичным образом, постепенно открывая задвижку до полного открытия, провести пять–восемь опытов. Результаты испытания двух параллельно работающих насосов занести в табл. 2.1.

13. Для остановки 2-го насоса медленно закрыть вентиль 10 на его напорной линии, выключить вакуумметр с помощью трехходовых кранов 25 (положение $\perp$) и нажатием кнопки «СТОП» отключить двигатель 2-го насоса. Выключить манометр с помощью трехходовых кранов 25 (положение $\perp$). Закрыть задвижку 6 на всасывающей линии 2-го насоса.

14. Для остановки 1-го насоса медленно закрыть вентиль 8 на его напорной линии и задвижку 7, выключить вакуумметр и нажатием кнопки «СТОП» отключить двигатель 1-го насоса. Выключить манометр. Закрыть задвижку 5 на всасывающей линии 1-го насоса.

Таблица 2.1

Параллельная работа двух насосов

№ опытов	Объем перекачиваемой воды $W, \text{м}^3$	Интервал времени $t, \text{с}$	Подача $Q_O = \frac{W}{t}, \text{м}^3/\text{с}$	Манометрическое давление М1, Па
1	2	3	4	5

Продолжение табл. 2.1

№ опытов	Вакуумметрическое давление В1, Па	Манометрическое давление М2, Па	Вакуумметрическое давление В2, Па	$0,0827 Q_{1,2}^2 \times$ $\times \left(\frac{1}{D_2^4} - \frac{1}{D_1^4} \right)$
1	6	7	8	9

Окончание табл. 2.1

№ опытов	Поправка $Z_2 - Z_1$	Напор насосов		Опытные значения напора $\frac{H_1 + H_2}{2}, \text{м}$	Расчетное значение расхода $Q_p = Q_1 + Q_2, \text{м}^3/\text{с}$	$\delta = \frac{Q_p - Q_o}{Q_o} 100, \%$
		H_1	H_2			
1	10	11	12	13	14	15

Следует помнить, что 1 атмосфера = 10 м водяного столба = 100 000 Па = 100 кПа = 0,1 МПа.

15. Подачу и напор рассчитать по формулам, приведенным в лабораторной работе № 1.

16. На графике (см. рис. 2.2) построить в том же масштабе напорную характеристику $H-Q_{1+2}$, полученную опытным путем при параллельной работе насосов.

17. Найти относительное отклонение расчетных значений подачи Q_p от опытных значений Q_o при одинаковых напорах по формуле

$$\delta = \left((Q_p - Q_o) / Q_o \right) \cdot 100, \%$$

18. На этом же графике (см. рис. 2.2) по данным табл. 2.2 строится характеристика трубопровода $H_{тр} - Q$.

19. Определить на графике (см. рис. 2.2) режимную точку P системы «Насосы–трубопровод» и снять значения Q_p, H_p .

Результаты испытаний заносятся в табл. 2.1.

Теоретические сведения

Совместная работа нескольких насосов на общий напорный трубопровод называется *параллельной работой насосов*. Необходимость в параллельной работе нескольких одинаковых или разных насосов возникает в тех случаях, когда подачей одного насоса невозможно обеспечить требуемый расход воды.

После вычислений данных табл. 2.1 по результатам испытаний центробежных насосов на миллиметровой бумаге, где построена суммарная расчетная напорная характеристика $H - (Q_1 + Q_2)$ двух отдельно работающих насосов, строится опытная суммарная напорная характеристика $H - Q_{1+2}$ двух насосов при их параллельной работе.

На этом же графике (см. рис. 2.2) строится характеристика трубопровода $H_{тр} - Q$ по формуле

$$H_{тр} = H_{ст} + SQ^2, \text{ м,}$$

где $H_{ст}$ – статический напор (можно принять условно $H_{ст} = 5$ м);

S – сопротивление системы трубопроводов;

Q – произвольные значения расходов в трубопроводе в пределах диапазона подач насосов, м³/с (принимается по табл. 2.1, графа 4).

В общем случае сопротивление трубопровода определяется путем деления величины потерь напора на квадрат расхода, при котором они определены.

Сопротивление системы, состоящей из нескольких параллельных трубопроводов, определяется по формуле

$$S_{\text{парал}} = \frac{S_{\text{тр}}}{n^2},$$

где $S_{\text{тр}}$ – приведенное сопротивление трубопровода;

n – число трубопроводов.

Сопротивление системы последовательно соединенных трубопроводов определяется как сумма сопротивлений отдельных элементов.

Сопротивление трубопроводов определяется следующим образом: для всасывающей линии

$$S_{\text{вс}} = \frac{h_{\text{вс}}}{Q_{\text{н}}^2};$$

напорной соединительной линии

$$S_{\text{н.соед}} = \frac{h_{\text{н.соед}}}{Q_{\text{н}}^2};$$

напорного водовода

$$S_{\text{н.в}} = \frac{h_{\text{н.в}}}{Q_{\text{н.у.мах}}^2}.$$

Для данной системы трубопроводов и насосов ее сопротивление при режиме работы «Два насоса на один трубопровод» определяется по формуле

$$S = \frac{S_{\text{вс}}}{2^2} + \frac{S_{\text{н.соед}}}{2^2} + \frac{S_{\text{в.н}}}{l^2}.$$

Потери напора в трубопроводе определяются по формуле

$$h = h_{\text{дл}} + h_{\text{м}}, \text{ м},$$

где $h_{\text{дл}}$ – потери напора по длине трубопровода, м;
 $h_{\text{м}}$ – потери напора в местных сопротивлениях, м.

$$h_{\text{дл}} = S_0 l Q^2, \text{ м},$$

где S_0 – удельное сопротивление водовода, $\text{с}^2/\text{м}^6$ (принимается по таблицам Ф. А. Шевелева и А. Ф. Шевелева в зависимости от диаметра трубопровода $D_{\text{н.в.}}$); для неновых стальных водогазопроводных труб (ГОСТ 3262–75) $S_0 = 11080 \text{ с}^2/\text{м}^6$ (для Q – в $\text{м}^3/\text{с}$ и $D_{\text{н.в.}} = 50 \text{ мм}$);
 l – длина напорного водовода, м: $l = 6 \text{ м}$.

Потерями напора по длине всасывающего и напорного соединительного трубопроводов можно пренебречь, т. е. $h_{\text{вс.дл}} = 0$, $h_{\text{н.соед.дл}} = 0$.

$$h_{\text{м}} = \Sigma \xi \frac{v^2}{2g}, \text{ м},$$

где ξ – коэффициент местных сопротивлений.

Скорость движения воды соответственно во всасывающем $v_{\text{вс}}$ и напорном соединительном $v_{\text{н.соед}}$ трубопроводах

$$v_{\text{вс}} = \frac{4Q_{\text{н}}}{\pi D_{\text{вс}}^2}, \text{ м/с}; \quad v_{\text{н.соед}} = \frac{4Q_{\text{н}}}{\pi D_{\text{н.соед}}^2}, \text{ м/с},$$

где $Q_{\text{н}}$ – расход одного насоса, $\text{м}^3/\text{с}$;

$D_{\text{вс}}$, $D_{\text{н.соед}}$ – диаметр соответственно всасывающего и напорного соединительного трубопровода, м: $D_{\text{вс}} = 0,05 \text{ м}$; $D_{\text{н.соед}} = 0,032 \text{ м}$.

$$h_{\text{вс м}} = (\xi_{\text{пр кл}} + \xi_{\text{к1}} + \xi_{\text{к2}} + \xi_{\text{тр}} + \xi_3) \frac{v_{\text{вс}}^2}{2g},$$

$$\xi_{\text{пр.кл}} = 5; \quad \xi_{\text{к1}} = \xi_{\text{к2}} = 0,6; \quad \xi_{\text{тр}} = 1,5; \quad \xi_3 = 0,05;$$

$$h_{\text{н.соед.м}} = (\xi_{\text{к1}} + \xi_{\text{к2}} + \xi_{\text{о кл.}} + \xi_{\text{тр1}} + \xi_{\text{в}} + \xi_{\text{к3}} + \xi_{\text{тр2}}) \frac{v_{\text{н.соед.}}^2}{2g};$$

$$\xi_{\text{к1}} = \xi_{\text{к2}} = \xi_{\text{к3}} = 0,6; \quad \xi_{\text{о кл.}} = 1,7; \quad \xi_{\text{тр1}} = 0,1; \quad \xi_{\text{в}} = 0,05; \quad \xi_{\text{тр2}} = 1,5;$$

$$h_{\text{нв}} = 1,1 S_0 l Q_{\text{н.у.мах}}^2,$$

где 1,1 – коэффициент, учитывающий местные потери в напорном водоводе.

Определение координат для построения графической характеристики трубопровода ведется по табл. 2.2.

Таблица 2.2

Вычисление координат характеристики трубопровода

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	$Q_1 = 0$	Q_2	Q_3	Q_4	Q_5	Q_6	До $Q_{\text{н.у.мах}}$ включительно
Q^2							
$SQ^2, \text{ м}$							
$H_{\text{тр}} = H_{\text{ст}} + SQ^2$							

После заполнения табл. 2.2 строится характеристика трубопровода $H_{\text{тр}}-Q$.

Анализ графиков (см. рис. 2.2) показывает, что максимальный суммарный расход двух насосов, работающих на отдельные трубопроводы, будет больше максимального расхода двух насосов, работающих параллельно. Эта разница ΔQ определяется графически и называется *дефицитностью в подаче при параллельной работе двух центробежных насосов*:

$$\Delta Q = Q_1 + Q_2 - Q_{1+2}.$$

Дефицит подачи объясняется тем, что при увеличении суммарной подачи потери напора в трубопроводе увеличиваются в квадратичной зависимости от подачи, что и приводит к увеличению напора, необходимого для подачи данного расхода. Это, в свою очередь,

смещает рабочую точку по напорной характеристике насоса вверх и влево, в результате чего уменьшается подача.

Параллельная работа насосов может быть достаточно эффективной при пологих характеристиках трубопроводов и крутых характеристиках насосов.

При работе двух разнотипных насосов на общий трубопровод (рис. 2.3) их совместная работа начнется в тот момент, когда напоры, развиваемые насосами, сравняются. Таким образом, на параллельную работу следует подключать только такие насосы, у которых развиваемые напоры близки.

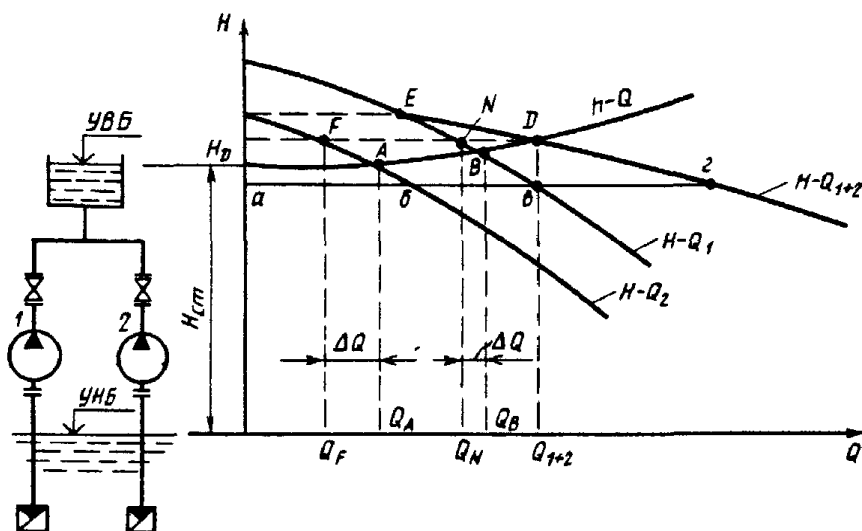


Рис. 2.3. Схема и график параллельной работы двух разнотипных насосов

Отчет о лабораторной работе

1. Цель работы.
2. Последовательность выполнения работы.
3. Результаты испытаний.
4. Графики совместной работы насосов и трубопровода.

Необходимо определить дефицитность в подаче при параллельной работе центробежных насосов.

Лабораторная работа № 3

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ДВУХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ ПРИ ИХ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОМ ПРИСОЕДИНЕНИИ К ОДНОМУ ТРУБОПРОВОДУ

Цель работы

1. Построить суммарную расчетную напорную характеристику $(H_1 + H_2) - Q$ двух центробежных насосов, работающих отдельно (рис. 3.1, а).

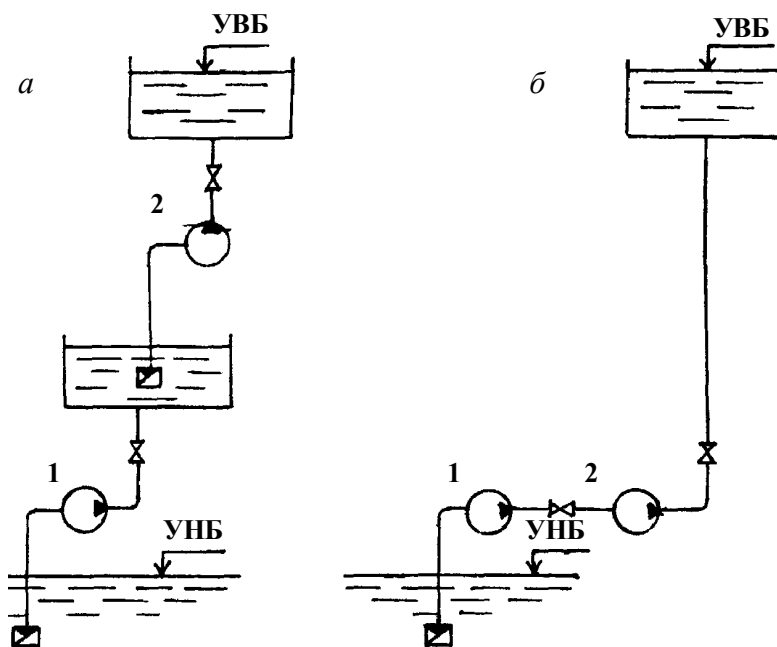


Рис. 3.1. Схема последовательной работы двух центробежных насосов:

а – каждого на свой напорный трубопровод;

б – на общий напорный трубопровод

2. Опытным путем получить данные и построить суммарную напорную характеристику $H_{1+2} - Q$ двух центробежных насосов, работающих последовательно на общий напорный трубопровод (рис. 3.1, б).

3. Сравнить опытную напорную характеристику с расчетной.

Последовательность выполнения лабораторной работы

1. По данным испытаний центробежного насоса, полученным в лабораторной работе № 1 (характеристике $H-Q$), на миллиметровой бумаге построить частные характеристики $H-Q$ 1-го и 2-го насосов (они совпадают, так как насосы одинаковые), а затем – суммарную расчетную характеристику по напору $(H_1 + H_2)-Q$ двух центробежных насосов, работающих отдельно (каждый насос работает на свой напорный трубопровод). Суммарная расчетная напорная характеристика $(H_1 + H_2)-Q$ строится путем суммирования (удвоения) напоров H при одинаковых значениях подачи Q (рис. 3.2).

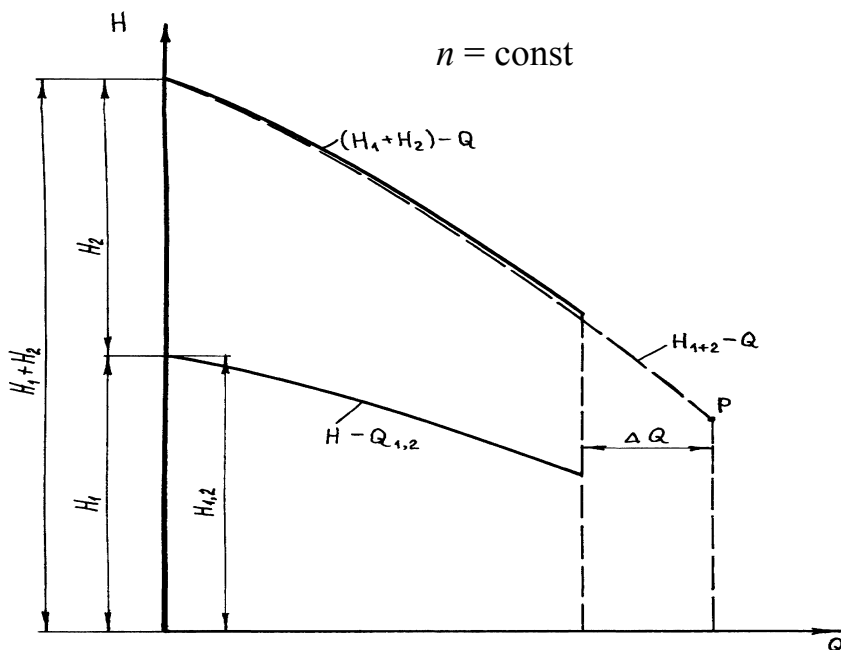


Рис. 3.2. Характеристика последовательной работы двух одинаковых центробежных насосов

2. Запустить 1-й насос (при последовательной работе насосы могут включаться только друг за другом). Перед включением залить его, для чего открыть вентиль 22 на водопроводной линии и задвижку 5 на всасывающем трубопроводе при закрытом вентиле 8 на

напорном трубопроводе 1-го насоса, вентиле 9 и задвижке 6 на всасывающем трубопроводе 2-го насоса, см. рис. 1.1.

3. После заливки 1-го насоса водой закрыть вентиль 22 .

4. При открытой задвижке 5 на всасывающей линии 1-го насоса и закрытых вентилях 8 и 10 за напорными патрубками 1-го и 2-го насосов (вентиль 9 и задвижка 6 также закрыты) нажатием кнопки «ПУСК» включают в работу двигатель 1-го насоса. О нормальной работе 1-го насоса судить по показаниям манометра М1 при нулевой подаче.

5. После включения 1-го насоса открыть вентиль 9 и подать воду во всасывающую магистраль 2-го насоса. При этом вентили 8 и 10 на напорных линиях 1-го и 2-го насосов, а также задвижка 6 на всасывающей линии 2-го насоса закрыты. Второй насос включить тогда, когда в нем повысится давление, свидетельствующее о нормальной работе первого насоса при нулевой подаче.

6. Включить в работу 2-й насос и с помощью трехходовых кранов 25 (положение $\perp$) пролить соединительные трубы манометров 2, чтобы удалить из них воздух в атмосферу, а затем включить в работу вакуумметр В1 и манометр М2 (положение $\vdash$).

7. После включения и выхода на режим при нулевой подаче 2-го насоса полностью открыть вентиль 10 на напорной линии 2-го насоса и задвижку 7 на общем напорном трубопроводе 13, чтобы удалить воздух из насоса и трубопровода.

8. Закрыть задвижку 7 на напорном трубопроводе 13.

9. Снять показания вакуумметра В1 и манометра М2 при нулевой подаче ($Q = 0$ – это первая точка замера). Вентиль 9 во время опытов постоянно держать полностью открытым.

10. Задвижку 7 приоткрыть и после установления режима произвести следующее определение подачи по водомеру ВТ-50. Снять показания с вакуумметра В1 и манометра М2 . Аналогичным образом, постепенно отдвигая задвижку до полного открытия, провести пять–восемь опытов. Результаты испытаний двух последовательно работающих насосов занести в табл. 3.1.

11. Закрыть задвижку 7 и вентиль 10 на напорной линии 2-го насоса и нажатием кнопки «СТОП» выключить 2-й насос.

12. Закрыть вентиль 9 и нажатием кнопки «СТОП» выключить 1-й насос.

13. Закрыть задвижку 5 на всасывающей линии 1-го насоса.

14. С помощью трехходовых кранов 25 выключить вакуумметр В1 и манометр М2 (положение $\perp$).

15. По формуле (1.2) рассчитать напор, принимая манометрическое давление по показаниям манометра М2, вакуумметрическое – вакуумметра В1.

16. На графике с суммарной расчетной характеристикой $(H_1 + H_2) - Q$ (см. рис. 3.2) в том же масштабе построить напорную характеристику $H_{1+2} - Q$, полученную опытным путем при последовательной работе насосов.

17. Расхождение между расчетным $H_p = H_1 + H_2$ и опытным $H_0 = H_1 + H_2$ значениями напоров при соответствующих подачах Q_i оценить по формуле

$$\varepsilon = \frac{H_p - H_0}{H_0}, \%$$

Результаты испытаний занести в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Испытания двух последовательно работающих насосов

№ опыта	Объем перекачиваемой воды W , м ³	Интервал времени t , с	Подача Q , м ³ /с	Вакуумметрическое давление В1, Па	Манометрическое давление М2, Па	Поправка $Z_2 - Z_1$
1	2	3	4	5	6	7

Окончание табл. 3.1

№ опыта	$0,0827 Q^2 \left(\frac{1}{D_2^4} - \frac{1}{D_1^4} \right)$	Опытные значения напора H_0 , м	Расчетное значение напора H_p , м	$\varepsilon = \frac{H_p - H_0}{H_0} 100 \%$
1	8	9	10	11

Теоретические сведения

Последовательной называют совместную работу насосов, при которой один насос подает жидкость во всасывающий патрубок другого насоса, а последний подает ее в общий напорный трубопровод.

Последовательное включение нескольких насосов применяется в тех случаях, когда в сети необходимо создать напор, больший того, который способен обеспечить каждый из насосов в отдельности, или в тех случаях, когда один насос в состоянии подать воду в систему, но не обеспечивает заданной подачи.

По данным расчетов табл. 3.1 на миллиметровой бумаге, где построена суммарная расчетная напорная характеристика $(H_1 + H_2) - Q$ двух центробежных насосов, работающих отдельно, строится опытная суммарная напорная характеристика $H_{1+2} - Q$ двух насосов, работающих последовательно (см. рис. 3.2).

Из сравнения двух суммарных кривых видно, что опытная кривая $H_{1+2} - Q$ длиннее, т. е. насосы, соединенные последовательно, могут подать больший расход, чем они подавали при том же напорном трубопроводе, работая по отдельности. Увеличение подачи объясняется тем, что удвоенный напор установки также должен потратиться на преодоление удвоенного сопротивления трубопровода, которое может возрасти только за счет увеличивающегося расхода. Однако увеличение подачи насосов влечет за собой и увеличение мощности, получаемой насосом от электродвигателя. Поэтому для выяснения степени перегрузки электродвигателя максимальное измеренное значение потребляемой насосом мощности необходимо сравнить с его максимальным паспортным значением. Если перегрузка двигателя невозможна, необходимо при последовательной работе насосов прикрыть задвижку на общем напорном трубопроводе и, уменьшив подачу насосов, добиться таким образом затраты прежней мощности каждым насосом.

Для работы при последовательном соединении в отличие от параллельного можно использовать насосы с различными напорами, но поскольку проходящий через насосы расход одинаков, эти насосы должны иметь примерно одинаковую подачу.

Отчет о лабораторной работе

1. Цель работы.
2. Последовательность выполнения работы.
3. Результаты испытаний.
4. Опытная и расчетная напорные характеристики насосов, работающих последовательно.

Необходимо оценить расхождения между расчетным H_p и опытным H_o значениями напоров при соответствующих подачах.

Лабораторная работа № 4

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМА РАБОТЫ ЭЖЕКТОРНОЙ УСТАНОВКИ

Цель работы

1. С использованием стенда и модели изучить конструкции, принцип действия, достоинства и недостатки, область применения струйной (эжекторной) установки.

2. На основании испытаний получить основные параметры эжектора: развиваемое давление P_2 , коэффициент эжекции (подмешивания) α , статический коэффициент полезного действия $\eta_{ст}$. Построить характеристики P_2-Q_p , $\alpha-Q_p$, $\eta_{ст}-Q_p$.

Описание эжекторной установки

Действие струйной (эжекторной) установки основано на принципе передачи кинетической энергии от одного потока к другому, обладающему меньшей кинетической энергией. Создание напора происходит путем непосредственного смешивания обоих потоков, без каких-либо промежуточных механизмов. В зависимости от назначения струйного насоса рабочая и перекачиваемая среды (жидкость, пар, газ) могут быть одинаковыми или разными.

Если через трубопровод и сопло нагнетается воздух (газ), то струйный насос называется *эжектором*, если пар – *инжектором*, горячая вода – *элеватором*, холодная вода – *гидроэлеватором*.

Струйный насос (рис. 4.1) состоит из всасывающего патрубка 1, трубопровода 2, по которому под напором (давлением) подводится рабочая жидкость, сопла 3, камеры смешения 4 и диффузора 5, к которому присоединяется нагнетательный трубопровод 6.

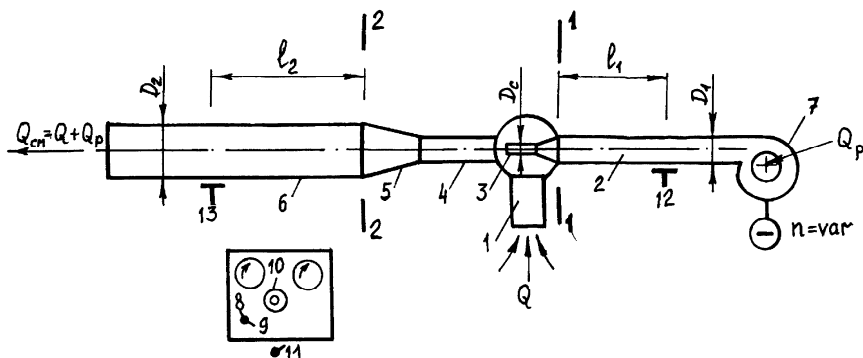


Рис. 4.1. Схема эжекторной установки:

1 – всасывающий патрубок; 2 – подводящий воздухопровод; 3 – сопло;
4 – камера смешения; 5 – диффузор; 6 – нагнетательный воздухопровод;
7 – вентилятор с управляемым числом оборотов; 8 – выпрямитель; 9 – ключ
включения выпрямителя; 10 – регулятор числа оборотов; 11 – ключ включения
привода вентилятора; 12, 13 – пневмометрические трубки

Работа струйного насоса происходит следующим образом. Рабочая жидкость Q_p под большим давлением по трубопроводу 2 подается в сопло 3. В сопле ее скорость и кинетическая энергия возрастают, а потенциальная энергия и давление уменьшаются. При определенной скорости жидкости давление в камере смешения 4 становится меньше атмосферного, возникает вакуум, под действием которого в камеру смешения из трубопровода 1 подсасывается перемещаемая жидкость Q .

Благодаря силам трения струя увлекает с собой засосанную жидкость и смешивается с ней. При этом рабочая жидкость отдает часть своей энергии поднимаемой. Затем смешанный поток жидкости поступает в диффузор 5, где его скорость постепенно уменьшается, а давление (статический напор) увеличивается (т. е. часть кинетической энергии преобразуется в потенциальную) и далее – в нагнетательный трубопровод 6.

Струйные насосы используют для подъема воды из скважин, подъема и транспортировки грунтовой массы при гидромеханизации земляных работ, водоотлива и водопонижения при производстве строительных работ, удаления осадка из отстойников, прямиков камер речных водозаборных сооружений, транспортировки золы и шлака в котельных установках, выброса загрязненного воздуха в атмосферу, питания водой паровых котлов высокого давления на паровозах, теплоэлектростанциях, в качестве элеваторов на вводах теплосети в здания, создания вакуума в конденсаторах, а также на крупных насосных станциях в качестве вспомогательных для насосов удаления воздуха из всасывающих трубопроводов и корпусов основных насосов перед их пуском и увеличения допустимой высоты всасывания.

Основные их достоинства: простота конструкции, небольшие размеры и надежность; *недостатки:* низкий КПД и необходимость подвода рабочей жидкости к соплу под высоким давлением.

Последовательность выполнения лабораторной работы

1. Ключом 9 включить выпрямитель 8.
2. На вольтметре регулятором 10 установить напряжение 5 В.
3. Ключом 11 включить привод вентилятора.
4. С помощью микроманометров зарегистрировать давление

$$P = K(n_K - n_H) g, \text{ Па},$$

где $K = \rho_{\text{ж}} \sin \alpha$ – коэффициент манометра, устанавливаемый лимбом микроманометра: $K = 0,2-0,4$;

n_K – положение жидкости в капилляре после присоединения пневмометрической трубки;

n_H – положение жидкости в капилляре до начала измерений, устанавливаемое корректором начального отсчета (например, 0; 10; 20);

g – ускорение свободного падения: $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

В качестве приемников давления движущегося потока газа применяются пневмометрические трубки.

Пневмометрическая трубка, обращенная открытым отверстием навстречу движущемуся потоку, воспринимает полное давление $P_{\text{п}}$

и обозначается знаком «+», а трубка, впаянная заподлицо в стенку воздуховода, воспринимающая статическое давление $P_{\text{ст}}$, — знаком «-».

Штуцера предназначены для присоединения к пневмометрическим трубкам. Штуцер микроманометра, сообщающийся с бачком, обозначается знаком «+», а сообщающийся с капилляром через шланг, — знаком «-».

На нагнетательной магистрали для измерения полного и статического давлений $P_{\text{п}}$ и $P_{\text{ст}}$ трубки подключаются к бачку, так как эти давления больше атмосферного, действующего со стороны капилляра.

Динамическое давление $P_{\text{д}}$ есть разность между полным и статическим, т. е.

$$P_{\text{д}} = P_{\text{п}} - P_{\text{ст}}, \text{ Па.}$$

При измерении величины $P_{\text{д}}$ полное давление $P_{\text{п}}$, как большее подключается, к бачку, а статическое $P_{\text{ст}}$ — к капилляру.

5. Определить расход рабочего воздуха $Q_{\text{р}}$ и расход суммарной смеси (расход воздуха в сечении 2–2) $Q_{\text{см}}$ с помощью пневмометрических трубок 12, 13 по результатам измерения динамического давления $P_{\text{д}}$ и средней скорости движения $v_{\text{ср}}$.

6. Найти давление P_1 в сечении 1–1 и развиваемое давление P_2 в сечении 2–2 путем измерения полных давлений в месте установки этих же трубок и введения поправок на потери на участках l_1 и l_2 .

7. Регулятором 10 осуществить изменение числа оборотов электродвигателя вентилятора путем изменения напряжения, подаваемого в цепь привода. Диапазон изменения напряжения 5–15 В. В этом интервале осуществляются измерения на пяти–семи режимах.

Теоретические сведения

Для выполнения лабораторной работы вычисляются следующие параметры эжекторной установки.

Скорость движения жидкости в трубопроводе, которая рассчитывается по результатам измерения динамического давления:

$$v = \sqrt{\frac{2P_d}{\rho}}, \text{ м/с,}$$

где P_d – динамическое давление, Па;

ρ – объемная масса перемещаемой жидкости (воздуха); при $t = 18^\circ\text{C}$ $\rho = 1,20 \text{ кг/м}^3$.

Средняя скорость по сечению трубопровода, которая определяется по осевой с помощью коэффициента поля скоростей a :

$$v_{cp} = a v, \text{ м/с,}$$

где a – коэффициент поля скоростей: $a = 0,82$.

Расход жидкости (воздуха) в трубопроводе

$$Q_{p, \text{ см}} = 3600 v_{cp12, 13} \omega_{12, 13}, \text{ м}^3/\text{ч,}$$

где ω – площадь трубопровода:

$$\omega = \frac{\pi D^2}{4}, \text{ м}^2;$$

D – диаметр воздуховодов: подводящего $D_1 = 0,05 \text{ м}$; отводящего $D_2 = 0,08 \text{ м}$.

Расход подсасываемого воздуха

$$Q = Q_{cm} - Q_p, \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Давление P_1 в сечении 1–1 и развиваемое давление P_2 в сечении 2–2 определяются по измеренному в месте установки пневмометрической трубки полному давлению, т. е. по $P_{п12}$ и $P_{п13}$, с учетом введения поправок на потери на участках c и l_2 :

$$P_1 = P_{п12} - S_1 l_1, \text{ Па;}$$

$$P_2 = P_{п13} + S_2 l_2, \text{ Па},$$

где S_1 , S_2 – удельные потери давления на трение, Па/м; определяются в зависимости от диаметра воздуховода и расхода воздуха по графику, расположенному на стенде;

$$l_1 = 0,25 \text{ м}; l_2 = 0,40 \text{ м}.$$

Статический коэффициент полезного действия струйного насоса (эжектора) определяется отношением полезной энергии жидкости к подведенной энергии:

$$\eta_{\text{ст}} = \frac{\rho g (Q + Q_p) P_2}{\rho g Q_p P_1} 100, \%,$$

где Q и Q_p – соответственно расход подсасываемого эжектором воздуха и рабочего потока, м³/ч;

P_2 , P_1 – давление, развиваемое эжектором, и рабочее давление, Па.

Учитывая, что плотности рабочей и поднимаемой жидкости одинаковы и $Q_{\text{см}} = Q + Q_p$, имеем

$$\eta_{\text{ст}} = \frac{Q_{\text{см}} P_2}{Q_p P_1} 100, \, \%.$$

Отношение расходов подсасываемого и рабочего воздуха – *коэффициент подмешивания (эжекции)* – определяется по формуле

$$\alpha = \frac{Q}{Q_p}.$$

Результаты испытаний заносятся в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Испытание эжекторной установки

№ п/п	Наименование	Номера опытов				
		1	2	3	4	5
1	2	3	4	5	6	7
1	Напряжение U , В					
2	Сила тока I , А					
3	Коэффициент 1-го манометра K_{12}					
4	Положение жидкости в капилляре до начала измерений $n_{н12}^-$, мм					
5	Положение жидкости в капилляре после присоединения пневмометрической трубки, воспринимающей статическое давление, $n_{к12}^-$, мм					
6	То же – полное давление, $n_{к12}^+$, мм					
7	Коэффициент 2-го манометра K_{13}					
8	Положение жидкости в капилляре до начала измерений $n_{н13}^-$, мм					
9	Положение жидкости в капилляре после присоединения пневмометрической трубки, воспринимающей статическое давление, $n_{к13}^-$, мм					
10	То же – полное давление, $n_{к13}^+$, мм					
11	Статическое давление $P_{ст12}$, Па					
12	Полное давление $P_{п12}$, Па					
13	Динамическое давление $P_{д12}$, Па					
14	Статическое давление $P_{ст13}$, Па					
15	Полное давление $P_{п13}$, Па					
16	Динамическое давление $P_{д13}$, Па					
17	Скорость движения воздуха v_{12} , м/с					
18	Скорость движения воздуха v_{13} , м/с					
19	Средняя скорость движения воздуха $v_{ср12}$, м/с					
20	Средняя скорость движения воздуха $v_{ср13}$, м/с					
21	Расход рабочего (первичного) воздуха Q_p , м ³ /ч					
22	Расход смеси (в сечении 2–2) $Q_{см}$, м ³ /ч					
23	Расход подсасываемого воздуха Q , м ³ /ч					

№ п/п	Наименование	Номера опытов				
		1	2	3	4	5
1	2	3	4	5	6	7
24	Удельные потери давления на трение S_1 , Па/м					
25	Удельные потери давления на трение S_2 , Па/м					
26	Давление в сечении 1-1 P_1 , Па					
27	Давление в сечении 2-2 P_2 , Па					
28	Статический КПД $\eta_{ст}$, %					
29	Коэффициент эжекции α					

После вычисления данных табл. 4.1 на миллиметровой бумаге строятся характеристики P_2-Q_p , $\alpha-Q_p$, $\eta_{ст}-Q_p$ (рис. 4.2).

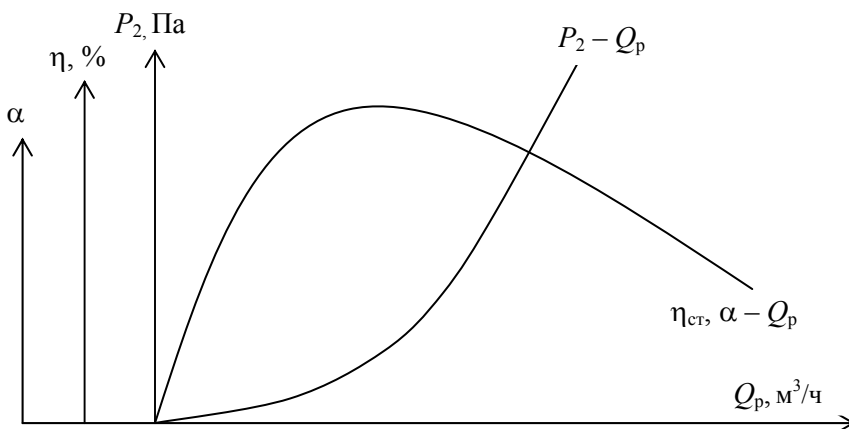


Рис. 4.2. Характеристики эжектора, построенные по результатам испытаний

Отчет о лабораторной работе

1. Цель работы.
2. Последовательность выполнения работы.
3. Результаты испытаний.
4. Основные характеристики эжектора.

Лабораторная работа № 5

СНЯТИЕ КАВИТАЦИОННОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Цель работы

1. На опытной насосной установке продемонстрировать внешние признаки появления кавитации центробежного насоса.
2. Снять кавитационную характеристику центробежного насоса и определить критическую вакуумметрическую высоту всасывания и критический кавитационный запас при постоянной производительности и постоянном числе оборотов рабочего колеса насоса.

Теоретические сведения

При проектировании насосных станций отметка расположения насосных агрегатов устанавливается в зависимости от высоты всасывания насосов.

Различают геодезическую высоту всасывания $H_{гв}$ и допустимую вакуумметрическую высоту всасывания $H_{в\text{ак}}$.

Геодезической высотой всасывания горизонтальных центробежных насосов называется разность отметок оси насоса и свободного уровня воды в резервуаре, из которого жидкость забирается насосом. Для того чтобы насос мог поднимать жидкость с уровня воды, расположенного ниже оси насоса, последний должен создать вакуум (разрежение) у входа в колесо. Всасывание жидкости происходит за счет избытка атмосферного давления на свободной поверхности в приемном резервуаре $\frac{P_a}{\gamma}$ над абсолютным давлением

у входа в колесо $\frac{P_1}{\gamma}$, которое меньше атмосферного (рис. 5.1).

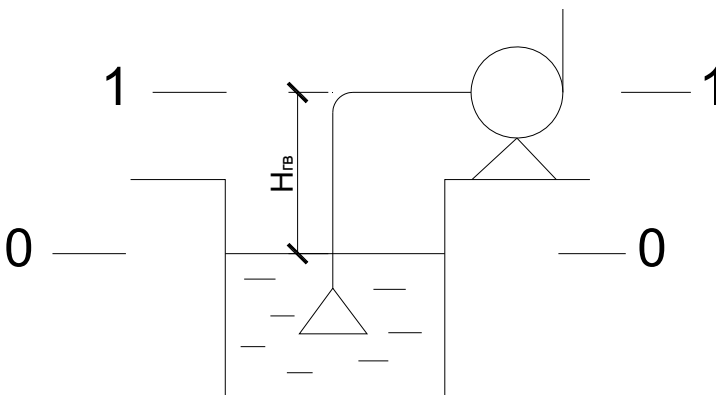


Рис. 5.1. Схема установки центробежного насоса

Разность между атмосферным давлением $\frac{P_a}{\gamma}$ и давлением $\frac{P_1}{\gamma}$ равна величине вакуумметрической высоты всасывания, которая отмечается вакуумметром:

$$H_{\text{вак}} = \frac{P_a - P_1}{\gamma}. \quad (5.1)$$

Применив уравнение Бернулли (см. рис. 5.1) для двух сечений 0–0 и 1–1, получим

$$\frac{P_a}{\gamma} + \frac{v_0^2}{2g} = \frac{P_1}{\gamma} + H_{\text{гв}} + \frac{v_1^2}{2g} + h_{\text{вс}},$$

где $h_{\text{вс}}$ – гидравлические потери в подводящем трубопроводе.

Учитывая выражение (5.1), получим

$$H_{\text{вак}} = H_{\text{гв}} + \frac{v_1^2}{2g} + h_{\text{вс}}. \quad (5.2)$$

Пользуясь формулой (5.2), можно определить расположение оси насоса по отношению к уровню воды в источнике при допустимой вакуумметрической высоте всасывания. Высота всасывания насоса ограничивается также тем условием, что минимальное абсолютное давление, возникающее в области входа жидкости в рабочее колесо, должно превышать давление насыщенного пара перекачиваемой жидкости. При несоблюдении этого условия может возникнуть явление так называемой кавитации. Причинами понижения давления могут быть:

- а) низкое барометрическое давление;
- б) большая вакуумметрическая высота всасывания (больше допускаемой);
- в) высокая температура перекачиваемой жидкости.

В результате понижения давления происходит парообразование жидкости в полости рабочего колеса. Возникающее при этом явление носит общее название *кавитация*. Кавитация ограничивает высоту всасывания насоса, и высота всасывания, при которой начинается кавитация, называется *критической*. При кавитационных испытаниях насоса определяется вакуумметрическая высота всасывания насоса, при которой начинается кавитация.

Кавитационной характеристикой насоса называется зависимость напора и мощности от вакуумметрической высоты всасывания при постоянной производительности насоса. Кавитационные характеристики могут быть получены в результате испытаний насоса на специальной установке (рис. 5.2).

Эта установка представляет собой замкнутую циркуляционную систему, состоящую из насоса, всасывающего и напорного трубопроводов, а также герметического резервуара, верхняя часть которого заполнена воздухом. Отсасывая воздух из резервуара вакуум-насосом, можно получить любое давление перед входом в насос. Начало резкого падения кривых напора и мощности при постоянной производительности определяет максимально допустимое значение вакуумметрической высоты, которую называют *критической вакуумметрической высотой всасывания* $H_{\text{вак кр}}$. Зная последнюю, можно по формуле (5.2) определить предельную $H_{\text{вак кр}}$.

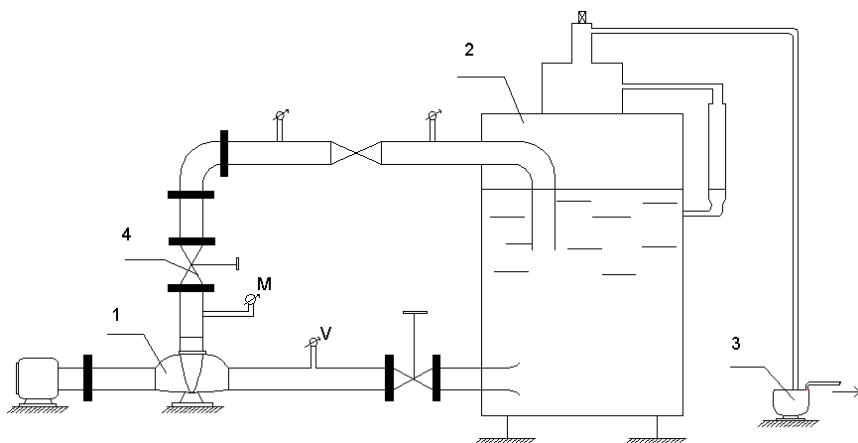


Рис.5.2. Схема лабораторной установки:
 1 – центробежный насос; 2 – закрытый резервуар;
 3 – вакуум-насос; 4 – задвижка

Допустимую высоту всасывания для насоса определяем по формуле

$$H_{\text{доп. гв}} = H_{\text{кр. вак}} - \frac{v_1^2}{2g} - h_{\text{вс.}}$$

В качестве кавитационного показателя работы насоса используется также кавитационный запас Δh , который показывает превышение абсолютной удельной энергии во входном патрубке насоса над давлением насыщенного пара:

$$\Delta h = \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{P_{\text{пж}}}{\rho g},$$

где $P_{\text{пж}}$ – давление паров жидкости при определенной температуре.

Порядок выполнения лабораторной работы

1. Включить центробежный насос. При помощи задвижки на нагнетательном трубопроводе установить некоторую подачу насоса, при которой и определяется критическая высота всасывания и критический кавитационный запас.
2. Включить вакуум-насос. Снять показания вакуумметра и манометра.
3. Испытания продолжить при различных значениях вакуума.
4. Все результаты измерений и вычислений занести в таблицу.

№ опыта	$H_{\text{вак}}$		$H_{\text{ман}}$		$H, \text{ м}$	Δh	Примечание
	мм рт. ст.	м	Па	м			

5. По результатам вычислений построить кавитационную характеристику насоса.

Начало резкого падения кривых $H = f(H_{\text{вак}})$ и $H = f(\Delta h)$ определяет начало появления кавитации и дает возможность определить $H_{\text{вак кр}}$ и $\Delta h_{\text{кр}}$.

Лабораторная работа № 6

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАБОЧИХ ПАРАМЕТРОВ ПОРШНЕВОГО НАСОСА

Цель работы: снятие коэффициента подачи (объемного КПД) поршневого насоса и решение задачи по определению основных рабочих параметров насосов.

Теоретические сведения

Поршневой насос представляет собой гидравлическую машину, в которой преобразование механической энергии двигателя в механическую энергию перемещаемой жидкости осуществляется при помощи вытеснителя (поршня или плунжера), совершающего поступательно-возвратное движение в цилиндре.

Основными параметрами, характеризующими работу насоса, являются подача, напор, потребляемая, полезная и индикаторная мощности, коэффициент полезного действия (КПД) и др.

Подача (или производительность) насоса Q представляет собой количество жидкости, подаваемое насосом в единицу времени. Подача обычно выражается в объемных единицах, реже в весовых.

Размерность объемной подачи Q : л/с, м³/с, м³/ч.

Напором насоса H называется приращение энергии, получаемое каждым килограммом жидкости, проходящей через насос, т. е. разность удельных энергий жидкости при выходе из насоса и при входе в него.

Напор, как величина энергии, отнесенная к единице веса, имеет линейную размерность.

Полезная мощность насоса $N_{\text{п}}$ равна произведению удельной энергии – напора на весовое количество жидкости, подаваемое в единицу времени, т. е.

$$N_{\text{п}} = \rho g Q H, \text{ Вт.}$$

Здесь H – в м; g – в м/с²; Q – в м³/с; ρ – в кг/м³.

Отношение полезной мощности $N_{\text{п}}$ к потребляемой насосом мощности N представляет собой полный коэффициент полезного действия (КПД) насоса:

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N} = \frac{\rho g Q H}{N}, \text{ \%}.$$

Потребляемая насосом мощность

$$N = \frac{\rho g Q H}{\eta}, \text{ Вт.}$$

КПД для приводных насосов обычно лежит в пределах от 0,65 до 0,85.

Если полный напор, создаваемый насосом, обозначить через H (как это принято выше), а напор, теряемый на сопротивление собственно в насосе (в клапанах и цилиндре), – через H_w , то сумма напоров

$$H + H_w = H_i$$

называется *индикаторным напором*. У находящихся в работе насосов напор H_i определяется по индикаторной диаграмме, снятой с жидкостного цилиндра, чем и объясняется такое его название. Индикаторная же диаграмма насоса фиксирует изменение давления в его рабочей камере за один оборот коленчатого вала.

Потери энергии (напора) на преодоление гидравлических сопротивлений, связанных с наличием сил трения и местных сопротивлений при движении жидкости от приемного к напорному патрубку насоса, на преодоление сил инерции клапана и поддержание клапанов во взвешенном состоянии при прохождении жидкости через клапанные решетки и т. д. учитываются гидравлическим КПД насоса

$$\eta_{\Gamma} = \frac{H}{H_i} = \frac{H}{H + H_w}, \text{ \%}.$$

Отношение действительной подачи к теоретической (или расчетной) определяет объемный КПД насоса или коэффициент подачи

$$\eta_i = \frac{Q}{Q_{\tau}}, \%$$

Потери на трение между деталями механизма насоса составляют группу механических потерь и характеризуются механическим КПД

$$\eta_m = \frac{N_i}{N}, \%$$

где N – мощность, переданная двигателем на вал насоса.

В поршневых насосах неравномерность движения жидкости как в самом цилиндре, так и присоединенных к нему трубах в период всасывания и в период нагнетания оказывает непосредственное влияние на величину давления под поршнем, которое может колебаться в весьма широких пределах. Большое влияние на амплитуду колебаний давления в цилиндре оказывают силы инерции жидкого столба во всасывающем и нагнетательном трубопроводах. С целью уменьшения влияния этих сил, а также для выравнивания подачи поршневых насосов применяют воздушные колпаки. В зависимости от потребности воздушные колпаки устанавливаются как на нагнетательном, так и на всасывающих трубопроводах.

Практический интерес представляет определение необходимой емкости воздушных колпаков.

Полный объем всасывающих воздушных колпаков независимо от типа насоса

$$V_b = (15...30)FS,$$

где F – площадь поршня;

S – ход поршня.

Полный объем нагнетательных воздушных колпаков для насосов двустороннего действия

$$V_n = 13,5 F S.$$

Поршневые насосы классифицируются по различным признакам. Наиболее характерной классификацией поршневых насосов является классификация по кратности действия. Различают насосы про-

стого, двойного, тройного, четвертного и многократного действия. Кратность действия насоса зависит от числа рабочих камер.

Снятие коэффициента подачи (объемного КПД) поршневого насоса

Как указывалось выше, коэффициентом подачи или объемным коэффициентом полезного действия η_0 называется отношение действительной подачи насоса Q к теоретической Q_T , т. е.

$$\eta_0 = \frac{Q}{Q_T}.$$

Теоретическая производительность насоса является расчетным параметром и определяется в предположении отсутствия объемных утечек и воздуха во всасываемой жидкости и зависит от конструктивных параметров насоса, его кратности действия, конструктивных особенностей и средней скорости поршня. В общем случае теоретическая подача вычисляется по формуле

$$Q_T = k \frac{F S n}{60},$$

где k – коэффициент, зависящий от типа насоса: для насоса простого действия $k = 1$; для насоса тройного действия $k = 3$; для насоса четвертного действия $k = 2(2 - f/F)$; для насоса двойного действия $k = 2 - f/F$;

f – площадь штока;

F – площадь поршня или поперечного сечения плунжера;

S – ход поршня или плунжера;

n – число оборотов коленчатого вала или двойных ходов поршня в минуту.

Практика показала, что действительная подача Q меньше теоретической Q_T .

Это обусловлено тем, что, во-первых, в реальном насосе всегда имеют место некоторые утечки жидкости, обусловленные неплотностями в клапанах, сальниках и уплотнениях поршня, а также несвоевременным закрытием клапанов; во-вторых, присутствием в рабочей камере насоса некоторого количества воздуха, попадающего

в нее через случайные неплотности или выделяющегося из жидкости в разряженном пространстве рабочей камеры.

Таким образом, объемный КПД насоса (коэффициент подачи) η_0 , характеризующий уменьшение действительной подачи Q по сравнению с теоретической Q_t , зависит от размеров насоса, качества уплотнений в насосе, свойств перекачиваемой жидкости и других причин. Обычно η_0 лежит в пределах 0,85–0,98, причем меньшие значения относятся к малым насосам.

Устройство опытной установки

Испытательный стенд по определению коэффициента подачи изображен на рис. 6.1.

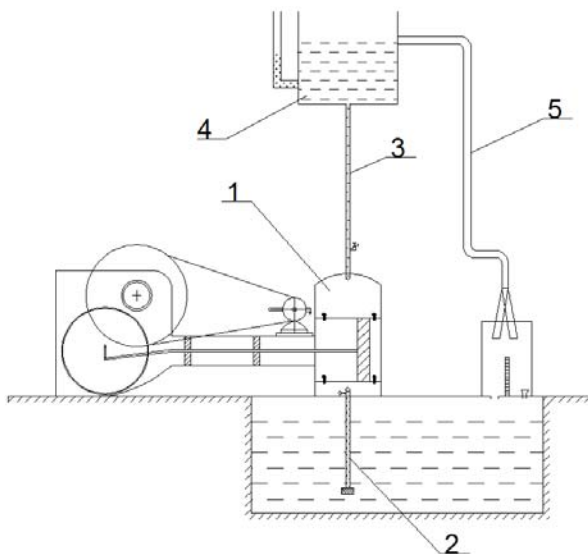


Рис. 6.1. Испытательный стенд

Он включает в себя следующие основные элементы:

1 – поршневой насос двойного действия; диаметр поршня $D = 75$ мм, диаметр штока $d = 15$ мм, ход поршня $S = 68$ мм, насос приводится в действие электродвигателем переменного тока, с которым он связан механической передачей, состоящей из ремня и редуктора;

- 2 – всасывающий трубопровод, снабженный приемным устройством, включающим предохранительную сетку и обратный клапан;
 3 – нагнетательный трубопровод;
 4 – приемный резервуар;
 5 – сливная труба с гибким шлангом в нижней части, при помощи которого жидкость может направляться либо в мерную часть тока, либо в холостой сброс.

Порядок выполнения лабораторной работы

1. После заполнения водой рабочей камеры насоса включить в работу насос.
2. Произвести измерение подачи насоса объемным или весовым способом. Для этого фиксировать объем (или вес) воды W , поступающей в мерный бак, и секундомером – время t поступления в бак этого объема.
 У прямодействующих насосов число двойных ходов поршня может быть определено визуально при помощи секундомера.
3. Во избежание случайных ошибок определение действительной производительности насоса Q и числа оборотов (двойных ходов) n повторить несколько раз.
4. Производить запись показаний и обработку результатов в протоколе испытаний, образец которого приводится в табл.6.1.

Таблица 6.1

№ опыта	Определение производительности насоса					Объемный КПД η , %	Примечание
	действительной			теоретической			
	Объем (вес) воды, поступившей в бак W , л	Продолжительность опыта t , с.	Действительная производительность Q , л/с	Число двойных ходов поршня n , об/мин	Теоретическая производительность $Q_{\text{т}}$, л/с		
1	2	3	4	5	6	7	8

Определение рабочих параметров насоса

З а д а ч а

Поршневой насос двойного действия имеет диаметр $D =$ мм, диаметр штока $d =$ мм, ход поршня $S =$ мм, число оборотов кривошипа $n =$ об/мин.

Требуется:

а) определить действительную производительность насоса, если объемный КПД $\eta_0 =$ %;

б) определить полный и манометрический напоры насоса, если показание манометра $P_{\text{ман}} =$ bar, показание вакуумметра $h_{\text{вак}} =$ мм рт. ст., диаметр всасывающей трубы $d_{\text{вс}} =$ 100 мм, диаметр нагнетательной трубы $d_{\text{н}} =$ 75 мм, а расстояние по вертикали между цапкой манометра и точкой присоединения вакуумметра $z =$ м;

в) определить полезную и индикаторную мощности насоса, мощность по валу двигателя и полный КПД насоса, если индикаторный КПД насоса $\eta_i =$ %, а механический КПД $\eta_{\text{м}} =$ %.

Исходные данные к задаче приведены в табл. 6.2.

Исходные данные к задаче

Таблица 6.2

№ ва-ри-анта	Диаметр поршня D , мм	Диаметр штока d_s , мм	Ход поршня S , мм	Число оборотов криво-шипа n , об/мин	Объем-ный КПД η_o , %	Показа-ние манометра $P_{ман}$, bar	Показа-ние вакуум-метра $h_{вак}$, мм рт.ст.	Рассто-яние по верти-кали Z , м	Инди-катор-ный КПД η_b , %	Меха-ниче-ский КПД $\eta_{мс}$, %
I	50	10	75	150	80	1,20	190	0,40	88	92
II	60	15	80	142	82	1,60	190	0,45	88	92
III	75	15	90	138	85	1,70	184	0,45	87	93
IV	90	20	100	135	86	2,00	206	0,50	85	93
V	100	20	110	130	87	2,20	209	0,50	89	94
VI	110	25	120	124	90	2,45	215	0,55	90	94
VII	125	25	125	118	90	2,96	218	0,60	90	94
VIII	150	30	150	112	91	3,24	220	0,60	92	94
IX	160	30	160	109	92	3,75	225	0,65	92	95
X	175	35	175	104	92	4,00	232	0,70	93	95
XI	190	40	190	96	94	4,60	235	0,70	93	96
XII	200	40	200	92	95	4,85	240	0,75	94	96
XIII	210	45	225	85	95	5,10	248	0,75	95	97
XIV	225	45	250	80	96	5,70	260	0,80	95	97
XV	250	50	300	75	97	5,20	270	0,90	95	98

Порядок решения задачи

1. Определить действительную производительность поршневого насоса двойного действия по формуле

$$Q = \frac{(2F - f)Sn}{60} \eta_0, \text{ м}^3/\text{с},$$

где площадь поршня

$$F = \frac{\pi D^2}{4},$$

а площадь сечения штока

$$f = \frac{\pi d^2}{4}.$$

2. Определить полный напор насоса по формуле

$$H = M + V + Z + \frac{v_H^2 - v_B^2}{2g}, \text{ м},$$

где M – показания манометра, м вод. ст.;

V – показания вакуумметра, м вод. ст.;

$$V = h_{\text{вак}} (\text{мм рт.ст}) \frac{\gamma_{\text{рт}}}{\gamma_{\text{вод}}}, \text{ м}^3;$$

v_H – скорость в нагнетательной трубе:

$$v_H = \frac{4Q}{\pi d_H^2}, \text{ м/с};$$

v_B – скорость во всасывающей трубе:

$$v_B = \frac{4Q}{\pi d_B^2}, \text{ м/с.}$$

Манометрический напор насоса

$$H_{\text{ман}} = M + V + Z, \text{ м.}$$

3. Полезная мощность насоса вычисляется по формуле

$$N_{\text{п}} = \rho g Q H, \text{ Вт.}$$

4. Полный КПД насоса

$$\eta = \eta_{\text{г}} \eta_0 \eta_{\text{м}}.$$

Принимая приблизительно

$$\eta_{\text{г}} \eta_0 = \eta_i,$$

получим

$$\eta = \eta_i \eta_{\text{м}}, \text{ \%}.$$

Тогда мощность на валу насоса

$$N = \frac{N_{\text{п}}}{\eta} = \frac{\rho g Q H}{\eta}, \text{ Вт.}$$

5. Полный объем нагнетательного воздушного колпака

$$V_{\text{п}} = 13,5 F S, \text{ м}^3/\text{с.}$$

Лабораторная работа № 7

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ГИДРОЭЛЕВАТОРА

Цель работы: ознакомиться с работой гидроэлеватора и определить его коэффициент полезного действия.

Теоретические сведения

Гидроэлеваторы относятся к динамическим насосам трения (струйным насосам), в которых поток перекачиваемой жидкости перемещается благодаря механическому воздействию на него другого (рабочего) потока.

Гидроэлеваторы служат для удаления осадка из приемков камер речных водозаборных сооружений, для подъема гидросмеси к грунтовым насосам земснарядов, для удаления сточных вод и осадков из отстойников.

Основные их достоинства – простота конструкции, отсутствие движущихся частей, небольшие размеры и высокая надежность; недостатки – низкий КПД (20–35 %) и необходимость подвода воды к соплу под высоким давлением.

Гидроэлеватор смонтирован в приемке Б водооборотного бассейна А (рис. 7.1) и работает следующим образом. Рабочая жидкость с расходом Q_p подается центробежным насосом 1 в сопло 10 гидроэлеватора по напорной трубе 7. Струя истекает из сопла с большой скоростью v_p , которая зависит от напора, создаваемого центробежным насосом, и площади отверстия сопла. Струя поступает в смесительную камеру 11, давление на входе в нее падает ниже гидростатического, и во всасывающей патрубке 12 гидроэлеватора создается разрежение. Из приемка Б в гидроэлеватор начинает поступать жидкость. В смесительной камере 11 происходят смешение двух потоков – рабочего и перекачиваемого – и передача части кинетической энергии от первого потока ко второму. В результате этого давление вдоль камеры смешения 11 непрерывно увеличивается и кинетическая энергия суммарного потока частично переходит в энергию давления жидкости. Гидроэлеватор по отводящей трубе 14 подает в напорный бак 5 суммарный расход Q_c :

$$Q_c = Q_p + Q_n, \quad (7.1)$$

где Q_n – полезный расход, откачиваемый из приямка Б.

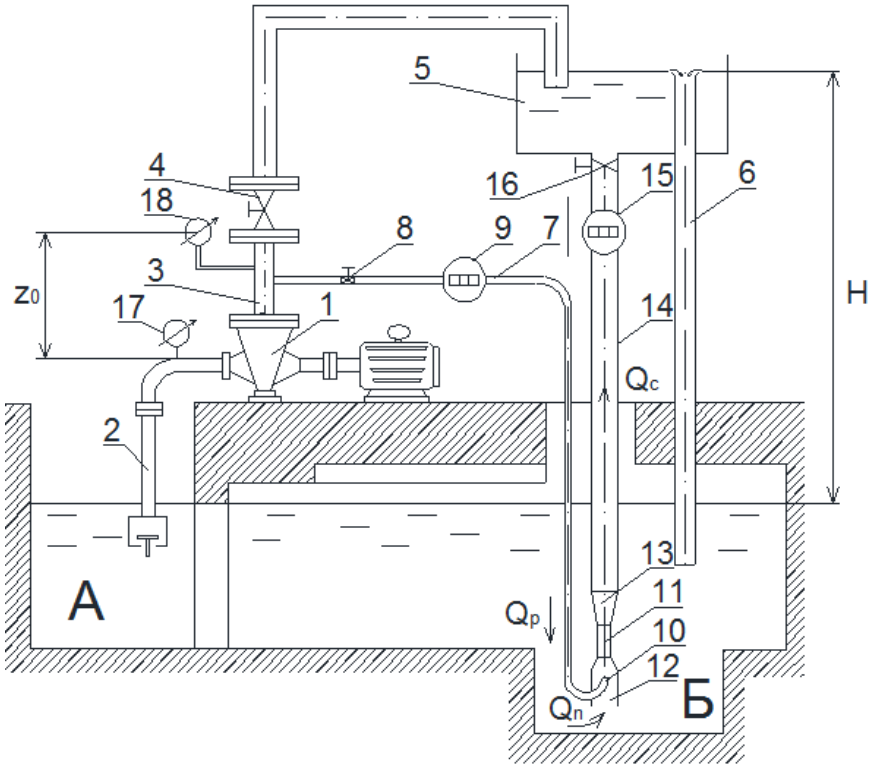


Рис. 7.1. Схема экспериментальной установки испытания гидроэлеватора:
 1 – центробежный насос; 2 – всасывающая линия насоса; 3 – нагнетательная линия насоса; 4 – задвижка; 5 – напорный бак; 6 – холостой сброс; 7 – напорная труба; 8 – вентиль; 9 – водомер; 10 – сопло; 11 – смесительная камера; 12 – всасывающий патрубок; 13 – диффузор; 14 – отводящая труба; 15 – водомер; 16 – вентиль; 17 – вакуумметр; 18 – манометр

Потребляемая гидроэлеватором мощность N определяется работой центробежного насоса, подающего рабочую жидкость в сопло:

$$N = \rho_p g H_n Q_p / \eta_d, \quad (7.2)$$

где ρ_p – плотность рабочей жидкости;

H_n – напор центробежного насоса;

η_d – КПД электродвигателя.

Напор H_n центробежного насоса определяют по формуле

$$H_n = h_{\text{вак}} + h_{\text{ман}} + z_0, \quad (7.3)$$

где $h_{\text{вак}}$ – показания вакуумметра на всасывающей линии насоса;

$h_{\text{ман}}$ – показания манометра;

z_0 – вертикальное расстояние между точкой подключения вакуумметра и центром манометра.

Полезная мощность гидроэлеватора на подъем жидкости из приемки Б в бак 5 в количестве Q_n

$$N_n = \rho g Q_n H, \quad (7.4)$$

где ρ – плотность жидкости, забираемой из приемки Б;

H – геометрический напор гидроэлеватора, определяемый как разность отметок в водооборотном бассейне и напорном баке.

Коэффициент полезного действия гидроэлеватора определяется как отношение полезной мощности N_n к потребляемой N :

$$\eta = \frac{N_n}{N}. \quad (7.5)$$

Описание экспериментальной установки

Экспериментальная установка (см. рис. 7.1) включает в себя следующие основные элементы: центробежный насос 1, всасывающий 2 и нагнетательный 3 трубопроводы, задвижку 4, напорный бак 5 с холостым сбросом 6, напорную трубу 7 с вентилем 8, водомером 9, гидроэлеватор, состоящий из сопла 10, смесительной камеры 11, всасывающего патрубка 12 и диффузора 13, отводящей трубы 14 с водомером 15 и вентилем 16. Для определения напора центробежного насоса применяют вакуумметр 17 и манометр 18.

Порядок выполнения лабораторной работы

1. Включить центробежный насос 1 и из водооборотного бассейна заполнить напорный бак 5.

2. Полностью закрыть задвижку 4 и открытием вентиля 8 включить в работу гидроэлеватор. Степенью открытия вентиля регулируется расход Q_p рабочей жидкости, а тем самым и расход Q_o жидкости, откачиваемой из приемка Б. Опыты провести при нескольких различных расходах.

3. Для каждого опыта снять показания вакуумметра 17 и манометра 18.

Расходы воды в напорной и отводящей трубах определяют объемным методом по водосчетчикам 9 и 15. Засечь время секундомером (не менее 45 с) между двумя показаниями V_1 и V_2 каждого из водосчетчиков. Объем прошедшей через водосчетчик воды определить как разность его показаний.

Обработка экспериментальных данных

1. По показаниям вакуумметра $h_{\text{вак}}$ и манометра $h_{\text{ман}}$ с помощью формулы (7.3) подсчитать напор H центробежного насоса.

2. Определить расход рабочей жидкости Q_p как разность показаний водосчетчика 9 на напорной трубе, деленную на время замера.

3. Суммарный расход Q_c , подаваемый гидроэлеватором в напорный бак, определить как разность показаний водосчетчика 15, деленную на время замера. Полезный расход Q_n жидкости, откачиваемой из приемка, определить из формулы (7.1):

$$Q_n = Q_c - Q_p.$$

4. По результатам измерений для каждого опыта с помощью формул (7.2), (7.4) и (7.5) подсчитать КПД гидроэлеватора и построить график зависимости $\eta = f(Q_c)$.

Все экспериментальные данные и результаты расчетов внести в таблицу.

Результаты расчетов

Но- мер опы- та	Показа- ние вакуум- метра $h_{\text{вак}}$	Показа- ние мано- метра $h_{\text{ман}}$	Напор центро- бежного насоса $H_n = h_{\text{вак}} +$ $+ h_{\text{ман}} +$ $+ z_0$	Определение расхода Q_p						Определение суммарного расхода Q_c						Q_n	N	N_n	η			
				рабочей жидкости																		
				Показания счетчика воды	Объем $V' =$ $= V_2 - V_1$	Время t	$Q_p =$ $= V/t$	Показания счетчика воды	Объем $V' =$ $= V_2 - V_1$	Время t	$Q_p =$ $= V/t$	Показания счетчика воды	Объем $V' =$ $= V_2 - V_1$	Время t	$Q_p =$ $= V/t$							
																				V_1	V_2	V_1
Раз- мер- ность	м	м	м	дм ³	дм ³	с	дм ³ /с	дм ³	дм ³	с	дм ³ /с	дм ³	дм ³	с	дм ³ /с	Вт	Вт					

Рекомендуемая литература

1. Проектирование насосных станций и испытание насосных установок: учебное пособие / под ред. В. Ф. Чебаевского. – 3-е изд., перераб. и доп. – Москва: Колос, 1982. – 320 с.
2. Насосы и насосные станции: учебник /под ред. В. Ф. Чебаевского. – Москва: Агропромиздат, 1989. – 146 с.
3. Карелин, В. Я. Насосы и насосные станции: учебник для вузов / В. Я. Карелин, А. В. Минаев. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва: Стройиздат, 1986. – 320 с.
4. Карасев, Б. В. Насосные и воздухоудные станции: учебник для вузов / Б. В. Карасев. – Минск: Вышэйшая школа, 1990. – 326 с.
5. Кривченко, Г. И. Гидравлические машины. Турбины и насосы: учебник для вузов / Г. И. Кривченко. – 2-е изд., перераб. – Москва: Энергоатомиздат, 1983. – 320 с.
6. Турк, В. И. Насосы и насосные станции: учебник для вузов / В. И. Турк, А. В. Минаев, В. Я. Карелин. – Москва: Стройиздат, 1977. – 297 с.
7. Новодережкин, Р. А. Насосные станции систем технического водоснабжения тепловых и атомных электростанций / Р. А. Новодережкин. – Москва: Энергоатомиздат, 1989. – 264 с.
8. Эксплуатация мелиоративных насосных станций: учебное пособие / К. И. Лысов [и др.]. – Москва: Агропромиздат, 1988. – 255 с.
9. Рычагов, В. В. Насосы и насосные станции: учебник / В. В. Рычагов, М. М. Флоринский. – 4-е изд. – Москва: Колос, 1975. – 416 с.
10. Пеклов, А. А. Гидравлические машины и холодильные установки / А. А. Пеклов. – Киев: Вища школа, 1971. – 280 с.
11. Карелин, В. Я. Насосные станции гидротехнических систем с осевыми и диагональными насосами / В. Я. Карелин, Р. А. Новодережкин. – Москва: Энергия, 1980. – 288 с.
12. Шевелев, Ф.А. Таблицы для гидравлического расчета водопроводных труб: справочное пособие / Ф. А. Шевелев, А. Ф. Шевелев. – 6-е изд., перераб. и доп. – Москва: Стройиздат, 1984. – 116 с.

Содержание

Введение.....	3
Лабораторная работа № 1. ИСПЫТАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА.....	4
Лабораторная работа № 2. ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ РАБОТЫ ДВУХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ НА ОБЩИЙ ТРУБОПРОВОД.....	11
Лабораторная работа № 3. ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ДВУХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ ПРИ ИХ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОМ ПРИСОЕДИНЕНИИ К ОДНОМУ ТРУБОПРОВОДУ.....	20
Лабораторная работа № 4. ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМА РАБОТЫ ЭЖЕКТОРНОЙ УСТАНОВКИ.....	25
Лабораторная работа № 5. СНЯТИЕ КАВИТАЦИОННОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА	33
Лабораторная работа № 6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАБОЧИХ ПАРАМЕТРОВ ПОРШНЕВОГО НАСОСА	38
Лабораторная работа № 7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ГИДРОЭЛЕВАТОРА	48
Рекомендуемая литература.....	53

Учебное издание

ИВАШЕЧКИН Владимир Васильевич
ЛИНКЕВИЧ Николай Николаевич
ЕЛИСЕЕВ Александр Евгеньевич
ЕВДОКИМОВ Владимир Александрович

НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ И НАСОСЫ

Пособие

по выполнению лабораторных работ
для студентов специальностей

1-70 04 01 «Водохозяйственное строительство»
и 1-70 07 01 «Строительство тепловых и атомных электростанций»

Редактор *Т. Н. Микулик*
Компьютерная верстка *Е. А. Беспанской*

Подписано в печать 30.11.2017. Формат 60×84 ¹/₈. Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 3,20. Уч.-изд. л. 2,50. Тираж 150. Заказ 820.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.