

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Оренбургский государственный университет»

Кафедра пищевой биотехнологии  
Кафедра теплогазоснабжения, вентиляции и гидромеханики

## **НАГНЕТАТЕЛЬНЫЕ МАШИНЫ**

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Оренбургский государственный университет» в качестве методических указаний по программам высшего профессионального образования по направлению подготовки или специальности «Машины и аппараты химических производств».

Оренбург 2011

УДК 621.6 (076.5)  
ББК 34.4я73  
Н 16

Рецензент – доцент, кандидат технических наук В.П. Попов

Н 16 Нагнетательные машины: Методические указания к лабораторной работе.- Оренбургский гос. ун-т. – Оренбург: ОГУ, 2011.- 38 с.

Основное содержание: Изучение устройства, принципа действия и основных характеристик центробежного насоса и безопасность работы при эксплуатации насосов и компрессоров. Каждая лабораторная работа включает теоретический материал, описание методик проведения анализов и задание

Методические указания предназначены для выполнения лабораторных работ по дисциплине: «Нагнетательные машины», для студентов специальности «Машины и аппараты химических производств» всех форм обучения.

УДК 621.6 (076.5)  
ББК34.4я73

© В.Д. Баширов., 2011  
М.А. Мазитов  
Р.Ф. Сагитов,  
В.Г. Удовин,  
© ОГУ, 2011

## Содержание

|   |    |
|---|----|
| Введение.....   | 4  |
| 1 Лабораторная работа № 1 Изучение устройства, принципа действия и основных характеристик центробежного насоса.....       | 5  |
| 2 Лабораторная работа № 2 Характеристики центробежного насоса.....  | 14 |
| 3 Лабораторная работа № 3 Регулирование режима работы центробежного насоса изменением числа оборотов рабочего колеса..... | 22 |
| 4 Лабораторная работа № 4 Последовательная работа двух центробежных насосов на сеть.....                                  | 27 |
| 5 Безопасность работы при эксплуатации насосов и компрессоров.....  | 31 |
| Список использованных источников.....   | 35 |

## Введение

Насосы различного вида получили широкое распространение в самых различных отраслях промышленности, транспорта, сельского хозяйства, насосами перемешиваются различные жидкости при различных температурах, это могут быть вода, нефть, глинистые и цементные растворы, различные агрессивные жидкости.

Особый класс составляют лопастные насосы, а в нем группа центробежных насосов. Эти насосы очень надежные. Затраты на их изготовления минимальны, так как у них малая металлоёмкость, они не требуют тщательной обработки всех поверхностей деталей. Эти насосы просты в эксплуатации из-за простоты устройства, отсутствия возвратно-поступательного привода и привода с редукцией числа оборотов. К недостаткам центробежных насосов относятся следующие:

- насосы плохо перемешивают жидкости с большой вязкостью;
- полный КПД малых насосов низок и составляет 25-30 %.

Целью проведения лабораторных работ является углубление и закрепление знаний по разделу «насосы», более полное освоение правил эксплуатации центробежных насосов, овладение методами проведения эксперимента и умение анализировать теоритические и экспериментальные данные с целью их сравнения.

# 1 Лабораторная работа № 1

## Изучение устройства, принципа действия и основных характеристик центробежного насоса

### 1.1 Общие сведения о центробежных насосах

По принципу действия насосы можно разделить на два больших класса: динамические и объемные. Ярким представителем динамических насосов является центробежный насос, простейшая схема которого представлена на рисунке 1.

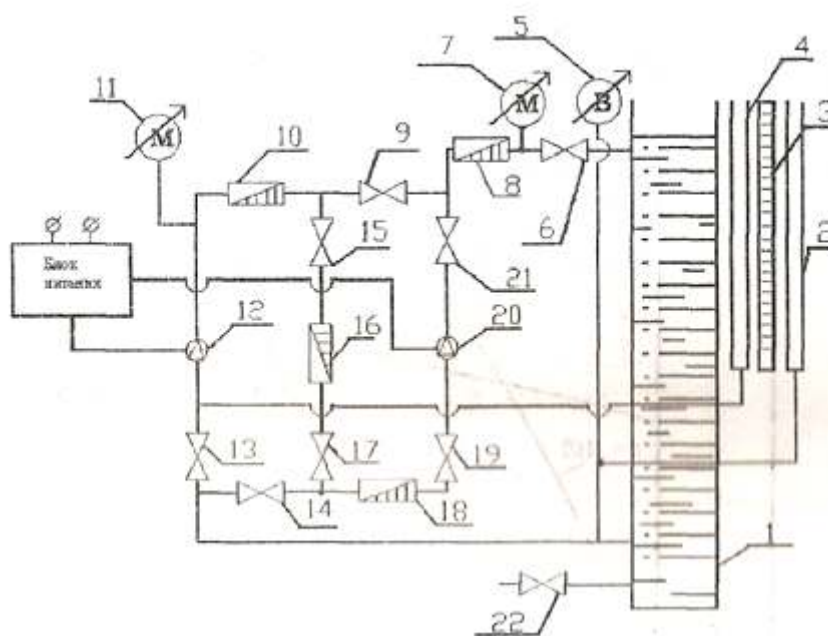


Рисунок 1 – Схема центробежного насоса консольного типа

Проточная часть насоса состоит из трех основных частей: подвода 1, рабочего колеса 2 с лопастями и отвода 3.

По подводу жидкость поступает на рабочее колесо из всасывающего трубопровода.

Так как принцип работы центробежного насоса заключается в увеличении момента количества движения потока жидкости под воздействием лопастей рабочего колеса, то основную функцию насоса выполняет как раз рабочее колесо. Значит назначение рабочего колеса – передать потоку жидкости запас энергии от приводного двигателя. Рабочее колесо закрытого типа состоит из ведомого и ведущего дисков с расположенными между ними лопастями. В рабочем колесе полуоткрытого типа отсутствует ведомый диск, а лопасти закреплены на ведущем диске. И третий вид рабочего колеса открытого типа представляет собой втулку с закрепленными на ней лопастями.

Жидкость, пройдя через рабочее колесо, попадает в отвод, который и направляет ее в напорный трубопровод.

Здесь стоит еще раз обратить внимание на достоинства центробежных насосов, главное из которых равномерность и непрерывность подачи, и отсутствие клапанных или иных распределительных встроенных устройств. Кроме того отметим высокую приспособляемость к различным условиям работы, практически неограниченный выбор материалов для изготовления насосов, возможность работы при закрытой напорной арматуре.

Недостатками центробежных насосов являются ограниченный диапазон подач и напоров, низкий КПД при недогрузках и перегрузках, снижение КПД при увеличении вязкости перекачиваемой жидкости, невозможность удаления воздуха из насоса и всасывающего трубопровода перед пуском насоса в работу без специальных устройств.

## **1.2 Характеристики насоса**

Если насос соединить с любым приводным двигателем и разместить все это на единой раме, то мы получим насосный агрегат. Насосной

установкой (рисунок 2) называется соединение насосного агрегата с системой трубопроводов (всасывающий и напорный), приборами (манометр и вакуумметр), элементами управления потоком (приемный фильтр с обратным клапаном, напорная задвижка) и т.д.

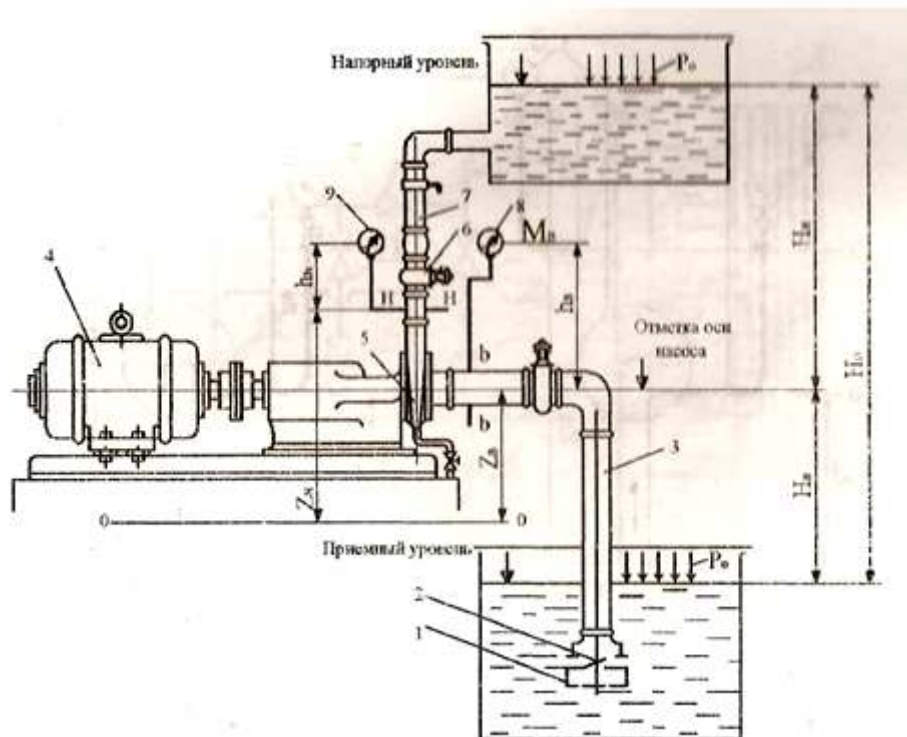


Рисунок 2 – Схема насосной установки

Работу насоса характеризуют следующие параметры: подача, напор, потребляемая мощность, полный кпд.

Подачей насоса  $Q$  называют количество жидкости подаваемой в единицу времени в напорный трубопровод.

Например:  $H$  – это энергия передаваемая насосом единице веса жидкости или удельная энергия передаваемая насосом жидкости. Таким образом, напор можно найти как разность удельных энергий после насоса и перед ним

$$H = (z_H - z_B) + \frac{P_H - P_B}{\gamma} + \frac{v_H^2 - v_B^2}{2 \cdot g}, \quad (1.1)$$

где  $z_H$  и  $z_B$  - высота расположения центра тяжести соответственно напорного и всасывающего сечения относительно плоскости сравнения (рисунок 3); эти сечения выбираются в местах присоединения приборов 1 и 2 к трубопроводам.

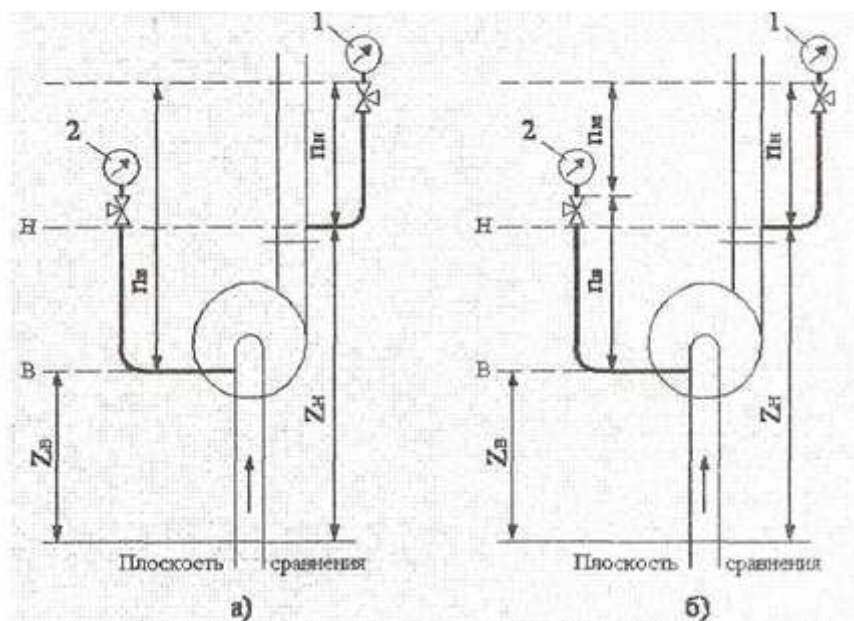


Рисунок 3 – Схема измерения напора а) и б)

$p_H$  и  $p_B$  - абсолютное давление в центрах тяжести тех же сечений;

$\gamma$  - удельный вес жидкости;

$v_H$  и  $v_B$  - средние скорости в тех же сечениях;

$g$  - ускорение свободного падения.

Давление  $p_H$  измеряется с использованием манометра 1. Трубка, соединяющая манометр с трубопроводом заполнена жидкостью. Значит, манометр показывает давление меньшее, чем Н-Н. Тогда



$$p_H = M + h_H \cdot \gamma, \quad (1.2)$$

где  $M$  - показания манометра 1;

$h_H$  - поправка на положение манометра.

Если на всасывающем трубопроводе (сечение в-в) давление  $p_в$  измеряется вакуумметром 2 (рисунок 3а), который дает истинную величину давления, так как трубка, соединяющая трубопровод с прибором 2 заполнена воздухом. Тогда

$$p_в = -B, \quad (1.3)$$

где  $B$  - показание вакуумметра.

Теперь напор  $H$  можно выразить следующим образом

$$H = z_H - z_B + \frac{M}{\gamma} + h_H + \frac{B}{\gamma} + \frac{v_H^2 - v_B^2}{2 \cdot g}, \quad (1.4)$$

Обозначив  $z_H - z_B + h_H = h_B$  получим расстояние между манометром 1 и точкой присоединения к трубопроводу вакуумметра 2 и тогда

$$H = \frac{M}{\gamma} + \frac{B}{\gamma} + h_B + \frac{v_H^2 - v_B^2}{2 \cdot g}, \quad (1.5)$$

Для случая наличия избыточного давления во всасывающем трубопроводе вместо вакуумметра 2 устанавливается манометр 2 (рисунок 3 б) и

$$p_B = M_B + h_B \cdot \gamma, \quad (1.6)$$

где  $M_B$  - показания манометра 2;

$h_B$  - поправка на положение манометра.

Тогда напор  $H$  определяется

$$H = z_H - z_B + \frac{M}{\gamma} + h_H - \frac{M_B}{\gamma} - h_B + \frac{v_H^2 - v_B^2}{2 \cdot g}, \quad (1.7)$$

где, выразив  $z_H - z_B + h_H - h_B$  через  $h_M$  как разность уровней, установили манометры 1 и 2 получим

$$H = \frac{M}{\gamma} - \frac{M_B}{\gamma} - h_M + \frac{v_H^2 - v_B^2}{2 \cdot g}, \quad (1.8)$$

Потребляемая насосом мощность или мощность на валу насоса  $N$  может быть определена как произведение КПД электродвигателя и мощность на зажимах электродвигателя (мощность, потребляемая из сети)

$$N = \eta_{эл.дв} \cdot N_o, \quad (1.9)$$

Полезная мощность насоса  $N_n$  может быть определена по формуле

$$N_n = \gamma \cdot Q \cdot H, \quad (1.10)$$

Отношение полезной мощности к мощности на валу представляет собой полный КПД насоса

$$\eta = \frac{N_n}{N}, \quad (1.11)$$

Для подбора насоса к насосной установке, для выбора режима работы этого насоса служат характеристики насоса, которые чаще всего представляют собой графики зависимостей напора  $H$ , мощности на валу  $N$  и полного кпд  $\eta$  от подачи  $Q$  при постоянном числе оборотов рабочего колеса насоса.

Теоретические характеристики лопастного насоса, в частности, графики зависимостей теоритического напора  $H_T$  и теоритической мощности  $N_T$  от расхода через рабочее колесо  $Q_k$  (рисунок 4) можно получить, анализируя основные уравнения насосов (уравнения Эйлера) и строя треугольники скоростей.

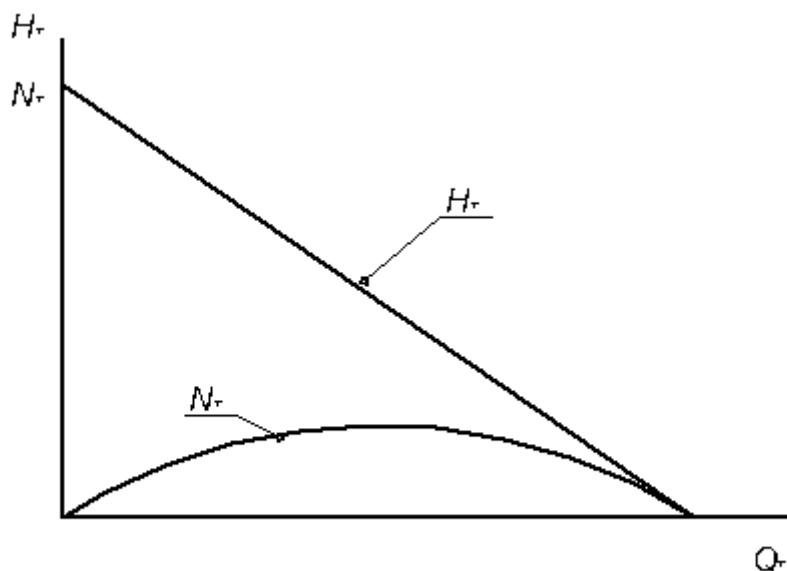


Рисунок 4 – Теоретические характеристики лопастного насоса (лопасти рабочего колеса отогнуты назад)

Действительные характеристики насоса можно получить только опытным путем на насосной установке изменяя подачу насоса  $Q$  от нуля до максимального значения путем изменения степени открытия напорной задвижки. Затем, просчитав величины  $H$ ,  $N$  и  $\eta$ , строим характеристики насоса (рисунок 5).

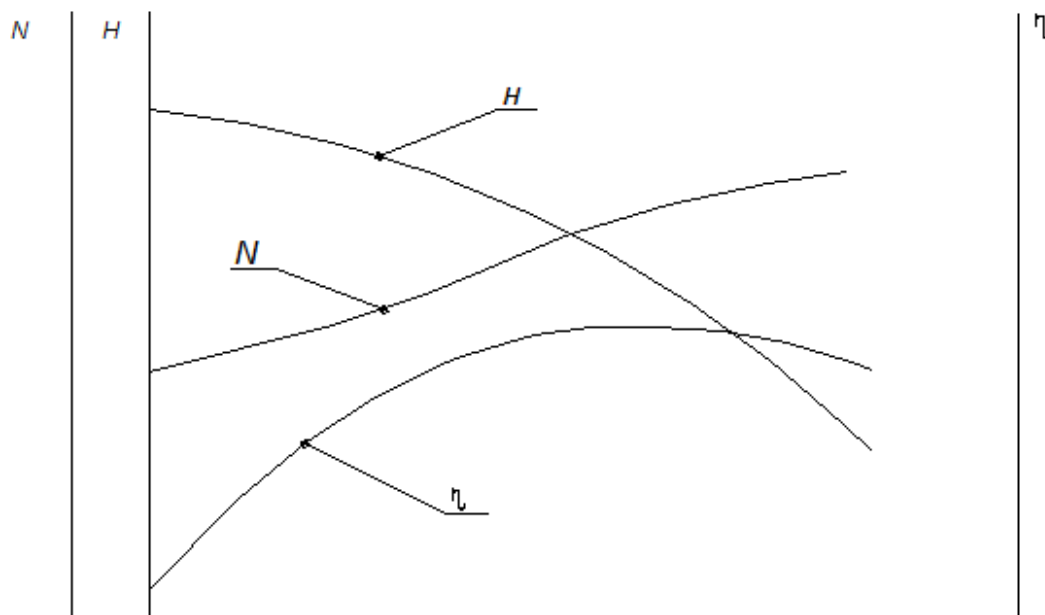


Рисунок 5 – Характеристики лопастного насоса

### 1.3 Контрольные вопросы

1. Устройство и принцип действия центробежного насоса.
2. Какими основными параметрами характеризуются насосы?
3. Назовите достоинства и недостатки центробежных насосов.
4. В чем отличия насоса, насосного агрегата и насосной станции?
5. Чем отличается подача насоса от расхода через рабочее колесо?
6. Что собой представляет величина  $h_b$ ?
7. Дайте определение кпд насоса.
8. Как выглядят теоритические характеристики насоса?

## 2 Лабораторная работа № 2

### Характеристики центробежного насоса

#### 2.1 Цель работы и общие указания

1. Провести опыты и построить характеристики центробежного насоса при постоянном числе оборотов рабочего колеса ( $n_1 = 2100$  об/м).
2. Найти рабочую точку насоса путем наложения на поле полученных характеристик трубопровода.
3. Установить рабочую часть характеристики.

Экспериментальная установка (рисунок 6) состоит из двух 11 и 14 центробежных насосов VA65/180 с мощным ротором, бака 1 под атмосферным давлением, счетчиков 7 и 9, манометров 6 и 10, пьезометров 2 и 4 с линейкой 3, вентиля 5, кранов 8, 12, 13, 15, 16 и 17 и трубопроводов. Двигатели насосов получают электроэнергию от блока питания.

Для построения характеристики насоса необходимо определить напор, мощность на валу, полный КПД насоса и его подачу.

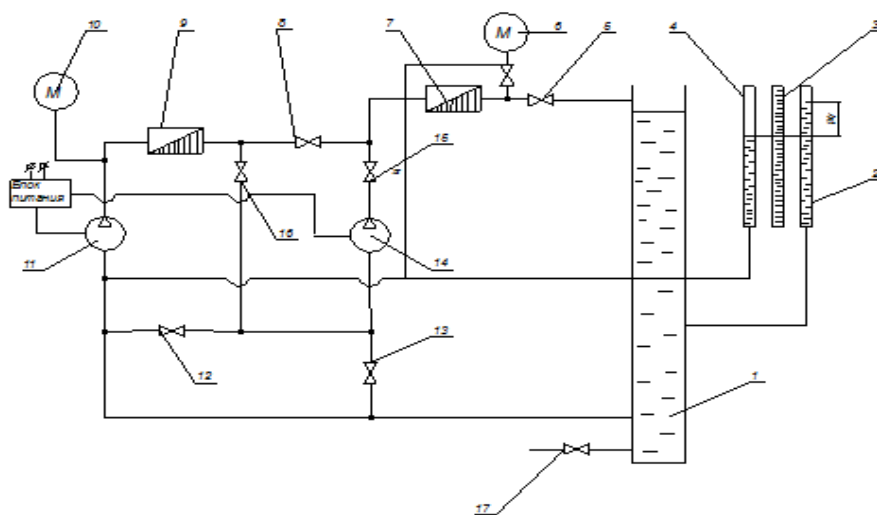


Рисунок 6 – Схема экспериментальной установки

Напор  $H$  находим по формуле

$$H = \frac{M}{\gamma} + \frac{B}{\gamma} + h_B + \frac{v_H^2 - v_B^2}{2 \cdot g}, \text{ м}, \quad (2.1)$$

где  $v_H = v_B$ , так как диаметры труб в местах установки манометра б и пьезометра 4 одинаковые;

$M$  - показания манометра б.

Мощность, потребляемую из сети, определяем по формуле

$$N_o = I \cdot U \cdot \cos \varphi, \text{ Вт}, \quad (2.2)$$

где  $I$  - сила тока, измеряемая амперметром, А;

$U = 220 \text{ В}$  - напряжение сети;

$\cos \varphi = 0,6$  - отношение активной мощности электрической цепи к ее полной мощности.

Мощность на валу насоса

$$N = N_o \cdot \eta_{\text{эл.дв.}}, \text{ Вт}, \quad (2.3)$$

где  $\eta_{\text{эл.дв.}} = 0,5$  - полный КПД электрического двигателя насоса.

Полезная мощность насоса

$$N_{\text{п}} = \gamma \cdot Q \cdot H, \text{ Вт}, \quad (2.4)$$

где  $\gamma = 9810 \text{ н/м}^3$  - удельный вес воды;

$Q$  - подача насоса,  $\text{м}^3 / \text{с}$ ;

$H$  - напор насоса, м

Полный КПД насоса

$$\eta = \frac{N_n}{N}, \quad (2.5)$$

Подачу насоса определяем с помощью секундомера и счетчика ВОДЫ

$$Q = \frac{\Delta V}{T}, \text{ м}^3 / \text{с} \quad (2.6)$$

где  $\Delta V$  - объем воды за время опыта,  $\text{м}^3$ ;

$T$  - время опыта, с.

Для нашей схемы потребный напор  $H_{\Pi}$  можно выразить по формуле

$$H_{\Pi} = A Q^{1,75}, \quad (2.7)$$

где  $H_{\Pi}$  - потребный напор, т.е. удельная энергия, которая должна быть передана насосом жидкости,  $\text{м}$ ;

$A$  - удельные сопротивления трубопровода,  $\text{с}^{1,75} / \text{м}^{4,25}$ .

В отличие от обычных формул для  $H_{\Pi}$  куда подача входит во второй степени, в данной работе используется степень 1,75, так как движение жидкости в трубах характеризуется числами Рейнольдса  $Re$  от 4000 до 15000, что относит их к области гладких труб зоны турбулентного режима. В этой области коэффициент гидравлического трения определяется формулой Блазиуса

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}, \quad (2.8)$$

и значит что потеря напора по длине и потребный напор пропорциональны скорости и расходу  $Q$  в степени 1,75.

Найдем величину  $A$

$$A = \frac{H_{II}}{Q^{1,75}} = \frac{4}{(1,6 \cdot 10^{-4})^{1,75}} = 17573166, \frac{c^{1,75}}{m^{4,25}}, \quad (2.9)$$

и построим характеристику трубопровода  $H_{II} = f(Q)$  на поле характеристики насоса (рисунок 7), задаваясь величинами расхода  $Q$ .

Таблица 2.1 – зависимость  $H_{II} = f(Q)$

| Наименование показателей | Значения |                      |                      |                      |                      |                      |                      |
|--------------------------|----------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|
|                          | 1        | 2                    | 3                    | 4                    | 5                    | 6                    | 7                    |
| $N^0$ n/n                | 1        | 2                    | 3                    | 4                    | 5                    | 6                    | 7                    |
| $Q, m^3 / c$             | 0        | $0,40 \cdot 10^{-4}$ | $0,67 \cdot 10^{-4}$ | $1,04 \cdot 10^{-4}$ | $1,33 \cdot 10^{-4}$ | $1,82 \cdot 10^{-4}$ | $2,20 \cdot 10^{-4}$ |
| $H_{II}, m$              | 0        | 0,35                 | 0,87                 | 1,88                 | 2,89                 | 5,01                 | 6,98                 |



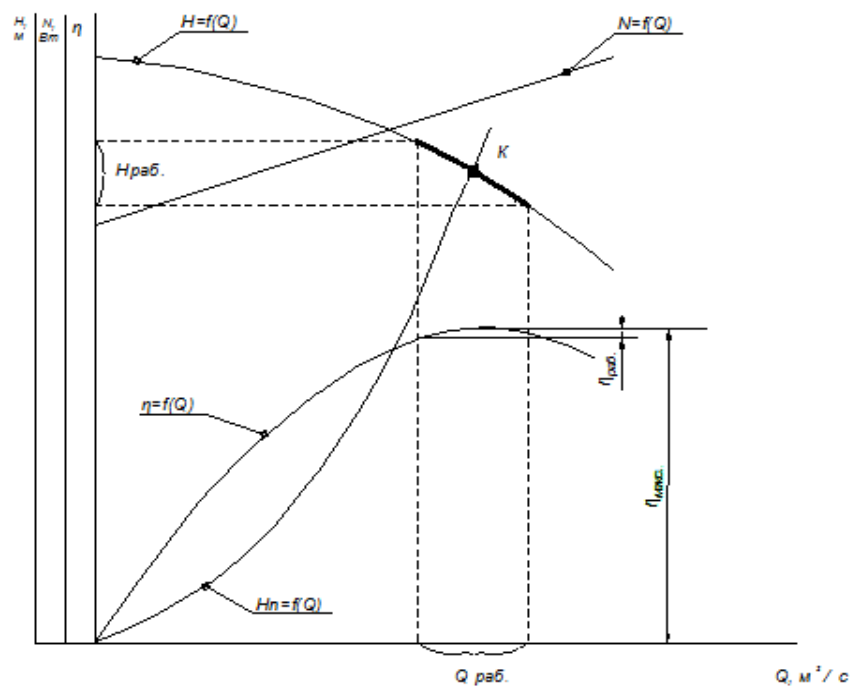


Рисунок 7 – Характеристики насоса и трубопровода

## 2.2 Порядок проведения опытов

Перед началом опытов проверяют состояние всей установки и наличие воды в баке 1 по пьезометру 2. Работу проводим на насосе 11.

Первый опыт проводим следующим образом:

1. Открываем полностью кран 8, закрываем краны 12, 13, 15 и 16 и вентиль 5.
2. Включаем насос 11.
3. Снимаем показания манометра 6, пьезометра 4, счетчика 7 (для первого опыта это будет ноль).
4. Одновременно по секундомеру измеряем время опыта (для первого опыта можно взять любое время) и показания амперметра.
5. Постепенно открываем вентиль 5, чтобы можно было провести 7-8 опытов, и снова снимаем все показания.
6. Показания записываем в таблицу 2.2

## 2.3 Обработка экспериментальных величин

Величины  $H$ ,  $N_0$ ,  $N$ ,  $N_{II}$ ,  $\eta$  и  $Q$  определяем по формуле, которая приведена в разделе 2.1 и заносим их в таблицу 2.3.

По расчетным величинам из таблицы 2.3 строим характеристики насоса.

По величинам из таблицы 2.1 строим характеристику трубопровода и находим рабочую силу насоса (точка К) как точку пересечения кривых  $H = f(Q)$  и  $H_{II} = f(Q)$ .

Допустимым с экономической точки зрения считается работа насоса, когда рабочий кпд ( $\eta_{раб.}$ ) отличается от максимального для данного насоса кпд ( $\eta_{max}$ ) не более чем на 5 %, то есть

$$\eta_{раб.} \geq 95\% \eta_{max}, \quad (2.10)$$

Учитывая это обстоятельство мы можем выделить рабочую часть по периметру подачи  $Q$  ( $Q_{раб.}$ ) и по периметру напора  $H$  ( $H_{раб.}$ ). Эта рабочая часть показана на рисунке 7. Насос подобран к насосной установке правильно так как рабочая точка К лежит на рабочей части кривой  $H = f(Q)$ , которая выделена на рисунке.

## 2.4 Содержание отчета

Исходные данные.

При проведении отчетов в качестве жидкости используем водопроводную воду.

Диаметр всасывающего трубопровода

$$d_B = 0,015 \text{ м} \cdot \text{ч}.$$

Диаметр напорного трубопровода

$$d_H = 0,015 \text{ м.}$$

кпд электродвигателя насоса  $\eta_{\text{эл.дв.}} = 0,5$ .

Тип насоса – центробежный.

Марка насоса – VA65/180.

Число оборотов вала насоса  $n_1 = 2100$  об/мин.

Таблица 2.2 – Величины, измеренные при проведении опытов

| № опыта | Показания манометра, $M/\gamma$ | Показания пьезометра, $B/\gamma$ | Отметка, $h_B$ | Сила тока, $I$ | Объем воды за время опыта, $\Delta V$ | Время опыта, $T$ |
|---------|---------------------------------|----------------------------------|----------------|----------------|---------------------------------------|------------------|
|         | м.вод.ст.                       | м.вод.ст.                        | м              | А              | м <sup>3</sup>                        | с                |
|         |                                 |                                  |                |                |                                       |                  |

Таблица 2.3 – Величины, вычисленные на основании опытных величин

| № опыта | Подача насоса, $Q$ | Полный напор, $H$ | Мощность из сети, $N_0$ | Мощность на валу, $N$ | Полезная мощность, $N_{\text{п}}$ | Полный кпд насоса, $\eta$ |
|---------|--------------------|-------------------|-------------------------|-----------------------|-----------------------------------|---------------------------|
|         | м <sup>3</sup> /с  | м.вод.ст.         | Вт                      | Вт                    | Вт                                | -                         |
|         |                    |                   |                         |                       |                                   |                           |

## **2.5 Контрольные вопросы**

1. Цель работы
2. Что такое характеристики насоса?
3. Порядок проведения опытов.
4. Что такое мощность на валу насоса и полезная мощность?
5. Как определяется величина напора?
6. Для чего строят характеристики насоса?
7. Как найти рабочую точку насоса?
8. Как определить рабочую часть характеристики насоса?
9. В чем отличие напора насоса и потребного напора?

### 3 Лабораторная работа № 3

#### Регулирование режима работы центробежного насоса изменением числа оборотов рабочего колеса

##### 3.1 Цель работы и общие указания

1. Снять характеристики центробежного насоса при числах оборотов рабочего колеса  $n_2=1460$  об/мин и  $n_3=1050$  об/мин.

2. Построить графики зависимостей  $H = f(Q)$ ,  $N = f(Q)$  и  $\eta = f(Q)$  при  $n_2$  и  $n_3$  и перенести на это поле графики этих зависимостей из работы № 2 при  $n$ .

3. Установить, как изменятся рабочие части этих характеристик при  $n_2$  и  $n_3$ .

Для обеспечения экономной работы насосной установки рабочая точка К насоса, то есть точка пересечения кривых  $H = f(Q)$  и  $H_{II} = f(Q)$  должны лежать в области высоких значений кпд. Для каждого насоса по его характеристике можно выделить область со значениями кпд ниже его максимального значения ( $\eta_{\max}$ ) примерно на 5 %, которая называется рабочей частью характеристики.

Выделение этой области позволяет выделить и рабочие части для графика зависимости  $H = f(Q)$ , то есть определить область рабочих значений напора  $H_{\text{раб}}$  и подачи  $Q_{\text{раб}}$ . Рабочая точка К должна принадлежать рабочей части этой характеристики (рисунок 7). Если этого не произошло, то можно или заменить насос или изменить режим работы насоса, что можно сделать следующими способами:

- изменением характеристики трубопровода путем дросселирования с помощью задвижки или вентиля, расположенным на напорном трубопроводе. Изменяя степень закрытия вентиля, мы тем самым изменяем

потери напора в трубопроводе, что приводит к перемещению вверх и влево. Открытие вентиля уменьшает потери и точка К смещается вниз и вправо. Этот способ вызывает уменьшение подачи или увеличение напора и наоборот.

Способ прост в исполнении, но неэкономичен.

- изменением характеристики трубопровода путем перепуска части жидкости через обводную (байпасную) линию (рисунок 8) из напорного во всасывающий трубопровод. Стоящий на обводной линии вентиль позволяет изменить расход перепускаемой жидкости, при этом часть напора передаваемого насосом жидкость не используется.

Способ неэкономичен.

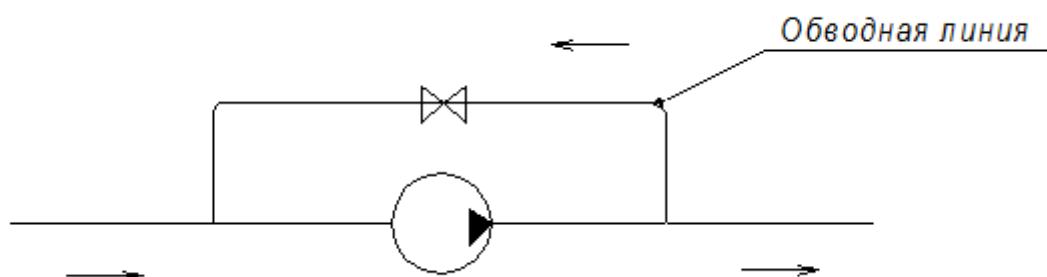


Рисунок 8 – Схема включения обводной линии.

- изменением характеристики самого насоса, изменением числа оборотов рабочего колеса. Увеличение числа оборотов приводит к увеличению и напора, и подачи, а уменьшение числа оборотов – к уменьшению  $H$  и  $Q$  (рисунок 9). Естественно, что при изменении характеристики насоса перемещается рабочая часть этой характеристики. Способ экономный, но нужен приводной двигатель с переменным числом оборотов;

- изменение характеристики насоса с помощью входного направляющего аппарата. Этот аппарат с поворотными лопатками позволяет изменять подкрутку потока на входе на рабочее колесо насоса,

что изменяет значение развиваемого напора. Способ экономичен, но применяется в основном на больших насосах, где есть этот аппарат;

- изменение характеристики насоса путем совместной работы нескольких насосов с последовательным или параллельным их соединением.

Таким образом, самый экономичный способ регулирования режима работы насоса, который может применяться на всех центробежных насосах – это регулирование изменением числа оборотов вала. Он особенно экономичен для случая, когда характеристика трубопровода берет свое начало из начала координат, как на рисунке 9. Тогда постоянно обеспечивается выполнение начального условия

$$\eta_p \geq 95\% \eta_{\max} , \quad (3.1)$$

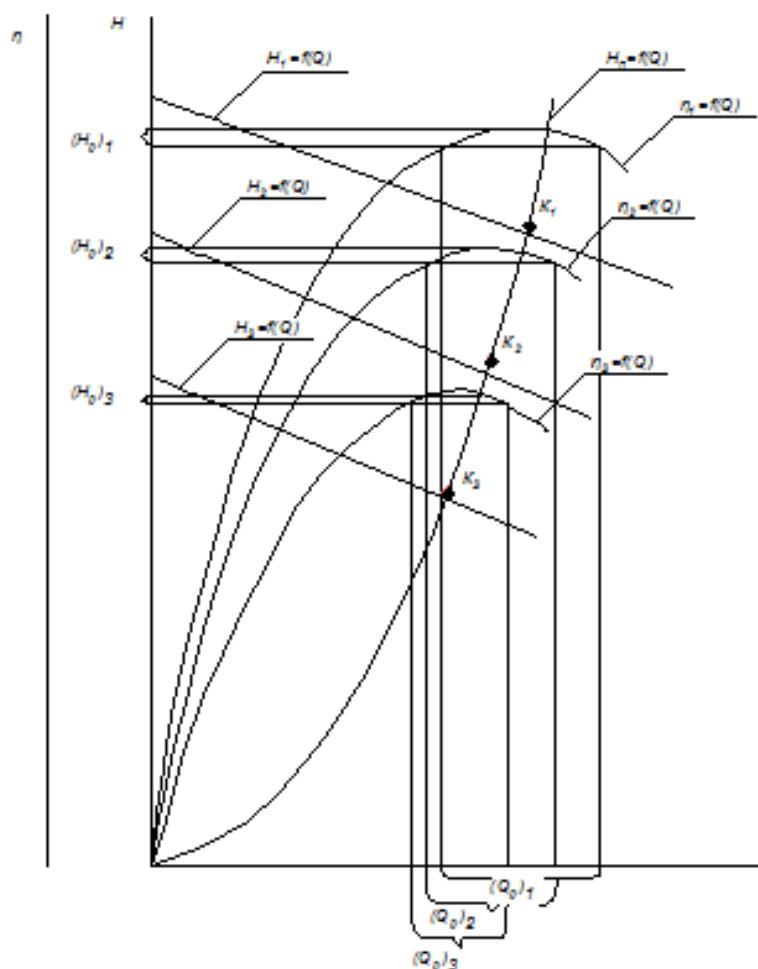


Рисунок 9 – Перемещение рабочей точки и рабочей характеристики при изменении числа оборотов вала

### 3.2 Порядок проведения опытов

1. С помощью переключателя на корпусе насоса 11 устанавливаем число оборотов  $n_2=1460$  об/мин и проводим все опыты, которые описаны в лабораторной работе № 2.

Переключателем устанавливаем  $n_3=1050$  об/мин и снова проводим опыты. Количество опытов в каждой серии 7-8.

2. Все опытные и расчетные величины записываем в таблицы формы 2.2 и 2.3.



### 3.3 Обработка экспериментальных данных

Расчеты ведем по формуле из работы № 2

Строим кривые зависимостей  $H = f(Q)$ ,  $H_{II} = f(Q)$  и  $\eta = f(Q)$  для всех трех чисел оборотов.

Устанавливаем рабочие части характеристик и записываем минимальные и максимальные величины напора  $H$  и подачи  $Q$  для этих частей в трех случаях в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 – Граничные величины рабочих частей характеристик насоса

| Частота вращения вала насоса, $n$ | Минимальная величина подачи рабочей части, $(Q_{раб})_{min}$ | Максимальная величина подачи рабочей части, $(Q_{раб})_{max}$ | Минимальная величина напора рабочей части, $(H_p)_{min}$ | Максимальная величина напора рабочей части, $(H_p)_{max}$ |
|-----------------------------------|--|---|--|---|
| об/мин                            | $м^3/с$  | $м^3/с$   | м  | м   |
| 2100                              |  |   |  |   |
| 1460                              |  |   |  |   |
| 1050                              |  |   |  |   |

### 3.4 Контрольные вопросы

1. Цель работы
2. Какие способы регулирования режима работы насоса вы знаете?
3. Какова цель регулирования режима работы?

4. Какие из способов регулирования экономичны, и какие часто применяются?

5. При каких способах регулирования могут увеличиваться и напор и подача?

6. При каких способах регулирования может увеличиваться подача при падении напора?

## 4 Лабораторная работа № 4

### Последовательная работа двух центробежных насосов на сеть

#### 4.1 Цель работы

1. Исследовать изменения характеристики  $H = f(Q)$  при последовательном соединении двух центробежных насосов.

2. Установить как изменяются величины напора  $H$  и подачи  $Q$  при крутой и пологой характеристиках трубопровода.

Последовательное соединения насосов применяется в основном для увеличения напора в тех случаях, когда один насос не может создать требуемый напор.

Суммарная характеристика двух насосов (кривая 2 на рисунке 10) строится сложением напоров при одной и той же подаче, то есть сложением ординат насосов при одной и той же подаче, на рисунке 10 суммарная характеристика построена для двух одинаковых насосов.

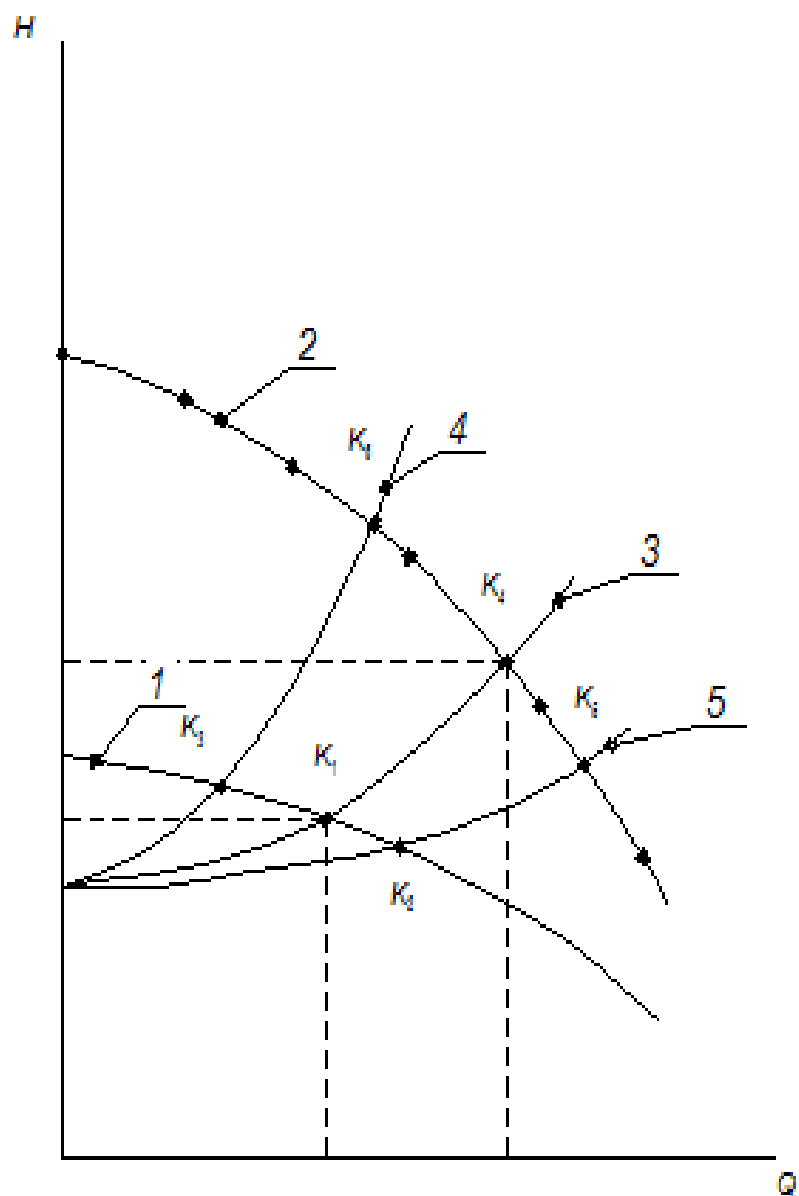


Рисунок 10 – Построение суммарной характеристики двух одинаковых насосов, при их последовательной работе.

Кривая 1 есть характеристика насосов, то есть зависимость напора от подачи. Кривая 2 представляет собой суммарную характеристику, кривые 3, 4, 5 – это характеристики трубопроводов с различной величиной потерь напора, пересечения которых с кривыми 1 и 2 дают рабочие точки насоса.

Мы видим, что для значительного увеличения напора следует иметь крутую характеристику трубопровода (кривая 4). Тогда рабочая точка переместится из  $K_3$  в  $K_6$ . Если возьмем полную характеристику 5, то при небольшом увеличении напора в большей степени увеличится подача. Рабочая точка из  $K_2$  уйдет в  $K_5$ .

#### **4.2 Порядок проведения опытов**

1. Открываем полностью краны 15 и 16, закрываем краны 12, 13 и вентиль 5.
2. Включаем насос 11 и насос 14.
3. Снимаем показания манометра 6, пьезометра 4, счетчика 7.
4. Одновременно по секундомеру замеряем время опыта (для первого опыта можно взять любое время) и показания амперметра.
5. Постепенно открываем вентиль 5, чтобы можно было провести 7-8 опытов и снова снимаем все показания.
6. Показания записываем в таблицу 2.2.

#### **4.3 Обработка экспериментальных величин**

Величины  $H$ ,  $N_o$ ,  $N$ ,  $N_{II}$ ,  $\eta$  и  $Q$  определяем по формулам, которые приведены в разделе 2.1 и заносим их в таблицу формы 2.3.

По расчетным величинам строим суммарную характеристику насосов.

По величинам из таблицы 2.1 строим характеристику трубопровода и находим рабочие точки при совместной работе двух насосов.

Для проверки построим суммарную характеристику насосов путем сложения (удвоения) напоров при различных значениях подачи.

#### 4.4 Контрольные вопросы

1. Порядок проведения опытов.
2. В каком случае есть смысл соединять насосы последовательно?
3. Можно ли получить удвоение величины напора при последовательном соединении двух одинаковых насосов?
4. Можно ли получить увеличение напора при неизменной подаче при последовательном соединении насосов?

## **5 Безопасность работы при эксплуатации насосов и компрессоров**

1. При эксплуатации компрессоров, насосов и испарителей необходимо соблюдать требования инструкций заводов-изготовителей, настоящих Правил и производственных инструкций.

2. При достижении давления на нагнетательных линиях компрессоров, насосов и испарителей выше предусмотренного проектом электродвигатели и теплоносители испарителей автоматически должны отключаться.

3. Не допускается работа компрессоров, насосов и испарителей при неисправной или выключенной вентиляции, с неисправными контрольно-измерительными приборами или их отсутствии, при наличии в помещении концентрации газа, превышающей 20% нижнего концентрационного предела распространения пламени.

4. Сведения о режиме работы, количестве отработанного времени компрессоров, насосов и испарителей, а также неполадках в работе должны отражаться в эксплуатационном журнале.

5. Вывод компрессоров, насосов, испарителей из рабочего режима в резерв должен производиться согласно производственной инструкции.

6. После остановки компрессора, насоса, отключения испарителя запорная арматура на всасывающей и нагнетательной линиях должна быть закрыта.

7. Температура воздуха в насосно-компрессорном и испарительном отделениях в рабочее время должна быть не ниже 10 °С. При температуре воздуха ниже 10 °С, необходимо слить воду из водопровода, а также из охлаждающей системы компрессоров и нагревающей системы испарителей.

8. Запрещается пуск в работу и эксплуатация компрессоров и насосов при отсутствии ограждения на муфте сцепления и клиноременных передач с электродвигателем.

9. В насосно-компрессорном и испарительном отделениях должны быть технологические схемы оборудования, трубопроводов и КИП, инструкции по эксплуатации установок и эксплуатационные журналы.

10. При техническом обслуживании компрессоров и насосов ежемесячно выполняются следующие работы: осмотр агрегатов, запорной и предохранительной арматуры, средств измерений и автоматики безопасности с целью выявления неисправностей технического оборудования и утечек газа; очистка оборудования и КИП от пыли и загрязнений, проверка наличия и исправности заземления и креплений; контроль за отсутствием посторонних шумов, характерных вибраций, температурой подшипников, уровнем, давлением и температурой масла и охлаждающей воды; проверка исправности доступных для осмотра движущихся частей; контроль за исправным состоянием и положением запорной арматуры и предохранительных клапанов; соблюдение требований инструкций заводов - изготовителей оборудования; отключение неисправного оборудования.

11. Дополнительно должны выполняться работы, предусмотренные инструкциями по эксплуатации компрессоров.

12. Давление газа в нагнетательном газопроводе компрессора не должно превышать давления конденсации паров СУГ при температуре нагнетания и быть выше 1,6 МПа.

13. Давление газа на всасывающей линии насоса должно быть на 0,1 - 0,2 МПа выше упругости насыщенных паров жидкой фазы при данной температуре.

14. Клиновидные ремни передач для привода компрессоров и насосов должны быть защищены от попадания на них масла, воды и



других веществ, отрицательно влияющих на их прочность и передачу усилий, удовлетворять требованиям государственного стандарта по статической искробезопасности.

15. Техническое обслуживание насосов должно проводиться ежемесячно. При техническом обслуживании выполняются следующие работы: проверка соосности привода насоса с электродвигателем, а также пальцев соединительной муфты; проверка работы обратного клапана, устранение утечек между секциями многоступенчатых секционных насосов; подтяжка направляющих и анкерных болтов. Кроме перечисленных работ, должны выполняться работы, предусмотренные заводской инструкцией по эксплуатации насосов. Использование для компрессоров и насосов смазочных масел, не предусмотренных заводскими инструкциями, не допускается.

16. Техническое обслуживание компрессоров, насосов и испарителей осуществляется эксплуатационным персоналом под руководством специалиста.

17. Текущий ремонт насосно-компрессорного и испарительного оборудования включает в себя операции технического обслуживания и осмотра, частичную разборку оборудования с ремонтом и заменой быстроизнашивающихся частей и деталей.

18. Сроки текущего и капитального ремонта насосно-компрессорного оборудования устанавливаются заводами-изготовителями и определяются графиками, утвержденными техническим руководителем АГЗС.

19. При текущем ремонте компрессоров, кроме работ, производимых при техническом обслуживании, выполняются: вскрытие крышек цилиндров, очистка цилиндров, поршней от нагара, частичная замена поршневых колец, проверка износа поршневых колец, поршней, штоков, цилиндров; проверка шеек коленчатого вала на конусность и

эллипсность, при необходимости их проточка и шлифовка; проверка состояния и при необходимости шабровка подшипников нижней головки шатуна; регулировка зазора между вкладышами и мотылевой шейкой коленчатого вала; проверка и при необходимости замена роликовых подшипников; осмотр шатунных болтов и проверка их размеров; проверка состояния втулки верхней головки шатуна и пальца крейцкопфа, их ремонт или замена; очистка рубашек цилиндров и холодильников от грязи и накипи; регулировка "вредных пространств" и зазоров между сопрягаемыми частями с доведением их до размеров, предусмотренных инструкцией завода-изготовителя; ремонт маслопроводов, чистка и промывка картера, полная замена масла, набивка сальников и предсальников; ремонт и замена запорной арматуры и предохранительных клапанов; проверка и ремонт всех болтовых соединений, их шплинтовка; ремонт и замена всасывающих и нагнетательных клапанов; шлифовка и притирка клапанных гнезд; ремонт установок осушки воздуха.

20. При текущем ремонте насосов, кроме работ, производимых при техническом обслуживании, выполняются: извлечение ротора и осмотр внутренних поверхностей корпуса; ремонт или частичная замена дисков; шлифовка шеек вала, его правка (при необходимости); смена уплотнительных колец; балансировка ротора (при необходимости); смена прокладок; ремонт, набивка и (или) замена сальниковых уплотнений; замена подшипников (при необходимости).

21. При эксплуатации испарителей должны выполняться требования по безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением.

22. Техническое обслуживание и ремонт испарителей должны производиться в объеме и сроки, указанные в паспорте завода-изготовителя. Техническое обслуживание и ремонт газопроводов,

арматуры, приборов автоматики безопасности и КИП испарителей должны проводиться в сроки, установленные для этого оборудования.

23. Компрессоры и насосы должны быть остановлены в случаях: утечек газа и неисправностей запорной арматуры; появления вибрации, посторонних шумов и стуков; выхода из строя подшипников и сальникового уплотнения; выхода из строя электропривода, пусковой арматуры; неисправности муфтовых соединений, клиновых ремней и их ограждений; повышения или понижения установленного давления газа во всасывающем и напорном газопроводе.

24. Эксплуатация испарителей не допускается в случаях: повышения или понижения давления жидкой и паровой фазы выше или ниже установленных норм; неисправности предохранительных клапанов, КИП и средств автоматики; непроведения поверки контрольно-измерительных приборов; неисправности крепежных деталей; обнаружении утечки газа или потения в сварных швах, болтовых соединениях, а также нарушения целостности конструкции испарителя; попадании жидкой фазы в газопровод паровой фазы; прекращении подачи теплоносителя в испаритель.

## Список использованных источников

1. Бабакин, Б.С. Альтернативные хладагенты и сервис холодильных систем на их основе. / Б.С. Бабакин, В.И. Стефанчук, Е.Е. Ковтунов. М.: Колос, 2000. – 161 с.
2. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. /Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов., О.В. Байбаков, Ю.Л. Кирилловский. - 2-е изд., перераб. - М.: "Машиностроение", 1982. - 424 с.
3. Башта, Т.М. Машиностроительная гидравлика. /Т.М. Башта - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: "Машиностроение", 1971. - 672 с.
4. Башта, Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. / Т.М. Башта- М.: "Машиностроение", 1974. - 608 с.
5. Богданов, И.Н. Пневматический транспорт в сельском хозяйстве. / И.Н. Богданов. М.: Росагропромиздат, 1991. – 128 с.
6. Базы поршневых компрессоров. / М.Ф. Опучин. // Хим., и нефт. машиностроение. М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ. 1983. № 3. С. 9.
7. Вентиляция. Оборудование и технологии. Учебно-практическое пособие. – М.: стройинформ, 2007. – 424 с.
8. Веригин, И.С. Компрессорные и насосные установки: учебник для нач. проф. образования / И.С. Веригин. – М.: Издательский центр «Академия», 2007. – 288 с.
9. Веселов, С.А. Вентиляционные и аспирационные установки предприятий хлебопродуктов. – М.: КолосС, 2004. – 240 с.
10. Волчков И.И. Насосы для молока и молочных продуктов (Эксплуатация и наладка оборудования) / И.И. Волчков, В.И. Волчков – М.: Пищевая промышленность, 1980. – 208 с.
11. Гатеев, Ю.С. Методические рекомендации по капитальному ремонту поршневых компрессоров базы 2П, 3П, 7П. / Ю.С. Гатеев, В.М. Иевлев, А.Б.Степанов. Черкассы: НИИТЭХИМ, 1985.-151 с.
12. Гладков, В.А. Вентиляторные градирни. / В.А. Гладков, Ю. И. Арефьев, В. С. Пономаренко. М.: Стройиздат, 1976.-216 с.
13. Гусев, Б.М. Упрочнение деталей поршневых компрессоров. / Б.М. Гусев, В.М. Давыдов, Ю.А. Шац. М.: НИИТЭХИМ, 1982.-66 с.
14. Дуров, В.С. Эксплуатация и ремонт компрессоров и насосов. / В.С.Дуров, З.З. Рахмилевич, Я.С. Черняк. М.: Химия, 1980.-272 с.
15. Классификация и унифицированный ассортимент компрессорных масел. / Е. А. Эминое, Я. А. Берштадт, Ю. Л. Смертяк, И.Я. Королева. // Хим. и нефт. машиностроение. 1976, № 8. С. 27-29.
16. Кондратьева, Т.Ф. Клапаны поршневых компрессоров. / Т.Ф.Кондратьева, В.П. Исаков. Л.: Машиностроение, 1983.-158 с.
17. Кривченко, Г.И. Гидравлические машины. /Г.И. Кривченко - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Энергоатомиздат, 1983. - 320 с.

18. Методические рекомендации по диагностике технологического состояния воздушных поршневых компрессоров. / И.Е. Розенштейн [и др.]. Черкассы: НИИТЭХИМ, 1986.-17 с.
19. Методические рекомендации по проведению виброакустических испытаний центробежных компрессоров. / В.Ф. Кокорипов [и др.]. Черкассы: НИИТЭХИМ, 1985.-28 с.
20. Мыслицкий, Е.И. Техническое обслуживание и ремонт поршневых компрессорных машин. / Е.И. Мыслицкий, Г.Ф. Киселев, З.З. Рахмилевич. М.: Химия, 1978.
21. Насосы. Вентиляторы. Кондиционеры: Справочник / Е.М. Росляков Н.В. [и др].: под ред. Е.М. Рослякова. – СПб.: Политехника, 2006. – 822 с.
22. Насосы: пер. с нем. / К. Бедеке, А [и др.] - М.: "Машиностроение", 1979. - 502 с.
23. Новиков, И.И. Бессмазочные поршневые уплотнения в компрессорах. / И.И. Новиков, В.П. Захаренко, Б.С. Ландо. Л.: Машиностроение, 1981.-238 с.
24. Основные технологические условия на ремонт центробежных компрессоров предприятий азотной промышленности. М.: Химия, 1974.-80 с.
25. Пластинин, Я.И. Передвижные компрессорные станции. / Я.И. Пластинин. М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1977.-103 с.
26. Процессы и аппараты химической технологии: учебное пособие для вузов. / А.А.Захарова [и др.]; под ред. А.А.Захаровой. М.: Издательский центр " Академия ", 2006. – 528с.
27. Рахмилевич, З.З. Диагностика состояния центробежных насосно-компрессорных машин для установления их оптимальных межремонтных периодов. / З.З. Рахмилевич, И.Е. Розенштейн. М.: ВНИИОЭНГ, 1982.-46 с.
28. Рахмилевич, З.З. Испытания и эксплуатация энерготехнологического оборудования. / З.З. Рахмилевич. М.: Химия, 1981.- 384 с.
29. Рахмилевич, З.З. Компрессорные установки: Справ. изд. / З.З. Рахмилевич. М.: Химия, 1989. – 272 с.
30. Рахмилевич, З.З. Компрессорные установки в химической промышленности. / З.З. Рахмилевич, Е.Н.Мыслацкий, С.А. Хачатурян. М.; Химия, 1977.-280 с.
31. Рахмилевич, З.З. Насосы в химической промышленности: Справ. изд. / З.З. Рахмилевич. М.: Химия, 1990. – 240 с.
32. Рис., В.Ф. Центробежные компрессорные машины. / В.Ф.Рис. Л.: Машиностроение, 1981.-351 с.
33. Розенштейн, И. Е. Методические рекомендации по диагностике технико-экономического состояния центробежных компрессоров. / И. Е.

Розенштейн, В. С. Орбис-Дияс, В. П. Липский. Черкассы: НИИТЭХИМ, 1982.-24 с.

34. Свешников, В.К. Гидрооборудование: Международный каталог. /В.К. Свешников. - М.: "Машиностроение", 1995. - 624 с.

35. Селезнев, К.П. Центробежные компрессоры. / К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин. Л.: Машиностроение, 1982.-217 с.

36. Системы охлаждения компрессорных установок. / Я.А. Берман, О.Н. Манысовский, Ю.И.Март, А.П. Рафалович. Л.: Машиностроение, 1984.

37. Скворцов, Л.С. Компрессорные и насосные установки: учебник для средних профессионально-технических училищ. / Л.С. Скворцов, В.А. Раницкий, В.Б. Ровенский. М.: Мшиностроение, 1988. – 264с.

38. Смазка современных компрессорных машин. / Ю.Л. Смертяк. // Обз. инф. ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШа. Сер. ХМ-5. 1983,-38 с.

39. Унифицированные ряды теплообменников систем охлаждения компрессорных установок. / С.Г. Соколов [и др.]. // Хим. и нефт. машиностроение. 1981. № 10. С. 26-28.

40. Френкель, М.И. Поршневые компрессоры. / М.И. Френкель. Л.: Машиностроение, 1969.-743 с.

41. Хачатурян, С.А. Волновые процессы в компрессорных установках. / С.А. Хачатурян. М.: Машиностроение, 1983.-224 с.

42. Холодильные компрессоры: справочник / под ред. А.Б. Быкова. М.: Лег. и пищ. пром., 1981.-279 с.

43. Шерстюк, А.Н. Насосы, компрессоры, вентиляторы: учебное пособие для вузов / А.Н. Шерстюк. М., «Высшая школа», 1972. – 344 с.

44. Шлипченко, З.С. Насосы, компрессоры, вентиляторы / З.С. Шлипченко – Киев: «Техника», 1976. – 368 с.