

**МИНОБРНАУКИ РОССИИ**  
**Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение**  
**высшего профессионального образования**  
**«Югорский государственный университет»**  
**НИЖНЕВАРТОВСКИЙ НЕФТЯНОЙ ТЕХНИКУМ (филиал)**  
**федерального государственного бюджетного образовательного учреждения**  
**высшего профессионального образования**  
**«Югорский государственный университет»**



**КОМПЛЕКС ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ**  
**по дисциплине «Технологическое оборудование»**

**Методические указания к практическим занятиям**  
**для студентов образовательных учреждений**  
**среднего профессионального образования**  
**всех форм обучения (очная, заочная)**  
**по специальности 151031.51 Монтаж и техническая эксплуатация**  
**промышленного оборудования (по отраслям)**

**Часть 1**

**Нижневартовск 2013**

**ББК 30.605**

**Т-38**

**РАССМОТРЕНО**

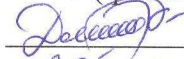
На заседании кафедры АЭ и ТО  
Протокол № 2 от 17.12. 2013г.

Зав. кафедрой

 М.Б.Тен

**УТВЕРЖДАЮ**

Председатель методического совета  
ННТ (филиал) ФГБОУ ВПО «ЮГУ»

 Т.А. Дмитриева  
« 26 » декабря 2013г.

Методические указания к практическим занятиям разработаны в соответствии с:

1. Федеральным государственным образовательным стандартом (далее – ФГОС) по специальности среднего профессионального образования (далее – СПО) 151031.51 Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования (по отраслям); утвержденным 24 ноября 2009г.;
2. Программой учебной дисциплины «Технологическое оборудование», утв. 12.09.2013г.

Разработчик:

Таранина Лилия Габдрахимовна, высшая квалификационная категория, преподаватель Нижневартовского нефтяного техникума (филиал) ФГБОУ ВПО «ЮГУ».

Рецензенты:

1. Тетикли Н.М., высшая квалификационная категория, преподаватель Нижневартовского нефтяного техникума (филиал) ФГБОУ ВПО «ЮГУ».
2. Витенко М.Ю., специалист учебно-методического отдела филиала ГОУ ВПО «ТюмГНГУ» в г. Нижневартовске

Замечания, предложения и пожелания направлять в Нижневартовский нефтяной техникум (филиал) федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Югорский государственный университет» по адресу: 628615, Тюменская обл., Ханты-Мансийский автономный округ, г. Нижневартовск, ул. Мира, 37.

## ВВЕДЕНИЕ

Комплекс практических занятий соответствует Федеральным государственным образовательным стандартам (далее – ФГОС) по специальности среднего профессионального образования (далее – СПО) 151031.51 Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования (по отраслям) и рабочей программе дисциплины «Технологическое оборудование».

Цель методической разработки: закрепление полученных теоретических знаний, приобретение расчетных навыков и навыков работы с графиками, схемами, таблицами. Представленные задачи могут быть использованы для самостоятельной работы студентов, а так же при выполнении расчетного раздела курсового и дипломного проектов по специальности 151031.51 Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования (по отраслям).

Учебная дисциплина «Технологическое оборудование» является общепрофессиональной, устанавливающей базовые знания для усвоения других специальных дисциплин и производственной (профессиональной) практики.

Дисциплина «Технологическое оборудование» предусматривает изучение основных групп машин и оборудования, применяемых при бурении, добыче, сборе и транспортировке нефти и газа.

В результате освоения учебной дисциплины обучающийся **должен уметь:**

- читать кинематические схемы;
- определять параметры работы оборудования и его технические возможности.

В результате освоения учебной дисциплины обучающийся **должен знать:**

- назначение, область применения, устройство, принципы работы оборудования;
- технические характеристики и технологические возможности промышленного оборудования;
- нормы допустимых нагрузок оборудования в процессе эксплуатации.

Основная задача проведения практических занятий - знакомство с технологическими процессами и их закономерностями, с техническими устройствами и их характеристиками.

Цели и задачи практических занятий:

- убедиться в истинности приобретенных знаний;
- изучить методы оформления технической документации;
- получить навыки самостоятельной работы;
- уметь анализировать изучаемые теоретические и практические положения, устанавливать логическую связь между ними.

## ТЕМАТИКА ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ

Тема	Название	Часы
1.1	Практическое занятие № 1. Расчет и построение графика движения поршня.	2
1.1	Практическое занятие № 2. Расчет основных параметров работы поршневого насоса.	2
1.1	Практическое занятие № 3. Изучение конструкции роторных насосов.	4
1.1	Практическое занятие № 4. Расчет рабочего колеса.	4
1.2	Практическое занятие № 5. Расчет компрессора	2
1.2	Практическое занятие № 6. Регулирование параметров работы поршневого компрессора	4
	<b>Всего</b>	<b>18</b>

### ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ №1

#### РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ГРАФИКА ДВИЖЕНИЯ ПОРШНЯ

Исходные данные для расчетов приведены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 - Исходные данные

Вариант	Число поршней $i$	Число рабочих камер $z$	Число двойных ходов поршня $n, \text{мин}^{-1}$	Длина хода поршня $S, \text{м}$	Диаметр цилиндра $D, \text{м}$	Давление нагнетания $P_n, \text{Мпа}$	Диаметр штока $d, \text{м}$
1	2	3	4	5	6	7	8
1	3	3	135	0,25	0,18	8,5	0,060
2	3	3	120	0,25	0,12	25,0	0,060
3	3	3	135	0,25	0,18	11,3	0,065
4	3	3	120	0,20	0,12	25,0	0,065
5	2	4	65	0,40	0,20	9,6	0,070
6	2	4	65	0,30	0,13	25,0	0,070
7	2	4	65	0,30	0,20	14,2	0,070
8	2	4	65	0,40	0,13	32,0	0,070
9	3	3	135	0,25	0,18	17,0	0,070
10	3	3	135	0,20	0,13	32,0	0,070
11	3	3	125	0,18	0,18	19,0	0,060
12	3	3	125	0,29	0,14	32,0	0,060
13	3	3	125	0,30	0,18	24,0	0,060
14	3	3	125	0,40	0,14	40,0	0,060
15	2	4	60	0,45	0,20	21,0	0,085

Продолжение табл. 1.1.

1	2	3	4	5	6	7	8
16	2	4	60	0,40	0,15	40,0	0,085
17	2	4	95	0,25	0,09	13,0	0,065
18	2	4	95	0,25	0,10	10,0	0,065
19	2	4	95	0,20	0,08	11,0	0,060
20	2	4	95	0,25	0,12	12,5	0,065
21	2	4	70	0,25	0,09	16,0	0,065
22	2	4	70	0,20	0,13	13,0	0,065
23	2	4	70	0,25	0,11	10,0	0,065
24	2	4	70	0,20	0,12	8,0	0,065
25	3	3	90	0,25	0,18	8,5	0,060
26	3	3	90	0,40	0,12	25,0	0,065
27	2	4	90	0,25	0,20	9,0	0,070
28	2	4	90	0,40	0,13	25,0	0,070
29	3	3	90	0,25	0,18	17,0	0,070
30	3	3	90	0,30	0,14	32,0	0,060

Коэффициент подачи насоса  $\eta_0 = 0,8$ ; полный КПД насоса  $\eta_n = 0,75$ .

**Общие сведения.** Согласно теории кривошипно-шатунных механизмов следует, что изменение мгновенной скорости движения поршня во времени с достаточной степенью приближения следует синусоидальному закону

$$v = r \cdot \omega \cdot \sin \alpha, \text{ м/с} \quad (1.1)$$

где

- $r = \frac{S}{2}$  – радиус кривошипа, м;
- $S$  – длина хода поршня, м;
- $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$  – угловая скорость вращения кривошипа,  $\text{с}^{-1}$ ;
- $n$  – число двойных ходов поршня в минуту;
- $\alpha = f(t)$  – угол поворота кривошипа, представляющий собой функцию времени  $t$ , град.

Следовательно, **скорость движения поршня** – величина переменная, изменяется по синусоиде (рис. 1.1, б); в мертвых положениях при  $\alpha = 0^0$  и  $\alpha = 180^0$  скорость поршня равна нулю ( $\sin \alpha = 0$ ), т.к. он останавливается, чтобы изменить направление движения. Максимальное значение скорость поршня приобретет при  $\alpha = 90^0$  и  $270^0$ , то есть при среднем положении поршня ( $\sin \alpha = 1$ ).

**Ускорение поршня** является первой производной от скорости по времени и определяется по формуле

$$u = r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha, \text{ м/с}^2 \quad (1.2)$$

Из формулы следует, что ускорение поршня изменяется по косинусоиде (рис. 1.1, в) и в противоположность скорости в мертвых положениях поршня (при  $\alpha = 0^0$  и  $\alpha = 180^0$ ) будет иметь максимальное значение, причем во второй половине хода со знаком минус. Нулевое значение ускорение будет иметь при  $\alpha = 90^0$  и  $\alpha = 270^0$ .

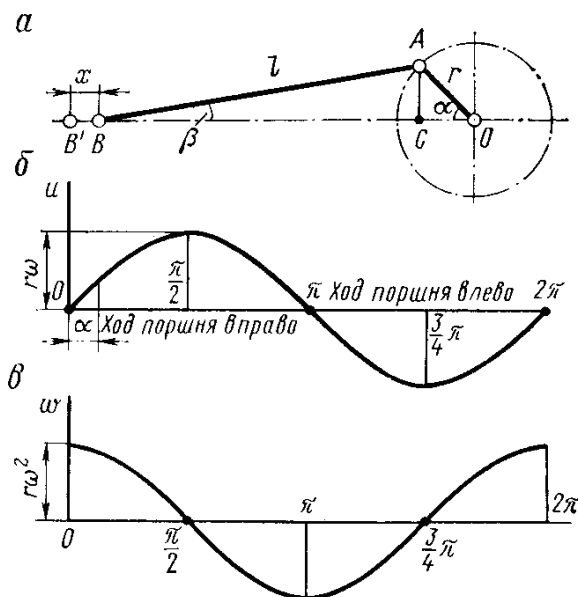


Рисунок 1.1 - Графики скорости и ускорения движения поршня

### Порядок расчетов.

1. Определить скорость поршня по формуле 1.1. Для построения графика выбрать интервал угла поворота кривошипа  $30^0$  и рассчитать соответствующее каждому углу значение скорости. Данные занести в таблицу 1.2.

Таблица 1.2 - Скорость движения поршня

Параметр	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$\alpha, ^0$	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360
$\sin \alpha$													
$v, \text{ м/с}$													

Построить график скорости в осях  $v$ - $\alpha$ . Скорость отложить по оси ординат, угол поворота – по оси абсцисс (рис. 1.1, а).

2. Определить ускорение поршня по формуле 1.2. Аналогично п.1 заполнить таблицу 1.3 и построить график ускорения (рис. 1.1, б).

Таблица 1.3 - Ускорение движения поршня

Параметр	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$\alpha, ^0$													
$\cos \alpha$													
$a, \text{ м/с}^2$													

3. Сделать вывод.

### Пример.

**Исходные данные:** Число поршней  $i=3$ ; число рабочих камер  $z=3$ ; число двойных ходов поршня  $n=135\text{мин}^{-1}$ ; длина хода поршня  $S=0,25\text{м}$ ; диаметр цилиндра  $D=18\text{м}$ ; давление нагнетания  $p_n=8,5\text{МПа}$ ; диаметр штока  $d=0,06\text{м}$ ; коэффициент подачи  $\eta_o = 0,8$ ; полный КПД насоса  $\eta_n=0,75$ .

1. Определяем угловую скорость вращения кривошипа и радиус кривошипа

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 135}{30} = 14,13\text{с}^{-1},$$

$$r = \frac{0,25}{2} = 0,125 \text{ м.}$$

Для построения графика выбираем интервал угла поворота кривошипа  $30^\circ$  и рассчитываем соответствующее каждому углу значение скорости (формула 1.1). Данные заносим в таблицу 1.4.

$$v_1 = 0,125 \cdot 14,13 \sin 0 = 0 \text{ м/с,}$$

Таблица 1.4 - Расчетные данные скорости

Параметр	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$\alpha,^\circ$	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360
$\sin \alpha$	0	0,50	0,86	1,00	0,86	0,50	0	-0,50	-0,86	-1,0	-0,86	-0,50	0
$v, \text{м/с}$	0	0,88	1,52	1,77	1,52	0,88	0	-0,88	-1,52	-1,77	-1,52	-0,88	0

Строим график скорости в осях  $v-\alpha$ . Скорость откладываем по оси ординат, угол поворота – по оси абсцисс (рис. 1.2).

2. Определяем ускорение поршня (формула 1.2). Аналогично п.1 заполняем таблицу 1.5 и строим график ускорения (рис. 1.3).

$$a_1 = 0,125 \cdot 14,13^2 \cos 0^\circ = 24,96 \text{ м/с}^2,$$

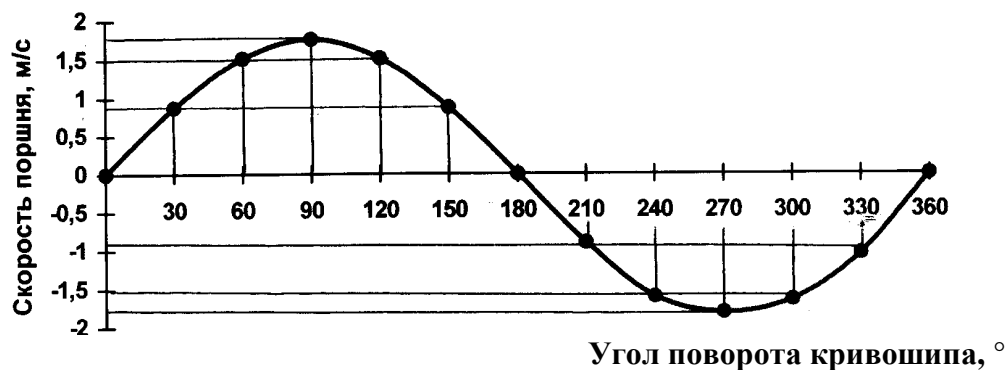


Рисунок 1.2 - Расчетный график скорости движения поршня

Таблица 1.5 - Расчетные данные ускорения движения поршня

Параметр	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$\alpha, ^\circ$	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360
$\cos \alpha$	1,00	0,86	0,50	0	-0,50	-0,86	1,00	-0,86	-0,50	0	0,50	0,86	1,00
$a, \text{ м/с}^2$	24,96	21,47	12,48	0	-12,48	-21,47	-24,96	-21,47	-12,48	0	12,48	21,47	24,96

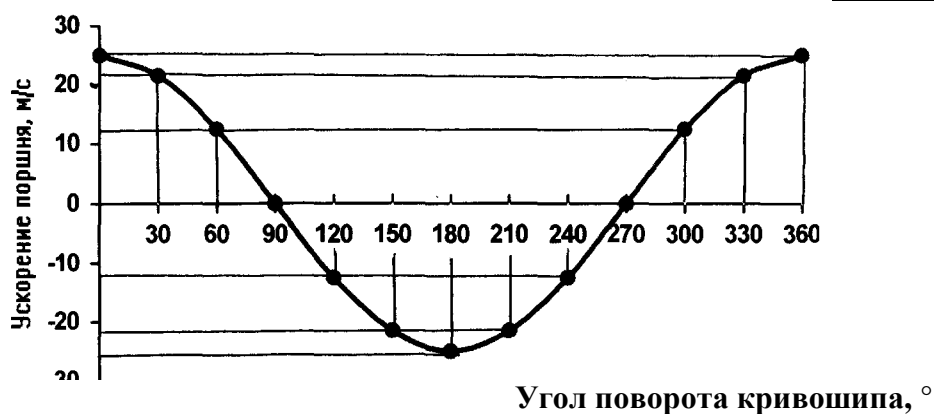


Рисунок 1.3 - Расчетный график ускорения движения поршня

**Вывод:** скорость поршня является величиной непостоянной и изменяется по закону синуса. Ускорение является первой производной от скорости по времени и изменяется по закону косинуса.

**Контрольные вопросы:**

1. По какому закону изменяется скорость и ускорение поршня?
2. Почему в «мертвых» положениях скорость поршня равна нулю?
3. Как определить графически и аналитически максимальное ускорение, и максимальную скорость поршня?
4. Каким углам поворота кривошипа соответствует нулевая скорость и нулевое ускорение?
5. Почему подача поршневого насоса является величиной неравномерной?

**ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ №2**

**РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ ПОРШНЕВОГО НАСОСА**

Исходные данные (см. таблицу 1.1).

**Общие сведения.** При расчетах различают теоретическую (идеальную) и действительную (фактическую) подачи. Теоретическая подача всегда больше действительной, так как не учитывает потери рабочего объема



насоса на различные факторы. Подача зависит от конструкции насоса и определяется следующим образом:

Одноцилиндровый насос простого действия

$$Q_T = \frac{FSn}{60} \text{ м}^3/\text{с}. \quad (2.1)$$

Двухцилиндровый насос двойного действия

$$Q_T = \frac{2(2F - f)Sn}{60} \text{ м}^3/\text{с}. \quad (2.2)$$

Трехцилиндровый насос простого действия

$$Q_T = \frac{3FSn}{60} \text{ м}^3/\text{с}. \quad (2.3)$$

где **F** – площадь поршня,  $\text{м}^2$  ;  
**S** – длина хода поршня,  $\text{м}$  ;  
**n** – число двойных ходов поршня в минуту;  
**f** – площадь штока,  $\text{м}^2$ .

Действительная подача всегда меньше теоретической вследствие запаздывания закрытия нагнетательного и всасывающего клапанов, утечек через клапаны, сальниковые и поршневые уплотнения, а также за счет выделения воздуха или газов из перекачиваемой жидкости. Поэтому действительная подача определяется по формуле

$$Q_D = \eta_0 Q_T, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.4)$$

где  $\eta_0$  – коэффициент подачи.

Величина коэффициента подачи зависит от размеров насоса и меняется в пределах 0,85 – 0,99.

Напор насоса зависит от давления нагнетания и определяется по формуле

$$H = \frac{P_H}{\rho g} \text{ м}, \quad (2.5)$$

где **P<sub>H</sub>** – давление нагнетания насоса, Па;  
**ρ** – плотность перекачиваемой жидкости,  $\text{кг}/\text{м}^3$  ;  
**g** – ускорение свободного падения,  $\text{м}/\text{с}^2$ .

Полезная мощность насоса  $N_{\text{п}}$  сообщаемая насосом перекачиваемой жидкости, пропорциональна подаче насоса, его давлению и определяется по формулам

$$N_{\text{п}} = P_{\text{н}} Q_{\text{т}} \text{ или } N_{\text{п}} = Q_{\text{т}} H \rho g \text{ Вт,} \quad (2.6)$$

где  $Q$  – подача насоса  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  
 $p_{\text{н}}$  – давление нагнетания, Па.

Эффективная мощность насоса, то есть мощность на валу, больше полезной мощности за счет различных потерь, происходящих в самом насосе. Эти потери учитываются коэффициентом полезного действия насоса. Эффективная мощность определяется по формуле

$$N_{\text{э}} = \frac{N_{\text{п}}}{\eta} \text{ Вт,} \quad (2.7)$$

где  $\eta = 0,8 - 0,9$  – полный КПД насоса.

Мощность приводного двигателя определяется с учетом возможных перегрузок и КПД передачи между двигателем и насосом по формуле

$$N_{\text{дв}} = \frac{kN_{\text{э}}}{\eta_{\text{п}}} \text{ Вт,} \quad (2.8)$$

где  $k=1,1$  – коэффициент, учитывающий возможную перегрузку двигателя в процессе работы;  
 $\eta_{\text{п}}=0,95$  – КПД передачи между двигателем и насосом.

### **Порядок расчетов:**

1. В соответствии с исходными данными (по числу цилиндров и рабочих камер) определить тип насоса, нарисовать его схему и повторить принцип работы.
2. Определить параметры работы насоса:
  - действительную подачу (формулы 2.1 – 2.4);
  - напор насоса (формула 2.5);
  - мощность приводного двигателя (формулы 2.6 – 2.8).
3. Записать техническую характеристику насоса.

### **Пример.**

В соответствии с исходными данными (таблица 1.1) насос трехцилиндровый простого действия, следовательно теоретическую подачу определяем по формуле 2.3.

1. Определяем площадь поршня и теоретическую подачу насоса

$$F = 0,785 D^2 = 0,785 \cdot 0,18^2 = 0,025 \text{ м}^2,$$

$$Q_{\text{т}} = \frac{3 \cdot 0,025 \cdot 0,25 \cdot 135}{60} = 0,042 \text{ м}^3/\text{с}.$$

2. Определяем действительную подачу насоса (формула 2.4)

$$Q_{\text{д}} = 0,9 \cdot 0,042 = 0,038 \text{ м}^3/\text{с}.$$

3. Определяем напор насоса

$$H = \frac{8,5 \cdot 10^6}{1000 \cdot 9,8} = 867 \text{ м}.$$

4. Определяем мощность приводного двигателя насоса (формулы 2.6, 2.7, 2.8)

$$N_{\text{п}} = 0,038 \cdot 867 \cdot 1000 \cdot 9,8 \cdot 10^{-3} = 323 \text{ кВт},$$

$$N_{\text{э}} = \frac{323}{0,8} = 404 \text{ кВт},$$

$$N_{\text{дв}} = 1,2 \frac{404}{0,95} = 510 \text{ кВт}.$$

Принимаем  $k = 1,2$  и  $\eta_{\text{п}} = 0,95$ .

5. Записываем техническую характеристику насоса:

Теоретическая подача	- $Q_{\text{т}} = 0,042 \text{ м}^3/\text{с};$
Действительная подача	- $Q_{\text{д}} = 0,038 \text{ м}^3/\text{с};$
Напор	- $H = 867 \text{ м};$
Мощность приводного двигателя	- $510 \text{ кВт};$
КПД	- $\eta = 0,8.$

### **Контрольные вопросы:**

1. Почему теоретическая подача всегда больше действительной?
2. Назначение воздушных колпаков?
3. Конструкция и принцип работы воздушных колпаков?
4. Где устанавливают воздушные колпаки?
5. Для чего в воздушных колпаках устанавливают резиновую диафрагму?
6. Почему воздушные колпаки называют пневмокомпенсаторами?

## ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ №3

### ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ РОТОРНЫХ НАСОСОВ

#### План отчета:

1. Конструкция и принцип работы радиально-поршневого насоса
2. Конструкция и принцип работы аксиально-поршневого насоса
3. Конструкция и принцип работы шестеренного насоса

Под роторными машинами понимают объемные роторные насосы и гидромоторы.

Если роторная машина преобразует механическую энергию двигателя в гидравлическую энергию жидкости, то она называется насосом.

Если машина преобразует гидравлическую энергию жидкости в механическую энергию выходного звена, то она называется гидромотором.

В роторных гидромашинах подвижные рабочие элементы, образующие рабочие камеры, совершают вращательное или вращательное и возвратно-поступательное движение.

Преимущества роторных машин: высокая допустимая частота вращения вала; компактность и большая создаваемая мощность на единицу массы машины; реверсивность - при изменении направления вращения ротора изменяется направление потока в патрубках насоса; бесклапанное распределение жидкости, что повышает надежность машины, так как поломки клапанов являются причиной частых отказов; возможность регулирования подачи путем изменения рабочего объема.

Недостатки роторных машин: возможность запираания жидкости в переменном объеме (при бесклапанном распределении); большие утечки жидкости, что ведет к снижению объемного, а, следовательно, и полного КПД; более сложная конструкция (по сравнению с поршневыми).

#### **Радиально-поршневые насосы**

Радиально-поршневым называют насос, у которого рабочие камеры образованы рабочими поверхностями поршней и цилиндров, а оси поршней расположены перпендикулярно к оси блока цилиндров или составляют с ней угол более  $45^\circ$ .

Регулируемый радиально-поршневой насос (рисунок 3.1) состоит из ротора 2 с цилиндрами, плунжеров 1, обоймы 4, распределительного устройства 3 с подводным и отводящим каналами 5 и 6, а также устройства, с помощью которого обойма 4 перемещается относительно оси ротора на величину эксцентриситета  $e$ . Роль распределительного устройства выполняет пустотелая ось 7 с уплотнительной перемычкой. На этой оси закреплен ротор. При вращении ротора цилиндры своими каналами поочередно соединяются с каналами всасывания 5 и нагнетания 6, расположенными в пустотелой оси. При переходе цилиндров через нейтральное положение их каналы перекрываются уплотнительной перемычкой, и линия всасывания отделяется от напорной линии.

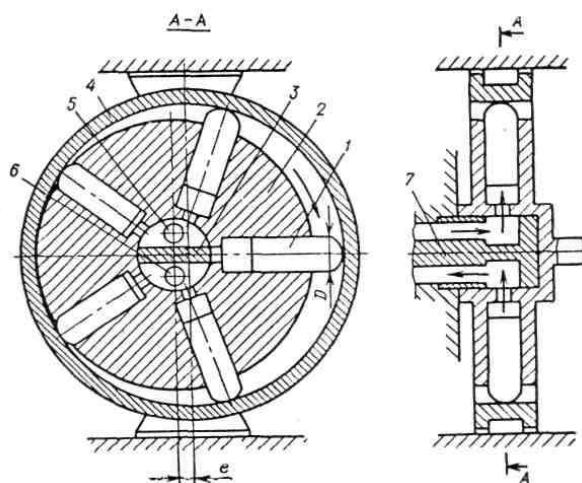


Рисунок 3.1 - Схема радиально-поршневого насоса

Во избежание расклинивания плунжеров в цилиндрах необходимо, чтобы их максимальный ход не превышал  $0,1$  радиуса ротора. Часто насос выполняется с двумя или тремя рядами плунжеров для увеличения его рабочего объема.

При работе насоса головки плунжеров прижимаются к внутренней поверхности обоймы центробежными силами или, чаще, давлением жидкости, подаваемой в цилиндр подпиточным насосом. Если эксцентриситет не равен нулю, то плунжеры, обкатываясь по обойме и совершая при этом возвратно-поступательное движение в цилиндрах, производят всасывание жидкости (движение от центра вращения) или нагнетание (движение к центру). Если эксцентриситет  $e=0$ , то радиальное перемещение плунжеров отсутствует, и насос не подает жидкость.

Изменяя величину и знак эксцентриситета, можно изменять подачу и направление потока жидкости.

### Аксиально-поршневые насосы

Аксиально-поршневым называют насос, у которого рабочие камеры образованы рабочими поверхностями цилиндров и поршней, а оси поршней параллельны (аксиальны) оси блока цилиндров или составляют с ней угол не более  $45^\circ$ . Аксиально-поршневые насосы в зависимости от расположения ротора разделяют на насосы с наклонным диском (рисунок 3.2. а), у которых оси ведущего звена и вращения ротора совпадают, и насосы с наклонным блоком (рисунок 3.2, б), у которых оси ведущего звена и вращения ротора расположены под углом.

Аксиально-поршневые насосы состоят из ротора 1 с цилиндрами, плунжеров 2, распределительного устройства 3, приводного вала 4 и устройства для изменения угла наклона диска или ротора а. Во избежание заклинивания плунжеров в цилиндрах максимальное значение угла должно быть равным  $20-30^\circ$ .

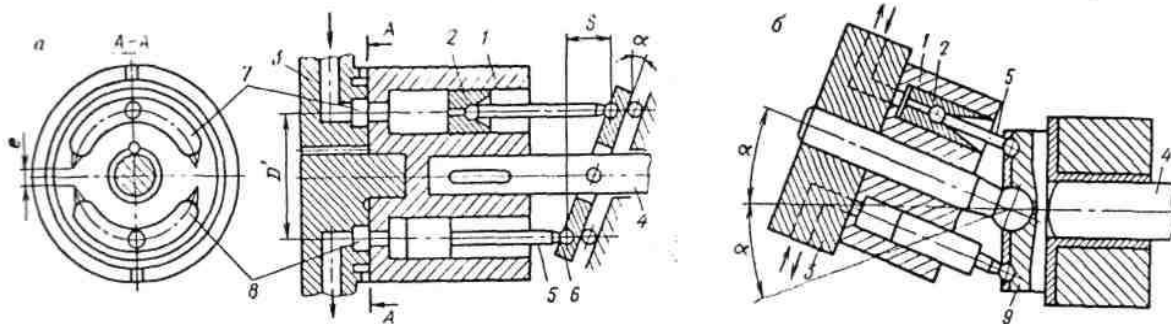


Рисунок 3.2 - Схема аксиально-поршневого насоса

Если  $\alpha \neq 0$ , то при вращении ротора 1 плунжеры 2, шарнирно связанные шатунами 5 с наклонным диском 6 или с ведущим диском 9, совершают возвратно-поступательное движение в цилиндрах. Удаляясь от распределительного устройства 3, плунжеры всасывают жидкость, а приближаясь к нему, - нагнетают. Подвод жидкости к цилиндрам и отвод от них осуществляется через отверстия в торце ротора, которые попеременно соединяются с распределительными полукольцевыми окнами 7 и 8, имеющимися в распределителе 3. Когда плунжеры доходят до крайних точек, отверстия цилиндров располагаются напротив перемычек между окнами 7 и 8 - линия всасывания отделяется от линии нагнетания. Так же как в радиально-поршневых насосах, запертый распределительной перемычкой объем жидкости в цилиндре при вращении ротора может несколько изменяться, вызывая негативные явления. Поэтому в некоторых конструкциях в перемычках между окнами 7 и 8 делают небольшие канавки - мысики (см. рисунок 2), что, однако, увеличивает утечки в насосе и снижает его КПД.

Аксиально-поршневые насосы более компактны, чем радиально-поршневые, и имеют более высокий КПД, однако они чувствительнее к вибрациям.

### Шестеренные насосы

Шестеренным называется роторный насос с рабочими звеньями в виде шестерен (зубчатых колес), обеспечивающих геометрическое замыкание рабочих камер и передающих вращающий момент. Шестеренные насосы применяются в гидроприводах как самостоятельные источники питания невысокого давления или как вспомогательные насосы для подпитки гидросистем.

Шестеренные насосы выпускают с внешним и внутренним зацеплением. Последние более компактны, но из-за сложности изготовления применяются редко.

Насос с внешним зацеплением (рисунок 3.3) состоит из корпуса 1, в котором с небольшими торцовыми и радиальными зазорами находятся в зацеплении две одинаковые шестерни - ведущая 2 и ведомая 3. При вращении шестерен, когда зубья выходят из впадин (объем камер увеличивается), происходит всасывание жидкости. Затем жидкость, заполнившая впадины, переносится по внешней дуге шестернями в направлении вращения,

а когда зубья входят во впадины (объем камеры уменьшается), жидкость вытесняется в нагнетательную линию.

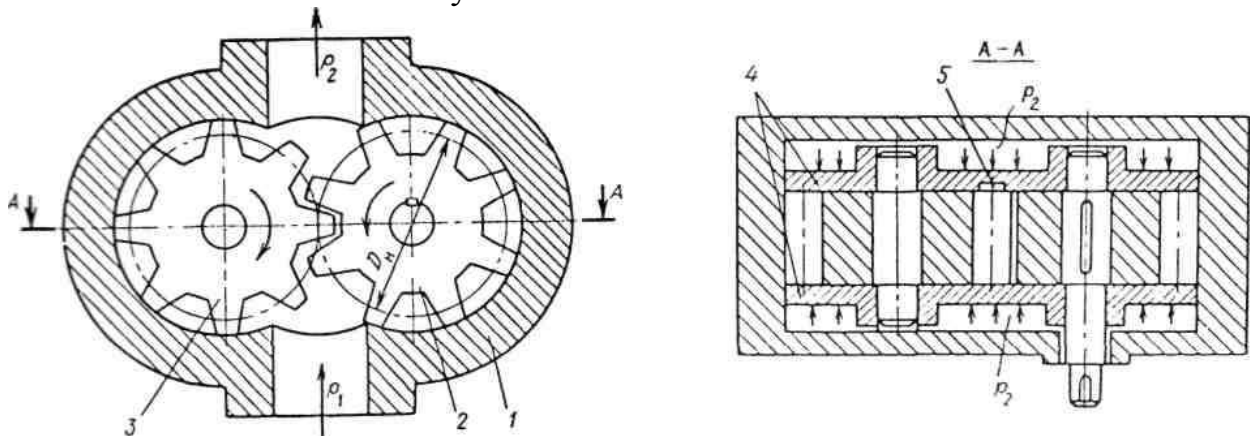


Рисунок 3.3 - Схема шестеренного насоса

В шестеренных насосах, так же как во всех насосах с принудительным распределением жидкости, возможно ее запираение в переменном объеме, и хотя запираемый объем невелик, его относительное изменение большое.

При малых зазорах в зацеплении и хорошем контакте между зубьями давление жидкости в запертом объеме резко увеличивается, что может привести к поломке насоса.

Для устранения резкого увеличения давления (для разгрузки) предусматривают специальные разгрузочные канавки. Через эти канавки жидкость вытесняется из замкнутого объема или подсасывается в него. Но в обоих случаях снижаются объемный, а следовательно, и полный КПД насоса.

#### **Контрольные вопросы:**

1. Что такое роторная машина?
2. Что называется гидромотором?
3. Преимущества роторных машин.
4. Недостатки роторных машин.
5. Принцип работы шестеренного насоса.
6. Принцип работы аксиально-поршневого насоса.
7. Принцип работы радиально-поршневого насоса.

## ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ №4

### РАСЧЕТ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

Исходные данные представлены в таблице 4.1.

Таблица 4.1- Исходные данные

Вариант	Марка насоса	Число ступеней, $i$	Частота вращения вала насоса, $n$ мин <sup>-1</sup>
1	ЦНС 630-1900	8	2950
2	ЦНС 38-220	10	
3	ЦНС 38-154	7	
4	ЦНС 38-44	2	
5	ЦНС 60-99	3	
6	ЦНС 60-132	4	
7	ЦНС 60-165	5	
8	ЦНС 60-198	6	
9	ЦНС 60-264	8	
10	ЦНС 60-330	10	
11	ЦНС 105-392	8	
12	ЦНС 105-490	10	
13	ЦНС 105-245	5	
14	ЦНС 105-98	2	
15	ЦНС 300-600	10	1475
16	ЦНС 300-540	9	1475
17	ЦНС 300-480	8	
18	ЦНС 300-360	6	
19	ЦНС 300-240	4	
20	ЦНС 300-120	2	
21	ЦНС 180-85	2	
22	ЦНС 180-170	4	
23	ЦНС 180-255	6	
24	ЦНС 180-340	8	
25	ЦНС 180-950	7	3000
26	ЦНС 180-1050	8	
27	ЦНС 180-1185	9	
28	ЦНС 180-1422	11	
29	ЦНС 180-1900	15	
30	ЦНС 500-1900	8	

#### Порядок расчетов

1. Определить коэффициент быстроходности многоступенчатого насоса:



$$n_s = 3,65 \frac{n\sqrt{Q_o}}{H_1^{3/4}}, \quad (4.1)$$

где  $n$  – частота вращения вала насоса об/мин;  
 $Q_o$  – оптимальная подача, м<sup>3</sup>/с;  
 $H_1$  – оптимальный напор, приходящийся на одну ступень, м.

2. Определить тип насоса по коэффициенту быстроходности (см. таблицу 4.2).

Таблица 4.2 - Классификация центробежных насосов по коэффициенту быстроходности

Тип насоса	Тихоходный	Нормальный	Быстроходный
Значение коэффициента быстроходности $n_s$	40-100	100-200	200-350

3. Определить объемный КПД насоса:

$$\eta_o = \frac{1}{1 + an_s^{-0,66}}, \quad (4.2)$$

где  $a = 0,68$  – коэффициент, зависящий от соотношения между диаметрами входа и выхода.

4. Определить приведенный диаметр рабочего колеса (условная величина):

$$D_{ин} = 4,25 \sqrt[3]{\frac{Q_o}{n}} \text{ м.} \quad (4.3)$$

5. Определить гидравлический КПД:

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\ln D_{ин} - 0,172)^2}, \quad (4.4)$$

6. Определить полный КПД насоса:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_r \cdot \eta_m, \quad (4.5)$$

где  $\eta_m = 0,93$  – механический КПД насоса

7. Определить мощность насоса:

$$N_n = \frac{QHg\rho}{\eta}, \text{ Вт.} \quad (4.6)$$

8. Определить крутящий момент на валу насоса:

$$M = \frac{9,6N}{n}, \text{Н}\cdot\text{м} \quad (4.7)$$

где  $N$  – мощность насоса, Вт;  
 $n$  – частота вращения вала,  $\text{мин}^{-1}$ .

9. Определить диаметр вала:

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{M}{0,2\tau_{\text{доп}} 10^6}} \eta, \text{ м}, \quad (4.8)$$

где  $\tau_{\text{доп}} = 12 - 20 \text{ МПа}$  – допустимое напряжение материала вала на кручение

10. Определить диаметр ступицы рабочего колеса:

$$d_{\text{ст}} = 1,4 d_{\text{в}} \text{ м}. \quad (4.9)$$

11. Определить длину ступицы рабочего колеса:

$$\ell_{\text{ст}} = 1,4 d_{\text{ст}} \text{ м}. \quad (4.10)$$

12. Определить диаметр входа на рабочие лопасти:

$$D_1 = \sqrt{\frac{4Q_{\text{к}}}{\pi c_0} + d_{\text{ст}}^2} \text{ м}, \quad (4.11)$$

где  $c_0$  – осевая скорость жидкости у входа в рабочее колесо, м/с;  
 $Q_{\text{к}}$  – расход жидкости в каналах рабочего колеса,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$$c_0 = 0,95 \sqrt{Q_{\text{к}} \left( \frac{n}{60} \right)^2} \text{ м/с}, \quad (4.12)$$

$$Q_{\text{к}} = Q / \eta_0 \text{ м}^3/\text{с} \quad (4.13)$$

13. Определить окружную скорость на входе в каналы рабочего колеса:

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} \text{ м/с}. \quad (4.14)$$

14. Определить угол наклона лопасти на входе в рабочее колесо:

$$\text{tg}\beta_1 = \frac{c_1}{u_1}, \quad (4.15)$$

где  $c_1=1,25c_0$  - скорость потока на входе с учетом стеснения его лопастями, м/с.

Определяем угол  $\beta_1$ .

15. Определить угол входной кромки лопасти:

$$\beta_{1л} = \beta_1 + i, \quad (4.16)$$

где  $i = 5-10^\circ$  - угол атаки.

16. Определить ширину лопасти на входе:

$$b_1 = \frac{Q_k}{\pi D_1 c_1 \lambda} \text{ м}, \quad (4.17)$$

где  $\lambda = 0,9$  - коэффициент стеснения входного сечения межлопаточных каналов.

17. Определить окружную скорость на выходе из рабочего колеса:

$$u_2 = \sqrt{\frac{g H_{1Г}}{c_{2u}}} \text{ м/с}, \quad (4.18)$$

где  $H_{1Г}$  - теоретический напор одной ступени, м;  
 $c_{2u} = 0,5$  - коэффициент окружной составляющей абсолютной скорости жидкости на выходе из колеса

$$H_{1Г} = \frac{H}{i \eta_r} \text{ м}. \quad (4.19)$$

где  $i$  - число ступеней насоса,  
 $\eta_r$  - гидравлический КПД насоса.

18. Определить диаметр рабочего колеса на выходе:

$$D_2 = \frac{60 u_2}{\pi n} \text{ м}. \quad (4.20)$$

19. Определить отношение диаметров выхода и входа:

$$m = \frac{D_2}{D_1}. \quad (4.21)$$

20. Определить ширину лопасти на выходе:

$$b_2 = \frac{b_1 D_1}{D_2} \text{ м.} \quad (4.22)$$

21. Определить количество лопаток рабочего колеса:

$$z = 6,5 \frac{m+1}{m-1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}. \quad (4.23)$$

где  $\beta_2 = 32^\circ$  – угол наклона лопатки на выходе рабочего колеса.

22. По полученным данным начертить конструктивное расчетное сечение рабочего колеса в соответствующем масштабе (рис. 4.1). На чертеже указать расчетные размеры. Для определения правильности выполненного расчета сравнить чертеж с реальным рабочим колесом.

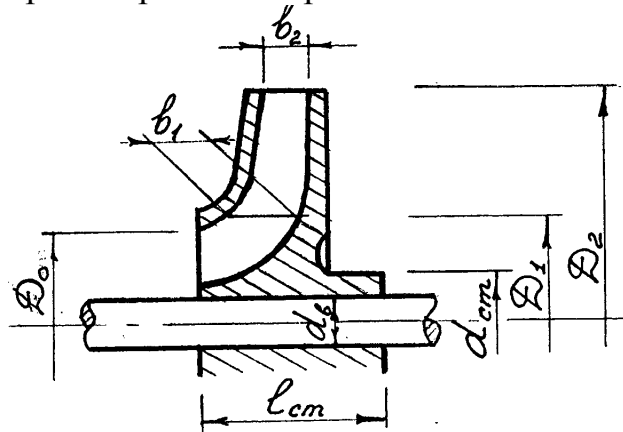


Рисунок 4.1 - Расчетная схема рабочего колеса.

### Пример.

Таблица 4.3 - Исходные данные

Вариант	Марка насоса	Число ступеней, $i$	Частота вращения вала насоса, $n$ мин <sup>-1</sup>
1	ЦНС 38-110	5	2950

### Порядок расчетов:

1. Определяем коэффициент быстроходности многоступенчатого насоса (формула 4.1).

$$n_s = 3,65 \frac{2950 \sqrt{\frac{38}{3600}}}{\left(\frac{110}{5}\right)^{3/4}} = 105.$$

2. Определяем тип насоса по коэффициенту быстроходности (таблица 4.2) – нормальный насос.

3. Определяем объемный КПД насоса (формула 4.2):

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 105^{-0,66}} = 0,9.$$

4. Определяем приведенный диаметр рабочего колеса (формула 4.3):

$$D_{ин} = 4,25 \sqrt[3]{\frac{0,01}{2950}} = 0,064 \text{ м.}$$

5. Определяем гидравлический КПД (формула 4.4):

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\ln 0,064 - 0,172)^2} = 0,87.$$

6. Определяем полный КПД насоса (формула 4.5):

$$\eta = 0,93 \cdot 0,87 \cdot 0,90 = 0,73.$$

7. Определяем мощность насоса (формула 4.6):

$$N_n = \frac{0,01 \cdot 110 \cdot 9,8 \cdot 1000}{0,73} = 15000 \text{ Вт.}$$

8. Определяем крутящий момент на валу насоса (формула 4.7):

$$M = \frac{9,6 \cdot 15000}{2950} = 48,8, \text{ Н} \cdot \text{м}$$

9. Определяем диаметр вала (формула 4.8):

$$d_v = \sqrt[3]{\frac{48,8}{0,2 \cdot 14 \cdot 10^6}} = 0,03 \text{ м.}$$

10. Определяем диаметр ступицы рабочего колеса (формула 4.9):

$$d_{ст} = 1,4 \cdot 0,03 = 0,04 \text{ м.}$$

11. Определяем длину ступицы рабочего колеса (формула 4.10):

$$\ell_{ст} = 1,4 \cdot 0,04 = 0,06 \text{ м.}$$

12. Определяем диаметр входа на рабочие лопасти (формулы 4.11 – 4.13):

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,01}{3,14 \cdot 2,8} + 0,04^2} = 0,08 \text{ м.}$$

$$c_0 = \sqrt[3]{0,01 \left( \frac{2950}{60} \right)^2} = 2,8 \text{ м/с},$$

$$Q_k = \frac{0,01}{0,9} = 0,01 \text{ м}^3/\text{с}.$$

13. Определяем окружную скорость на входе в каналы рабочего колеса (формула 4.14):

$$u_1 = \frac{3,14 \cdot 0,08 \cdot 2950}{60} = 12,3 \text{ м/с}.$$

14. Определяем угол наклона лопасти на входе в рабочее колесо (формула 4.15):

$$\text{tg} \beta_1 = \frac{2,8 \cdot 1,25}{12,3} = 0,25,$$

Тогда  $\beta_1 = 14^\circ$ .

15. Определяем угол входной кромки лопасти (формула 4.16):

$$\beta_{1л} = 14 + 5 = 19^\circ,$$

16. Определяем ширину лопасти на входе (формула 4.17):

$$b_1 = \frac{0,01}{3,14 \cdot 0,08 \cdot 3,1 \cdot 0,9} = 0,01 \text{ м}.$$

17. Определяем окружную скорость на выходе из рабочего колеса (формула 4.18):

$$u_2 = \sqrt{\frac{9,8 \cdot 25,3}{0,5}} = 22,5 \text{ м/с}.$$

$$H_{1Г} = \frac{110}{5 \cdot 0,87} = 25,3 \text{ м}.$$

18. Определяем диаметр рабочего колеса на выходе (формула 4.20):

$$D_2 = \frac{60 \cdot 22,5}{3,14 \cdot 2950} = 0,15 \text{ м}.$$

19. Определяем отношение диаметров выхода и входа (формула 4.21):

$$m = \frac{0,15}{0,08} = 1,9.$$

20. Определяем ширину лопасти на выходе (формула 4.22):

$$b_2 = \frac{0,01 \cdot 0,08}{0,15} = 0,01\text{м.}$$

21 .Определяем количество лопаток рабочего колеса (формула 4.23):

$$z = 6,5 \frac{1,9+1}{1,9-1} \sin\left(\frac{14+32}{2}\right) = 7,5.$$

### Контрольные вопросы:

1. Конструкция рабочего колеса?
2. Какой материал применяют для изготовления рабочих колес?
3. Число лопаток в рабочем колесе?
4. Для чего предназначено рабочее колесо?
5. Какие типы центробежных насосов по форме рабочего колеса существуют?
6. В чем заключается преимущество рабочих колес с двухсторонним входом жидкости?
7. Как передается вращение от вала к рабочему колесу?
8. Как отличить передний диск рабочего колеса от заднего диска?
9. Расшифруйте марку насоса ЦНС 105 – 98?

## ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 5

### РАСЧЕТ КОМПРЕССОРА

Исходные данные представлены в таблице 5.1 и 5.2.

Таблица 5.1 – Параметры работы компрессора

Параметры	Варианты									
	1 – 3	4 – 6	7 – 9	10–12	13–15	16–18	19 – 21	22 – 24	25 – 27	28 – 30
Частота вращения вала $n$ , $\text{мин}^{-1}$	300	480	500	500	735	735	600	300	365	450
Диаметр цилиндра $D$ , мм	185	500	470	340	320	280	300	500	50	510
Длина хода поршня $S$ , мм	400	220	220	220	125	180	160	420	500	250
Давление газа на нагнетании $P_2$ , МПа	6,5	7,0	0,8	12,0	7,0	7,8	8,0	0,6	1,1	1,0
Допускаемое напряжение для чугуна $\sigma_p$ , МПа	440	440	160	790	440	440	440	160	160	160
Число ступеней сжатия $z$	4		2	4				2		
Число рабочих камер $i$	2		1	2				1		

Таблица 5.2 – Процессы сжатия компрессора

Варианты	1 – 10	11 – 20	21 – 30
Процессы сжатия	политропный	адиабатный	изотермический

### Порядок расчетов

1. Определить объем вредного пространства:

$$V_{вп} = \frac{\pi D^2 \delta}{4} m^3, \quad (5.1)$$

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 m, \quad (5.2)$$

где  $\delta_1$  – расстояние между стенкой цилиндра и крайним положением поршня, м,  
 $\delta_2$  – то же, со стороны клапанной коробки, м,  
 $D$  – диаметр цилиндра, м.

$$\delta_1 = \left( \frac{S}{1000} + 0,5 \right) 10^{-3} m, \quad (5.3)$$

$$\delta_2 = \left( \frac{S}{500} + 0,5 \right) 10^{-3} m, \quad (5.4)$$

где  $S$  – длина хода поршня, мм.

2. Определить удельный объем газа:

$$V_1 = \frac{RT_1}{p_1 \cdot 10^6} \frac{m^3}{кг}, \quad (5.5)$$

где  $R=287$  Дж/кг<sup>0</sup>К – газовая постоянная,  
 $P_1 = 0,1$  МПа – давление газа на всасывании,  
 $T_1 = 293$  К – температура газа на всасывании.

3. Определить степень сжатия компрессора:

$$\varepsilon = \sqrt[m]{\frac{p_2}{p_1}}. \quad (5.6)$$

4. Определить работу на сжатие единицы газа. Работа на сжатие зависит от процесса сжатия (см. таблицу 5.2) и определяется по формулам:

**политропный процесс:**

$$L_{пол} = \frac{z m p_1 V_1 \left( \varepsilon^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right)}{m-1} 10^6 \frac{Дж}{кг}, \quad (5.7)$$



**адиабатный процесс:**

$$L_{ад} = \frac{zkp_1V_1 \left( \varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{k-1} 10^6 \frac{Дж}{кг}, \quad (5.8)$$

**изотропный процесс:**

$$L_{из} = 2,3zkp_1V_1 10^6 \lg \frac{p_2}{p_1} \frac{Дж}{кг}, \quad (5.9)$$

где  $m = 1,2$  – показатель политропы;  
 $k = 1,4$  – показатель адиабаты;  
 $P_1$  – давление газа на всасывании, МПа.

5. Определить действительную объемную подачу компрессора:

$$Q = i \frac{\pi D^2}{4} S n \lambda_0 \frac{м^3}{мин}, \quad (5.10)$$

где  $\lambda_0 = 0,75$  – коэффициент подачи компрессора

6. Определить весовую подачу компрессора:

$$Q_g = \frac{Q}{V_1} \frac{кг}{мин}, \quad (5.11)$$

7. Определить эффективную мощность компрессора:

$$N_{эф} = \frac{Q_g L}{60 \eta_m} 10^{-3} кВт, \quad (5.12)$$

где  $\eta_m = 0,8$  – механический КПД компрессора

8. Определить среднюю скорость поршня:

$$C_n = \frac{S n}{30} \frac{м}{с}, \quad (5.13)$$

где  $n$  – частота вращения вала, мин<sup>-1</sup>

9. Определить площадь проходного сечения всасывающего патрубка:

$$f_g = \frac{\pi D^2 C_n}{4 W_{ср.в}} м^2, \quad (5.14)$$

где  $W_{\text{ср.в}} = 12 - 18 \text{ м/с}$  – средняя скорость газа во всасывающем патрубке

10. Определить диаметр всасывающего патрубка по формуле:

$$d_{\text{в}} = \sqrt{\frac{4f_{\text{в}}}{\pi}} \text{ м}, \quad (5.15)$$

11. Определить площадь проходного сечения нагнетательного патрубка:

$$f_{\text{н}} = \frac{\pi D^2 C_{\text{н}}}{4W_{\text{ср.н}}} \text{ м}^2, \quad (5.16)$$

$$W_{\text{ср.н}} = 1,4 \cdot W_{\text{ср.в}} \text{ м/с} \quad (5.17)$$

12. Определить диаметр нагнетательного патрубка:

$$d_{\text{н}} = \sqrt{\frac{4f_{\text{н}}}{\pi}} \text{ м}, \quad (5.18)$$

13. Определить толщину стенки рабочей втулки цилиндра:

$$\tau = \frac{p_2 \varepsilon D}{2\sigma_p} + a \quad (5.19)$$

где  $\sigma_p$  – допускаемое напряжение на растяжение для чугуна, МПа,  
 $a = 0,001 \text{ м}$  – допуск на размер, учитывающий коррозию

### Контрольные вопросы:

1. Что называется компрессором?
2. Что называется степенью сжатия компрессора?
3. Какой процесс называется политропным, изотермическим?
4. Почему для компрессоров определяющим параметром является весовая подача?
5. Что называется вредным пространством?
6. От каких параметров зависит объемная подача компрессора?
7. Чем эффективная мощность отличается от мощности приводного двигателя?

### Пример расчета:

**Исходные данные:** частота вращения вала  $n = 300 \text{ мин}^{-1}$ ; диаметр цилиндра  $D = 300 \text{ мм}$ ; длина хода поршня  $S = 400 \text{ мм}$ ; давление газа на нагнетании  $p_2 = 0,8 \text{ МПа}$ ; число ступеней сжатия  $z = 2$ ; число рабочих камер  $i = 1$ ; процесс сжатия – адиабатный, допускаемое напряжение для чугуна  $\sigma_p = 160 \text{ МПа}$ .

1. Определяем объем вредного пространства (формулы 5.1-5.4):

$$V_{ep} = \frac{3,14 \cdot 0,3^2 \cdot 2,2 \cdot 10^{-3}}{4} = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3,$$

$$\delta = (0,9 + 1,3)10^{-3} = 2,2 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

$$\delta_1 = \left( \frac{400}{1000} + 0,5 \right) 10^{-3} = 0,9 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

$$\delta_2 = \left( \frac{400}{500} + 0,5 \right) 10^{-3} = 1,3 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

2. Определяем удельный объем газа (формула 5.5):

$$V_1 = \frac{287 \cdot 293}{0,1 \cdot 10^6} = 0,8 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}},$$

3. Определяем степень сжатия компрессора (формула 5.6):

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{0,8}{0,1}} = 2,8.$$

4. Определяем работу на сжатие единицы газа для адиабатного процесса (формула 5.8):

$$L_{ад} = \frac{2 \cdot 1,4 \cdot 0,1 \cdot 10^6 \cdot 0,8 \left( 2,8^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right)}{1,4-1} 10^6 = 0,7 \cdot 10^6 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}},$$

5. Определяем действительную объемную подачу компрессора (формула 4.10):

$$Q = i \frac{3,14 \cdot 0,3^2}{4} 0,4 \cdot 300 \cdot 0,75 = 6,4 \frac{\text{м}^3}{\text{мин}},$$

6. Определяем весовую подачу компрессора (формула 5.11):

$$Q_g = \frac{6,4}{0,8} = 8,0 \frac{\text{кг}}{\text{мин}},$$

7. Определяем эффективную мощность компрессора (формула 5.12):

$$N_{эф} = \frac{8,0 \cdot 0,7 \cdot 10^6}{60 \cdot 0,8} 10^{-3} = 116,7 \text{ кВт},$$

8. Определяем среднюю скорость поршня (формула 5.13):

$$C_n = \frac{0,4 \cdot 300}{30} = 4,0 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

9. Определяем площадь проходного сечения всасывающего патрубка (формула 5.14):

$$f_s = \frac{3,14 \cdot 0,3^2 \cdot 4,0}{4 \cdot 12} = 0,02 \text{ м}^2,$$

10. Определяем диаметр всасывающего патрубка (формула 5.15):

$$d_s = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,02}{3,14}} = 0,16 \text{ м},$$

11. Определить площадь проходного сечения нагнетательного патрубка (формула 5.16):

$$f_n = \frac{3,14 \cdot 0,3^2 \cdot 4,0}{4 \cdot 1,4 \cdot 12} = 0,016 \text{ м}^2,$$

12. Определяем диаметр нагнетательного патрубка (формула 5.18):

$$d_n = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,016}{3,14}} = 0,14 \text{ м},$$

13. Определяем толщину стенки рабочей втулки цилиндра (формула 5.19):

$$\tau = \frac{0,8 \cdot 10^6 \cdot 2,8 \cdot 0,3}{2 \cdot 160 \cdot 10^6} + 0,001 = 0,0031 \text{ м}.$$

## ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ №6

### РЕГУЛИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

#### План отчета:

1. Начертить схему компрессорной установки (рисунок 6.1). Описать назначение основных узлов.
2. Составить схему классификации способов регулирования подачи компрессора.
3. Изучить способы регулирования подачи компрессора. Заполнить таблицу 6.1.

Таблица 6.1 - Анализ способов регулирования параметров компрессора

Способ регулирования	Назначение, область применения	Достоинства	Недостатки

На рисунке 6.1 дана схема компрессорной установки. Основным оборудованием установки являются: компрессор с двигателем, маслоотделитель, охладители и ресивер (воздушный баллон). Вспомогательное оборудование включает фильтр на всасывающей трубе компрессора, предохранительные клапаны и контрольно-измерительную аппаратуру.

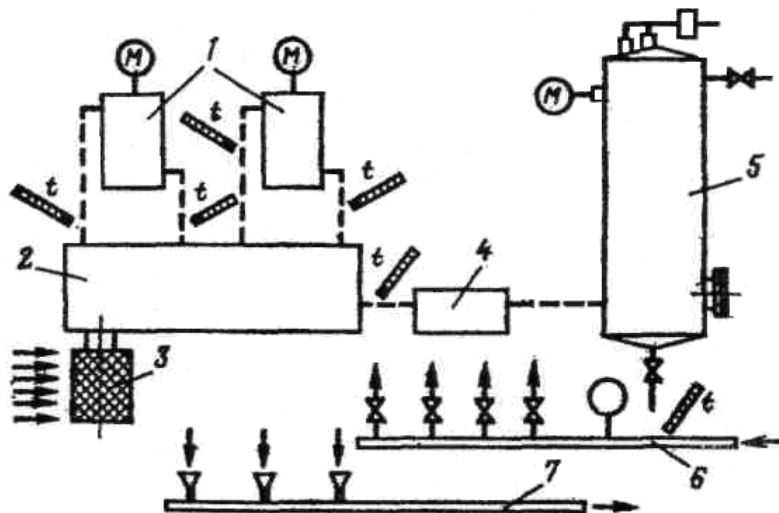


Рисунок 6.1 - Схема блока компрессорной установки 1 - охладитель, 2 - компрессор, 3 - фильтр, 4 - маслоуловитель, 5 - ресивер, 6, 7 - коллекторы холодной и горячей воды

Каждый компрессор снабжается ресивером (воздушным или газовым баллоном), основное назначение которого состоит в выравнивании колебаний давления в воздухопроводах. Кроме того, ресивер служит для отделения влаги и паров масла из газа; с этой целью в нем устанавливают сепараторные устройства.

Ресиверы устанавливают снаружи помещения, потому что они взрывоопасны.

Охладители газа устанавливают между ступенями компрессоров. Обычно они представляют собой трубчатые вертикальные или горизонтальные теплообменники. В компрессорных установках небольшой подачи они располагаются непосредственно на цилиндрической блоке компрессора. В установках большой подачи охладители располагают вблизи компрессоров как отдельно стоящие аппараты.

С целью очистки газа, подаваемого компрессором, и для поддержания в чистоте проточной полости на всасывающей трубе компрессора ставят газовый фильтр. Ранее применялись главным образом матерчатые фильтры. В настоящее время применяются масляные фильтры. Они представляют собой цилиндрические или прямоугольные замкнутые резервуары, наполненные рыхлым материалом (металлическая стружка, кольца Рашига), смоченным в вязком масле. Поток газа, проходящий через слой такого материала, хорошо очищается от пыли. Промывка и регенерация фильтра просты; он надежен в эксплуатации.

Маслоотделители располагают между ступенями компрессора за охладителями. Их назначение — удалять из газа, подаваемого компрессором, взвешенные капельки масла, использованного в предыдущей ступени. Действие маслоотделителей основано на выбрасывании частичек масла из потока под действием сил инерции, возникающих при изменениях направления движения газа. Маслоотделители бывают с рыхлой засыпкой подобно воздушным фильтрам или в виде цилиндрических центробежных аппаратов -циклонов.

Предохранительные клапаны устанавливаются между ступенями компрессора на промежуточных охладителях и ресивере. Их назначение состоит в предохранении установки от чрезмерного повышения давления. Предохранительные клапаны бывают грузовыми и пружинными.

Коммуникация компрессорной установки состоит из системы газопроводов и трубопроводов охлаждающей воды.

Большое значение для правильной эксплуатации компрессорной установки имеет контрольно-измерительная аппаратура, по показаниям которой судят о правильности работы установки.

Манометры устанавливают на промежуточных охладителях и ресивере для наблюдения за давлением газа, подаваемого компрессором, для контроля за давлением масла в системе смазки ставится манометр на напорном пате рубке масляного насоса.

Давление охлаждающей воды контролируется по манометру на коллекторе, от которого устраивают водопроводы к отдельным компрессорам.

Наличие охлаждающей воды в системе охлаждения обязательно контролируется по сливу воды в воронки на сбросном коллекторе.

Обязательному контролю подлежат температуры воздуха перед каждым охладителем и за ним, а также конечная температура газа на выходе из компрессора; контролируются температуры охлаждающей воды в коллекторе и на выходе из рубашек цилиндров и всех охладителей.

В мелких установках контроль за температурой осуществляется ртутными термометрами, поставленными в гильзы с маслом.

В крупных компрессорных установках показания всех КИП передаются дистанционно на центральный пульт. Сюда же поступают показания электрических приборов, контролирующих мощность, потребляемую электродвигателями компрессоров, а также показания расходомеров.

### **Регулирование подачи компрессора**

Подача компрессора определяется многими факторами, в частности: подачей, необходимой потребителю; характеристиками используемых трубопроводов, машин и оборудования; рабочими параметрами, определяющими условия эксплуатации компрессора; специальными требованиями эксплуатации компрессора.

Вследствие того, что параметрические ряды подач выпускаемых компрессоров не могут полностью учесть все конкретные условия эксплуатации, возникает необходимость в ее регулировании. В отношении поршне-

вых компрессоров применяются следующие способы регулирования: изменение частоты вращения вала компрессора, т. е. скорости поршня; присоединение дополнительных полостей; перепуск газа из нагнетательной линии во всасывающую (или в атмосферу); дросселирование на входе в компрессор; воздействие на клапаны компрессора; изменение длины хода поршня; временная остановка компрессора; комбинированное регулирование.

Преимуществом первого способа регулирования является то, что он не вызывает изменения отношения давлений между ступенями и регулирование может осуществляться в широких пределах. Способ применяется в основном для компрессоров, приводящие двигатели которых допускают изменение частоты вращения вала в необходимых пределах (например, дизель допускает изменение скорости вращения до 50 %). В случае приводящего электродвигателя с постоянной частотой вращения вала возможно использование редуктора или гидромуфты (для плавного изменения частоты вращения вала), которое, однако, усложняет конструкцию установки и снижает экономичность регулирования.

Дополнительные полости присоединяют для увеличения объема вредного пространства. При ступенчатом сжатии газа дополнительная полость, увеличивающая объем вредного пространства, подсоединяется к первой ступени, так как именно ее характеристика влияет на подачу компресса. При этом способе регулирования изменяется степень повышения давления первой ступенью компрессора, для промежуточных ступеней она остается неизменной, а в последней ступени - увеличивается. Поэтому в некоторых случаях для снижения температуры газа дополнительная полость подсоединяется и к последней ступени компрессора.

Перепуск газа из нагнетательной линии во всасывающую (если подается воздух, то в атмосферу) используется для уменьшения или полного прекращения подачи компрессора (при испытании компрессорной установки, когда вход и выход компрессора соединены и он представляет собой замкнутую систему, которая работает сама на себя). Для регулирования подачи газ перепускают после первой ступени компрессора, что существенно сокращает потери мощности. Для уменьшения объема

газа, проходящего через перепускной вентиль, устройство для перепуска располагается после охладителя первой ступени компрессора.

Дросселированием на входе в компрессор плавно регулируют подачу компрессора за счет изменения плотности газа, однако этот способ, как и предыдущий, не экономичен. Область применения дросселирования на входе в компрессор ограничивается значительным увеличением удельной работы сжатия газа, степени повышения давления и конечной температуры газа.

Для воздействия на клапаны компрессора применяются устройства, которые удерживают нагнетательный (или всасывающий) клапан в открытом состоянии на этапе всасывания (или нагнетания). Этим достигается

обратный переток газа из нагнетательной линии в цилиндр компрессора или из цилиндра во всасывающую линию. От времени удержания клапана в открытом состоянии зависит эффективность поступления газа из всасывающей линии и подача компрессора.

Уменьшение длины хода поршня увеличивает вредное пространство, уменьшает объем газа, поступающего из всасывающей линии, и подачу компрессора (и наоборот).

Временную остановку одного или нескольких компрессоров как способ регулирования подачи рационально применять на станциях с большим числом компрессоров. Этот способ регулирования отличается экономичностью и простотой, когда требуется обеспечить на длительное время новое значение подачи.

Применяется также комбинированное регулирование подачи компрессора, сочетающее различные способы регулирования (например, присоединение дополнительных полостей и воздействие на клапаны компрессора).

#### **Контрольные вопросы:**

1. Перечислите оборудование, входящее в компрессорную установку.
2. Для чего используют охладители и где их устанавливают?
3. Как контролируют давление охлаждающей воды?
4. Перечислите параметры работы компрессорной установки, которые подлежат обязательному контролю.
5. Назовите факторы, влияющие на подачу компрессора.
6. Назовите способы регулирования подачи компрессора.
7. Начертите схему оппозитного компрессора и перечислите его достоинства и недостатки.
8. Почему используют многоступенчатое сжатие в компрессорах ?
9. Что называется степенью сжатия компрессора?

## **ПЕРЕЧЕНЬ РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Захаров Б.С. Специальные типы штанговых насосов. -М.: Внио-энг, 2008.
2. Ишмурзин А. Нефтегазопромысловое оборудование. Уфа.: УГНТУ, 2008.
3. Коршак А.А., Шаммазов А.М. Основы нефтегазового дела. Уфа.: ДизайнПолиграфСервис, 2008.
4. Нефть и газ: Электронная библиотека [Электронный ресурс], 2007. - 1 DVD.
5. Никищенко Л.С. Нефтегазопромысловое оборудование. Волгоград.: Ин-Фолио, 2008.



6. Ривкин П.Р. Техника и технология добычи и подготовки нефти на нефтепромыслах. Уфа.: Китап, 2007.

## **СОДЕРЖАНИЕ**

<b>ВВЕДЕНИЕ</b> .....	3
<b>ТЕМАТИКА ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ</b> .....	4
<b>ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 1</b> .....	4
<b>ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 2</b> .....	8
<b>ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 3</b> .....	12
<b>ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 4</b> .....	16
<b>ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 5</b> .....	23
<b>ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 6</b> .....	28
<b>ПЕРЕЧЕНЬ РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ</b> .....	32

**КОМПЛЕКС ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ**  
по дисциплине «Технологическое оборудование»

**Методические указания к практическим занятиям  
для студентов образовательных учреждений  
среднего профессионального образования  
всех форм обучения (очная, заочная)  
по специальности 151031.51 Монтаж и техническая эксплуатация  
промышленного оборудования (по отраслям)**

**Часть 1**

Методические указания к выполнению практических занятий разработал:  
преподаватель Таранина Лилия Габдрахимовна

Подписано к печати *26.12.2013 г.*  
Формат 60x84/16  
Тираж

Объем *2,1* п.л.  
Заказ  
*30 экз.*

---

**МИНОБРНАУКИ РОССИИ**  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Югорский государственный университет»  
**НИЖНЕВАРТОВСКИЙ НЕФТЯНОЙ ТЕХНИКУМ (филиал)**  
федерального государственного бюджетного образовательного учреждения  
высшего профессионального образования  
«Югорский государственный университет»  
Редакционно-издательский отдел  
628615 Тюменская обл., Ханты-Мансийский автономный округ,  
г. Нижневартовск, ул. Мира, 37.