

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Оренбургский государственный университет»

Кафедра машин и аппаратов химических и пищевых производств

# **РАСЧЕТ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА**

Методические указания

Составители:

С.В. Антимонов,

С.П. Василевская

Рекомендовано к изданию редакционно-издательским советом федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Оренбургский государственный университет» для обучающихся по образовательным программам высшего образования по направлениям подготовки 15.03.02 Технологические машины и оборудование, 18.03.02 Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии. 18.03.01 Химическая технология

Оренбург

2021

УДК 621.512(о76.5)

ББК 31.76я7

Р 24

Рецензент – доктор технических наук, профессор Л.В. Межуева

Р 24 **Расчет поршневого компрессора** : методические указания / составители С.В. Антимонов, С.П. Василевская; Оренбургский гос. ун-т. Оренбург: ОГУ, 2021. – 28 с.

Методические указания содержат сведения о конструкции и эксплуатации холодильных установок, а также методы их расчета.

Методические указания предназначены для выполнения практической работы по дисциплинам «Системы управления химико-технологическими процессами», «Теоретические основы энерго- и ресурсосбережения в химической технологии» и «Системы автоматизированного проектирования предприятий химических производств» для обучающихся по направлениям подготовки: 18.03.02 Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии, 18.03.01 Химическая технология.

УДК 621.512(о76.5)

ББК 31.76я7

© Антимонов С.В.,  
Василевская С.П.,  
составление, 2021

© ОГУ, 2021

## Содержание

Введение.....	4
1 Определение и область применения поршневых компрессоров газотурбинных установок.....	5
1.1 Методика расчета поршневого компрессора .....	6
1.2 Исходные данные для расчета поршневого насоса .....	8
1.3 Последовательность расчета поршневого компрессора .....	9
1.4 Определение основных размеров цилиндров компрессора.....	12
1.5 Построение процесса сжатия газа в первой ступени в P, V – диаграмме .....	13
1.6 Расчет мощности компрессора .....	15
1.7 Определение поверхности охлаждения промежуточного охладителя воздуха .....	17
2 Пример расчета поршневого компрессора.....	18
Список использованных источников .....	28

## Введение

Методические указания написаны в дополнение к основной литературе и курсам лекций «Системы управления химико-технологическими процессами», «Теоретические основы энерго- и ресурсосбережения в химической технологии» и «Системы автоматизированного проектирования предприятий химических производств».

Эти изучаемые дисциплины являются переходными курсами от общеинженерных дисциплин к специальным и, позволяют:

- закрепить и применить на практике, знания, полученные при изучении общеинженерных дисциплинах, способствующих изучению различных факторов, позволяющих управлять технологическими процессами;

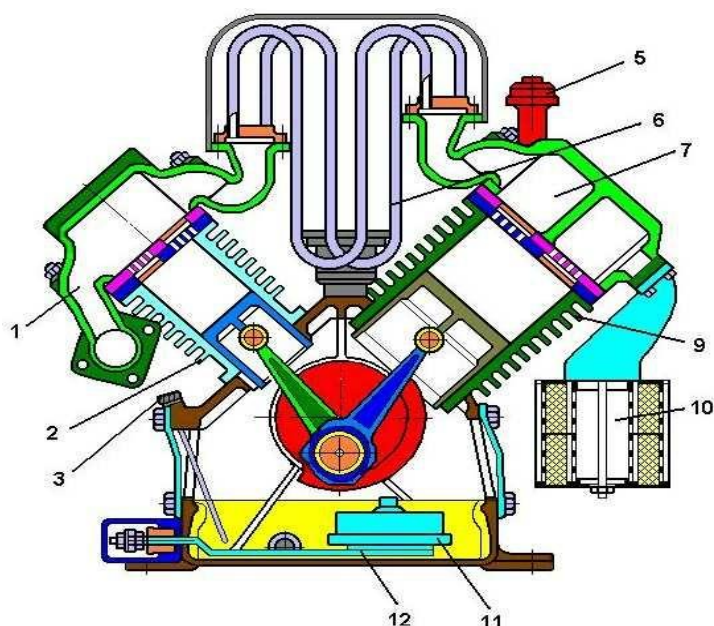
- детально и более подробно разобраться в технологических процессах химических и пищевых производств, что позволит в дальнейшем лучше изучить и разобраться в технологическом оборудовании данных производств.

Методические указания предназначены для проведения практических занятий и выполнения контрольных работ.

В процессе выполнения работ, студенты изучают нормативную и справочную литературу, приобретают навыки анализа изучаемых материалов, технологических и конструктивных расчетов.

## **1 Определение и область применения поршневых компрессоров газотурбинных установок**

Поршневой газомоторный компрессор - ГПА, состоит из двухтактного или четырёхтактного газомоторного двигателя (или электродвигателя) и непосредственно соединённого с ним горизонтального поршневого компрессора. Поршневой компрессор (рисунок 1.1) – это устройство объёмного действия, в котором изменение объёмов рабочих камер осуществляется поршнями, совершающими прямолинейное возвратно-поступательное движение. Подразделяются на агрегаты низкого, среднего и высокого давлений. Компрессоры низкого давления (0,3-2 МПа) используются главным образом на головных компрессорных станциях при транспортировке газа с истощённых месторождений и нефтяного газа с промыслов. Применяют их также на компрессорных станциях для подачи низконапорных искусственных горючих газов. Компрессоры среднего давления (2-5 МПа) работают в основном на промежуточных компрессорных станциях для увеличения пропускной способности газопроводов. Агрегаты высокого давления (9,8-12 МПа) устанавливают на компрессорных станциях для закачки газа в подземные хранилища. Газомотокомпрессоры высокоэффективны в условиях переменных мощностей и степеней сжатия свыше 1,3. Основные достоинства этих ГПА: надёжность в эксплуатации; длительный срок службы; способность работать в широком диапазоне давлений; возможность регулирования производительности за счёт изменения оборотов агрегатов и объёма т.н. вредного пространства в компрессорных цилиндрах, а также возможность создания больших давлений в них. КПД современных газомотокомпрессоров до 40 %.



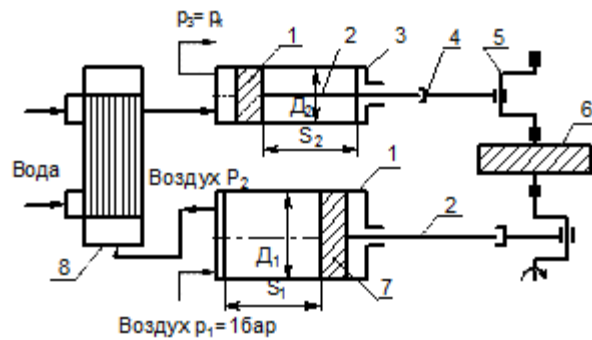
1 - клапанная коробка цилиндра высокого давления (ЦВД), 2 - ЦВД, 3 - маслоуказатель (щуп), 4 - корпус, 5 - предохранительный клапан, 6 - холодильник, 7 - клапанная коробка цилиндра низкого давления (ЦНД), 8 - сапун, 9 - ЦНД, 10 - всасывающий воздушный фильтр, 11 - масляный фильтр, 12 - электроподогреватель масла, 13 - масляный насос, 14 - коленчатый вал, 15 - вентилятор, 16 - стойка вентилятора, 17 - клиновой ремень, 18 - крышка, 19 - палец муфты, 20 - ведомая полумуфта, 21 - ведущая полумуфта, 22 – сливная пробка

Рисунок 1.1 - Двухступенчатый компрессор

### 1.1 Методика расчета поршневого компрессора

В двухступенчатом компрессоре простого действия, схема которого приведена на рисунке 1.2, воздух сжимается от давления  $p_1 = 1$  бар при  $T_1 = 27$  °С до конечного давления  $p_3$ .

Стенки цилиндров первой и второй ступеней охлаждаются водой с одной интенсивностью, поэтому процессы сжатия в обеих ступенях происходят по политропе с одинаковыми показателями  $n$  (таблице 1.1). После первой ступени в промежуточном охладителе воздух охлаждается при постоянном давлении  $p_2$  до начальной температуры  $T_1$ .



1 – поршень; 2 - шток; 3-цилиндр второй ступени; 4- шатун; 5- коленчатый вал; 6 - маховик; 7 - цилиндр первой ступени; 8 - промежуточный охладитель воздуха

Рисунок 1.2 - Схема двухступенчатого поршневого компрессора простого действия

Производительность компрессора при параметрах на всасывании ( $p_1, T_1$ ) равна  $V_1$ . Частота вращения коленчатого вала  $n_k$  приведена в табл.2.1. Для рабочего тела (воздуха) показатель политропы следует принимать в пределах  $n = 1,24 \dots 1,26$ .

В работе следует определить:

- 1) давление воздуха после первой ступени  $p_2$ , бар;
- 2) температуру в конце сжатия в каждой ступени  $T_2$  и  $T_3, ^\circ\text{C}$  (по условиям задания  $T_2 = T_3$ );
- 3) объемный расход сжатого воздуха после первой ступени  $V_2$  и после второй ступени  $V_3, \text{м}^3/\text{ч}$ ;
- 4) массовую производительность сжатого воздуха  $G, \text{кг}/\text{ч}$ ;
- 5) изменение внутренней энергии  $\Delta u, \text{кДж}/\text{кг}$ , и энтальпии  $\Delta i, \text{кДж}/\text{кг}$ , в каждой ступени;
- 6) количество удельной теплоты, отводимой охлаждающей водой от воздуха, при сжатии в каждой ступени  $q, \text{кДж}/\text{кг}$ , а также в промежуточном охладителе  $q', \text{кДж}/\text{кг}$ ;
- 7) расход охлаждающей воды в «рубашках» цилиндров  $G_w, \text{кг}/\text{ч}$ , и промежуточный охладитель  $G^*, \text{кг}/\text{ч}$ , полагая, что воду в них нагревается от  $t_w' = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$  на входе до  $t_w'' = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$  на выходе;

- 8) затрачиваемую удельную работу политропного сжатия  $l_{\text{пол}}$ , кДж/кг;
- 9) затрачиваемую удельную работу изотермического сжатия  $l_{\text{из}}$ , кДж/кг;
- 10) изотермическую ( $N_{\text{из}}$ ) и эффективную ( $N_e$ ) мощность компрессора, если его изотермический КПД  $\eta_{\text{из}} = 0,6...0,8$ , а механический КПД  $\eta_{\text{мех}} = 0,95...0,98$ .
- 11) поверхность охлаждения промежуточного охладителя воздуха при противотоке, принимая коэффициент теплопередачи от воздуха к воде  $K=20$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Построить в  $p, V$  – координатах по точкам графики процесса сжатия по политропе и изотерме для первой ступени с графическим изображением затрачиваемой технической работы.

## 1.2 Исходные данные для расчета поршневого насоса

Исходные данные для расчета поршневого компрессора приведены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 - Исходные данные

Номер варианта	Конечное давление $p_3$ , бар	Производительность $V_I$ , м <sup>3</sup> /ч	Показатель политропы $n$	Частота вращения $n_k$ , об/мин
1	5	459	1,24	4550
2	4	500	1,25	4400
3	6	489	1,26	4450
4	3	453	1,26	4300
5	7	460	1,24	4350
6	6	455	1,25	4500
7	5	460	1,26	4600



### 1.3 Последовательность расчета поршневого компрессора

*Определение параметров воздуха и массовой производительности компрессора*

1. Давление за первой ступенью компрессора  $p_2$ , бар, определяется из соотношения:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_2}, \quad (1.1)$$

отсюда

$$p_2 = \sqrt{p_1 \cdot p_3}.$$

Давление перед цилиндром второй ступени принимаем равным  $p_2$ , потерями давления в промежуточном охладителе пренебрегаем.

2. Температура в конце сжатия  $T_2$ , К, вычисляется из закономерностей политропного процесса:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (1.2)$$

Исходя из соотношения  $\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_2}$  и равенства показателей политропы  $n$  для процессов сжатия в обеих ступенях получаем, что температура воздуха на выходе из обеих ступеней одинакова т.е  $T_2 = T_3$

3. Объемный расход сжатого воздуха  $V_2$ , м<sup>3</sup>/ч, после первой ступени при давлении  $p_2$  и температуре  $T_2$  определяется по формуле:

$$V_2 = V_1 \cdot \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}}. \quad (1.3)$$

4. Объемный расход сжатого воздуха  $V_3$ , м<sup>3</sup>/ч, после второй ступени при давлении  $p_3$  и температуре  $T_3$ :

$$V_3 = V_2 \cdot \left(\frac{p_2}{p_3}\right)^{\frac{1}{n}}. \quad (1.4)$$

5. Массовая производительность компрессора  $G$ , кг/ч, рассчитывается с помощью уравнения Клапейрона

$$G = \frac{p_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1}, \quad (1.5)$$

где  $p_1$  – давление на входе, Па;

$V_1$  – производительность при параметрах на всасывании, м<sup>3</sup> /ч;

$R = 287,1$  Дж/(кг·К) – удельная газовая постоянная воздуха [5];

$T_1$  – температура воздуха на входе, К.

6. Изменение внутренней энергии в процессе сжатия в первой ступени,  $\Delta u$ , кДж/кг, определяется по формуле

$$\Delta u = c_v \cdot (T_2 - T_1), \quad (1.6)$$

где  $c_v$  – изохорная теплоемкость, кДж/(кг·К) [6].

Изменение энтальпии в том же процессе  $\Delta i$  (кДж/кг)

$$\Delta i = c_p \cdot (T_2 - T_1), \quad (1.7)$$

где  $c_p = 1,005$  удельная изобарная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К) [5].

Поскольку  $T_2 - T_1 = T_3 - T_2$  то подсчитанные по формулам величины  $\Delta u$  и  $\Delta i$  одинаковы для обеих ступеней.

7. Теплота политропного процесса сжатия в первой ступени  $q_1$ , кДж/кг

$$q_1 = c_n \cdot (T_2 - T_1) = c_v \cdot \frac{n-k}{n-1} \cdot (T_2 - T_1), \quad (1.8)$$

где  $c_n = c_v \cdot \frac{n-k}{n-1}$  кДж/(кг К) – теплоемкость политропного процесса при заданном показателе политропы  $n$ ;

$k$  – показатель адиабаты;

$c_v$  – удельная изохорная теплоемкость, кДж/кг (для воздуха  $c_v = 0,726$  кДж/кг) [5].

По указанной причине (п. 1.5) удельная теплота одинакова как для первой, так и для второй ступеней, т.е.  $q_1 = q_2 = q$ .

Теплота  $q$ , отводимая от каналов охлаждения («рубашек») цилиндров с охлаждающей водой.

Расход охлаждающей воды на цилиндр первой ступени  $G_{w1}$  кг/с, подсчитывается по уравнению теплового баланса:

$$G_{w1} \cdot c_w \cdot (t_w'' - t_w') = q \cdot G, \quad (1.9)$$

где  $t_w'' - t_w'$  – разность температур охлаждающей воды на входе и выходе;

$c_w = 4,19$  кДж/(кг К) – теплоемкость воды [5].

Из уравнения теплового баланса следует

$$G_{w1} = \frac{q \cdot G}{c_w \cdot (t_w'' - t_w')}. \quad (1.10)$$

Расход воды на цилиндр второй ступени будет таким же, т.е.  $G_{w2} = G_{w1}$ .

8. Отводимая от воздуха удельная теплота в промежуточном охладителе  $q'$ , кДж/кг, при  $p_2 = \text{const}$  рассчитывается по уравнению

$$q' = c_p \cdot (T_2 - T_1), \quad (1.11)$$

где  $c_p = 1,005$  – удельная изобарная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К).

9. Расход охлаждающей воды через промежуточный охладитель  $G_w$ , кг/ч подсчитывается по уравнению теплового баланса

$$G_{w1} \cdot c_w \cdot (t_w'' - t_w') = q' \cdot G, \quad (1.12)$$

где  $t_w'' - t_w'$  - разность температур охлаждающей воды на входе и выходе;

$c_w = 4,19$ , кДж/(кг·К) – теплоемкость воды.

Из уравнения теплового баланса следует

$$G_w = \frac{q' \cdot G}{c_w \cdot (t_w'' - t_w')}. \quad (1.13)$$

#### 1.4 Определение основных размеров цилиндров компрессора

1. Рабочий объем цилиндра первой ступени  $V_{p1}$ , м<sup>3</sup>, определяется по формуле

$$V_{p1} = \frac{V_1}{n_k}, \quad (1.14)$$

где  $n_k$  - частота вращения вала компрессора, с<sup>-1</sup>.

2. Принимают отношение хода поршня к диаметру

$$\frac{S}{D} = 0,7, \quad (1.15)$$

откуда рабочий объем цилиндра

$$V_{p1} = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot 0,7 \cdot D = 0,5495 \cdot D^3 \quad (1.16)$$

3. Диаметр цилиндра первой ступени  $D_1$ , м, составит

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{V_{p1}}{0,5495}}, \quad (1.17)$$

4. Рабочий объем цилиндра второй ступени  $V_{p2}$ , м<sup>3</sup>

$$V_{p2} = V_{p1} \cdot \frac{p_1}{p_2}, \quad (1.18)$$

5. Диаметр цилиндра второй ступени  $D_2$ , м

$$D_2 = \sqrt[3]{\frac{V_{p2}}{0.5495}}. \quad (1.19)$$

### 1.5 Построение процесса сжатия газа в первой ступени в P,V – диаграмме

1. Построение процесса политропного процесса сжатия осуществляется следующим образом. Определяются удельные объемы в начальном  $v_1$ , м<sup>3</sup> /кг, (при  $p_1$ ,  $T_1$ ) и конечном  $v_2$ , м<sup>3</sup> /кг, (при  $p_2$ ,  $T_2$ ) состояниях по выражениям

$$v_1 = \frac{V_1}{G}, \quad (1.20)$$

$$v_2 = \frac{V_2}{G}. \quad (1.21)$$

По параметрам  $p_1$  и  $v_1$  в выбранных масштабах наносится на график точка 1, по  $p_2$  и  $v_2$  - точка 2. Для построения промежуточных точек а, б и с находят параметры воздуха ( $p$  – давление воздуха в точках а, б, с, бар и  $v$  – удельный объём воздуха в точках а, б, с, м<sup>3</sup> /кг ) по соотношениям (2.23-2.28).

$$p_a = \sqrt{p_1 \cdot p_2}, \quad (1.23)$$

$$p_b = \sqrt{p_2 \cdot p_a}, \quad (1.24)$$

$$p_c = \sqrt{p_a \cdot p_b}, \quad (1.25)$$

$$v_a = \sqrt{v_1 \cdot v_2}, \quad (1.26)$$

$$v_b = \sqrt{v_2 \cdot v_a}, \quad (1.27)$$

$$v_c = \sqrt{v_a \cdot v_b}. \quad (1.28)$$

Имея пять точек (две заданные и три найденные), можно провести искомую политропу. Процесс политропного сжатия (линия 1-a-b-c-2) в ступени компрессора в  $p, v$  - диаграмме показан на рисунке 3.

2. Построение кривой сжатия в изотермическом процессе 1-2 (рисунок 1.3) производится из той же начальной точки 1. Удельные объемы для конечного состояния (точка 2)  $v_2$  ( $\text{м}^3 / \text{кг}$ ) и промежуточных точек  $a'$ ,  $b'$  и  $c'$ ,  $v_a$ ,  $v_b$ ,  $v_c$  изотермы можно рассчитать исходя из уравнения соотношения параметров в изотермическом процессе:

$$v_2 = \frac{p_1 \cdot v_1}{p_2}, \quad (1.29)$$

$$v_a = \frac{p_1 \cdot v_1}{p_a}, \quad (1.30)$$

$$v_b = \frac{p_1 \cdot v_1}{p_b}, \quad (1.31)$$

$$v_c = \frac{p_1 \cdot v_1}{p_c}. \quad (1.32)$$

Общий вид процесса сжатия в первой ступени компрессора в  $p, v$  – диаграмме представлен на рисунке 1.3.

Построенный процесс  $p, v$  – диаграмме наглядно показывает, что затрачиваемая работа при изотермическом сжатии, выделенная на диаграмме штриховкой, будет меньше, чем политропном.

## 1.6 Расчет мощности компрессора

Удельная работа политропного сжатия  $l_{1-2}$  (кДж/кг) в первой ступени компрессора рассчитывается по формуле

$$l_{1-2} = R \cdot \frac{n}{n-1} \cdot (T_2 - T_1). \quad (1.33)$$

В соответствии с первым законом термодинамики из полученного количества затрачиваемой работы из цилиндра с охлаждающей водой отводится удельная теплота  $q_{1-2}$  и с воздухом после первой ступени энтальпия  $\Delta i_{1-2}$ .

$$|q_{1-2}| + |\Delta i_{1-2}| = |l_{1-2}|. \quad (1.34)$$

Баланс энергии процесса сжатия во второй ступени аналогичен.

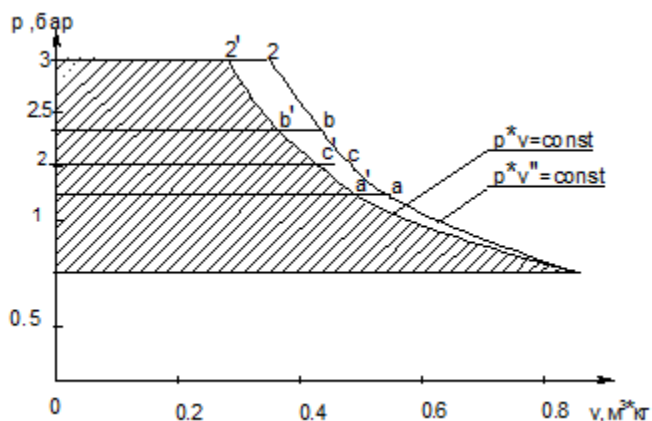


Рисунок 1.3 - Изображение процесса сжатия в первой ступени компрессора в  $p, v$  – диаграмме

1. Удельная работа изотермического сжатия  $l_{из1}$ , кДж/кг, для первой ступени компрессора, т.е. от давления  $p_1$  до конечного  $p_2$

$$l_{из1} = R \cdot T_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (1.35)$$

Поскольку  $\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_2}$ , то удельная работа изотермического сжатия для второй ступени будет такой же.

2. Удельная работа изотермического сжатия  $l_{из}$ , кДж/кг, для всего компрессора, т.е. от давления  $p_1$  до конечного  $p_3$

$$l_{из} = R \cdot T_1 \cdot \ln \frac{p_3}{p_1}. \quad (1.36)$$

Работа  $l_{из}$  принята в качестве теоретической для охлаждаемого компрессора, поэтому теоретическая мощность  $N_{из}$ , кВт

$$N_{из} = \frac{l_{из}}{3600} \cdot G. \quad (1.37)$$

Эффективная мощность компрессора  $N_e$ , кВт

$$N_e = \frac{N_{из}}{\eta_{из} \cdot \eta_m}. \quad (1.38)$$

где  $\eta_{из} = 0,6...0,8$  - изотермический КПД,  $\eta_m = 0,9...0,98$  – механический КПД компрессора.

Мощность приводного электродвигателя  $N_э$  принимается с учетом коэффициента запаса

$$N_э = K_з \cdot N_e, \quad (1.39)$$

где  $K_з=1,1..1,3$  – коэффициент запаса мощности [5].

3. Удельная работа изотермического сжатия  $l_{из}$  (кДж/кг) для первой ступени компрессора, т.е. от давления  $p_1$  до конечного  $p_2$

$$l_{из1} = R \cdot T_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (1.40)$$

Поскольку  $\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_2}$ , то удельная работа изотермического сжатия для второй ступени будет такой же.



## 1.7 Определение поверхности охлаждения промежуточного охладителя воздуха

Поверхность охлаждения  $F$  ( $\text{м}^2$ ) определяется из уравнения теплопередачи

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{cp}}}, \quad (1.41)$$

где  $Q$  – тепловой поток, передаваемый в охладителе от воздуха к охлаждающей воде, Вт;

$K$  – коэффициент теплопередачи, принимаемый в данном случае равным  $20 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$ ;

$\Delta t_{\text{cp}}$  – средний температурный напор между теплоносителями в охладителе воздуха, К.

Величина  $\Delta t_{\text{cp}}$  подсчитывается по формуле

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (1.42)$$

где  $\Delta t_{\text{б}} = t'_{\text{в}} - t'_{\text{в}}$  и  $\Delta t_{\text{м}} = t''_{\text{в}} - t''_{\text{в}}$  – соответственно большая и меньшая разность температур между воздухом и водой на входе и на выходе из охладителя при противотоке теплоносителей.

В свою очередь, тепловой поток  $Q$ , Вт, вычисляется по формуле

$$Q = \frac{G_1}{3600} \cdot q', \quad (1.43)$$

где  $G_1$  – массовая производительность компрессора, кг/с;

$q'$  – удельная теплота, отводимая от воздуха в промежуточном охладителе, кДж/кг.

## 2 Пример расчета поршневого компрессора

Исходные данные представлены в таблице 2.1.

Давления за первой ступенью компрессора  $p_2$ , бар, определяется из соотношения (2.1):

$$p_2 = \sqrt{p_1 \cdot p_3} \quad (2.1)$$

$$p_2 = \sqrt{1 \cdot 5} = 2,236.$$

Давление перед цилиндром второй ступени принимаем равным  $p_2$ , потерями давления в промежуточном охладителе пренебрегаем.

Таблица 2.1 - Исходные данные

Конечное давление $p_3$ , бар	Производительность $V_1$ , м <sup>3</sup> /ч	Показатель политропы $n$	Частота вращения $n_k$ , об/мин
5	459	1,24	4550

Температура в конце сжатия  $T_2$  вычисляется исходя из закономерностей политропного процесса по формуле (2.2):

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (2.2)$$

$$T_2 = 300 \cdot \left(\frac{2,236}{1}\right)^{\frac{1,24-1}{1}} = 351$$

Исходя из соотношения,  $\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_2}$  и равенства показателей политропы  $n$  для процессов сжатия в обеих ступенях получаем, что температура воздуха на выходе из обеих ступеней одинакова, т.е.  $T_2 = T_3$ .

Объемный расход сжатого воздуха  $V_2$ , м<sup>3</sup>/ч, после первой ступени при давлении  $p_2$  и температуре  $T_2$  определяется по формуле (2.3):

$$V_2 = V_1 \cdot \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (2.3)$$

$$V_2 = 459 \cdot \left(\frac{1}{2,236}\right)^{\frac{1}{1,24}} = 240,975$$

Объемный расход сжатого воздуха  $V_3$ , м<sup>3</sup> /ч, после второй ступени при давлении  $p_3$  и температуре  $T_3$ :

$$V_3 = V_2 \cdot \left(\frac{p_2}{p_3}\right)^{\frac{1}{n}}, \quad (2.4)$$

$$V_3 = 240,975 \cdot \left(\frac{2,236}{5}\right)^{\frac{1}{1,24}} = 126,5.$$

Массовая производительность компрессора  $G$ , кг/ч, рассчитывается с помощью уравнения Клапейрона по формуле (2.5):

$$G = \frac{p_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1}, \quad (2.5)$$

$$G = \frac{10^5 \cdot 459}{287,1 \cdot 300} = 532,9.$$

Изменение внутренней энергии в процессе сжатия в первой ступени,  $\Delta u$ , кДж/кг, определяется по формуле (2.6)

$$\Delta u = c_v \cdot (T_2 - T_1), \quad (2.6)$$

$$\Delta u = 0,726 \cdot (351 - 300) = 37,026 .$$

Изменение энтальпии в том же процессе  $\Delta i$  (кДж/кг) по формуле (2.7)

$$\Delta i = c_p \cdot (T_2 - T_1), \quad (2.7)$$

$$\Delta i = 1,005 \cdot (351 - 300) = 51,255.$$

Поскольку  $T_2 - T_1 = T_3 - T_2$  то подсчитанные по формулам величины  $\Delta i$  и  $\Delta i$  одинаковы для обеих ступеней.

Теплота политропного процесса сжатия в первой ступени  $q_1$ , кДж/кг по формуле (2.8)

$$q_1 = c_n \cdot (T_2 - T_1) = c_v \cdot \frac{n-k}{n-1} \cdot (T_2 - T_1), \quad (2.8)$$

$$q_1 = c_n \cdot (T_2 - T_1) = 0,726 \cdot \frac{1,24-1}{1,24-1} \cdot (351 - 300) = 37,026.$$

По указанной причине (п. 1.5) удельная теплота одинакова как для первой, так и для второй ступеней, т.е.  $q_1 = q_2 = q$ .

Теплота  $q$ , отводимая от каналов охлаждения («рубашек») цилиндров с охлаждающей водой.

Расход охлаждающей воды на цилиндр первой ступени  $G_{w1}$  кг/с, подсчитывается по уравнению теплового баланса формула (2.9):

$$G_{w1} \cdot c_w \cdot (t_w'' - t_w') = q \cdot G, \quad (2.9)$$

$$G_{w1} = \frac{q \cdot G}{c_w \cdot (t_w'' - t_w')}, \quad (2.10)$$

$$G_{w1} = \frac{37,026 \cdot 532,9}{4,19(293 - 283)} = 470,91 \text{ кг/ч.}$$

Расход воды на цилиндр второй ступени будет таким же, т.е.  $G_{w2} = G_{w1}$ .

Отводимая от воздуха удельная теплота в промежуточном охладителе  $q'$ , кДж/кг, при  $p_2 = \text{const}$  рассчитывается по уравнению (2.11)

$$q' = c_p \cdot (T_2 - T_1), \quad (2.11)$$

$$q' = 1,005 \cdot (351 - 300) = 51,255.$$

Расход охлаждающей воды через промежуточный охладитель  $G_w$ , кг/ч подсчитывается по уравнению теплового баланса (2.12)

$$G_w = \frac{q' \cdot G}{c_w \cdot (t_w'' - t_w')}, \quad (2.12)$$

$$G_w = \frac{51,255 \cdot 532,9}{4,19(293 - 283)} = 651,88.$$

Рабочий объем цилиндра первой ступени  $V_{p1}$ , м<sup>3</sup>, определяется по формуле (2.13)

$$V_{p1} = \frac{V_1}{n_k}, \quad (2.13)$$

$$V_{p1} = \frac{0,1275}{75,83} = 1,68 \cdot 10^{-3}.$$

Диаметр цилиндра первой ступени  $D_1$ , м, по формуле (2.14) составит

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{V_{p1}}{0,5495}}, \quad (2.14)$$

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{1,68 \cdot 10^{-3}}{0,5495}} = 0,145.$$

Рабочий объем цилиндра второй ступени  $V_{p2}$ , м<sup>3</sup> по формуле (2.15)

$$V_{p2} = V_{p1} \cdot \frac{p_1}{p_2}, \quad (2.15)$$

$$V_{p2} = 1,68 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1}{2,236} = 0,75 \cdot 10^{-3}.$$

Диаметр цилиндра второй ступени  $D_2$ , м

$$D_2 = \sqrt[3]{\frac{V_{p2}}{0,5495}}, \quad (2.16)$$

$$D_2 = \sqrt[3]{\frac{0,75 \cdot 10^{-3}}{0,5495}} = 0,1109.$$

Построение процесса политропного процесса сжатия осуществляется следующим образом. Определяются удельные объемы в начальном  $v_1$ , м<sup>3</sup> /кг, (при  $p_1, T_1$ ) и конечном  $v_2$ , м<sup>3</sup> /кг, (при  $p_2, T_2$ ) состояниях по выражениям (2.17-2.18).

$$v_1 = \frac{V_1}{G}, \quad (2.17)$$

$$v_1 = \frac{459}{532,9} = 0,86.$$

$$v_2 = \frac{V_2}{G}, \quad (2.18)$$

$$v_2 = \frac{240,975}{532,9} = 0,45.$$

По параметрам  $p_1$  и  $v_1$  в выбранных масштабах наносится на график точка 1, по  $p_2$  и  $v_2$  - точка 2. Для построения промежуточных точек а, б и с находят параметры воздуха ( $p$  – давление воздуха в точках а, б, с, бар и  $v$  – удельный объём воздуха в точках а, б, с, м<sup>3</sup> /кг ) по соотношениям (2.19-2.24):

$$p_a = \sqrt{p_1 \cdot p_2} \quad (2.19)$$

$$p_b = \sqrt{p_2 \cdot p_a} \quad (2.20)$$

$$p_c = \sqrt{p_a \cdot p_b} \quad (2.21)$$

$$v_a = \sqrt{v_1 \cdot v_2} \quad (2.22)$$

$$v_b = \sqrt{v_2 \cdot v_a} \quad (2.23)$$

$$v_c = \sqrt{v_a \cdot v_b} \quad (2.24)$$

$$p_a = \sqrt{1 \cdot 2,236} = 1,495$$

$$p_b = \sqrt{2,236 \cdot 1,495} = 1,83$$

$$p_c = \sqrt{1,495 \cdot 1,83} = 1,65$$

$$v_a = \sqrt{0,86 \cdot 0,45} = 0,62$$

$$v_b = \sqrt{0,45 \cdot 0,62} = 0,53$$

$$v_c = \sqrt{0,62 \cdot 0,53} = 0,57$$

Имея пять точек (две заданные и три найденные), можно провести искомую политропу. Процесс политропного сжатия (линия 1-а-б-с-2) в ступени компрессора в  $p,v$  - диаграмме показан на рисунке 1.3.

Построение кривой сжатия в изотермическом процессе 1-2 (рисунок 1.3) производится из той же начальной точки 1. Удельные объемы для конечного состояния (точка 2)  $v_2$  (м<sup>3</sup> /кг) и промежуточных точек а', b' и с',  $v_a$ ,  $v_b$ ,  $v_c$  изотермы можно рассчитать исходя из уравнения соотношения параметров (2.25-2.28) в изотермическом процессе:

$$v_2 = \frac{p_1 \cdot v_1}{p_2}, \quad (2.25)$$

$$v_a = \frac{p_1 \cdot v_1}{p_a}, \quad (2.26)$$

$$v_b = \frac{p_1 \cdot v_1}{p_b}, \quad (2.27)$$

$$v_c = \frac{p_1 \cdot v_1}{p_c}. \quad (2.28)$$

$$v_2 = \frac{1 \cdot 0,86}{2,236} = 0,38,$$

$$v_a = \frac{1 \cdot 0,86}{1,495} = 0,58,$$

$$v_b = \frac{1 \cdot 0,86}{1,83} = 0,47,$$

$$v_c = \frac{1 \cdot 0,86}{1,65} = 0,52.$$

Общий вид процесса сжатия в первой ступени компрессора в p,v – диаграмме представлен на рисунке 1.3.

Построенный процесс p,v – диаграммы наглядно показывает, что затрачиваемая работа при изотермическом сжатии, выделенная на диаграмме штриховкой, будет меньше, чем политропном.

Удельная работа политропного сжатия  $l_{1-2}$  (кДж/кг) в первой ступени компрессора рассчитывается по формуле (2.29)



$$l_{1-2} = R \cdot \frac{n}{n-1} \cdot (T_2 - T_1), \quad (2.29)$$

$$l_{1-2} = 287,1 \cdot \frac{1,24}{1,24-1} \cdot (351 - 300) = 75,7.$$

В соответствии с первым законом термодинамики из полученного количества затрачиваемой работы из цилиндра с охлаждающей водой отводится удельная теплота  $q_{1-2}$  и с воздухом после первой ступени энтальпия  $\Delta i_{1-2}$ .

$$|q_{1-2}| + |\Delta i_{1-2}| = |l_{1-2}|, \quad (2.30)$$

$$|37,026| + |51,255| = 88,281.$$

Баланс выполняется. Баланс энергии процесса сжатия во второй ступени аналогичен.

Удельная работа изотермического сжатия  $l_{из1}$ , кДж/кг формула (2.31) для первой ступени компрессора, т.е. от давления  $p_1$  до конечного  $p_2$  равна

$$l_{из1} = R \cdot T_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (2.31)$$

$$l_{из1} = 287,1 \cdot 300 \cdot \ln \frac{2,236}{1} = 69,3$$

Поскольку  $\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_2}$ , то удельная работа изотермического сжатия для второй ступени будет такой же.

Удельная работа изотермического сжатия  $l_{из}$ , кДж/кг, для всего компрессора, т.е. от давления  $p_1$  до конечного  $p_3$  формула (2.32)

$$l_{из} = R \cdot T_1 \cdot \ln \frac{p_3}{p_1} \quad (2.32)$$

$$l_{из} = 287,1 \cdot 300 \cdot \ln \frac{5}{1} = 138,62$$

Работа  $l_{из}$  принята в качестве теоретической для охлаждаемого компрессора, поэтому теоретическая мощность  $N_{из}$ , кВт равна

$$N_{из} = \frac{l_{из}}{3600} \cdot G \quad (2.33)$$

$$N_{из} = \frac{138,62}{3600} \cdot 532,9 = 20,52$$

Эффективная мощность компрессора  $N_e$ , кВт (формула 2.34)

$$N_e = \frac{N_{из}}{\eta_{из} \cdot \eta_m} \quad (2.34)$$

$$N_e = \frac{20,52}{0,7 \cdot 0,94} = 31,19$$

Мощность приводного электродвигателя  $N_э$  принимается с учетом коэффициента запаса формула (2.35)

$$N_э = K_э \cdot N_e \quad (2.35)$$

$$N_э = 1,2 \cdot 31,19 = 37,428$$

Удельная работа изотермического сжатия  $l_{из}$  (кДж/кг) для первой ступени компрессора, т.е. от давления  $p_1$  до конечного  $p_2$  равна

$$l_{из1} = R \cdot T_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (2.36)$$

$$l_{из1} = 287,1 \cdot 300 \cdot \ln \frac{2,236}{1} = 69,3$$

Поскольку  $\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_2}$ , то удельная работа изотермического сжатия для второй ступени будет такой же.

Поверхность охлаждения  $F$  ( $\text{м}^2$ ) определяется из уравнения теплопередачи (2.37-2.41).

$$\Delta t_M = t_B'' - t_W'' \quad (2.37)$$

$$\Delta t_M = 300 - 283 = 17$$

$$\Delta t_6 = t_B' - t_W' \quad (2.38)$$

$$t_6 = 351 - 293 = 58$$

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} \quad (2.39)$$

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{58 - 17}{\ln \frac{58}{17}} = 33,4$$

$$Q = \frac{G_1}{3600} \cdot q' \quad (2.40)$$

$$Q = \frac{532,9}{3600} \cdot 51,255 = 7587,1$$

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{cp}}} \quad (2.41)$$

$$F = \frac{Q7587,1}{20 \cdot 33,4} = 11,36$$

**Вывод:** из диаграммы, изображенной на рисунке 1.3, следует, что наименьшую мощность занимает работа, затраченная на изотермическое сжатие, так как при политропном процессе показатель политропы  $n = 1,24$ , а при изотермическом –  $n=1$ . Поэтому этот процесс считается наиболее экономичным. Технически приближение к изотермическому сжатию достигается охлаждением компрессора.

## Список использованных источников

- 1 Поршневые компрессоры: учеб. пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки» / Б. С. Фотин, И. Б. Пирумов, И. К. Прилуцкий, П. И. Пластинин; Под ред. Б. С. Фотина. - Л.: Машиностроение; Ленингр. отд-ние, 1987. - 372 с.
- 2 Бухарин, Н.Н. Моделирование характеристик центробежных компрессоров / Н.Н. Бухарин - Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1983.- 214 с.
- 3 Объёмные компрессоры: Атлас конструкций / Г.А. Поспелов, П.И. Пластинин, А.И. Шварц [и др.]; Под общ. ред. Г.А. Поспелова. – М.: Машиностроение, 1994. – 120 с.
- 4 Поспелов, Г.А. Руководство по курсовому и дипломному проектированию по холодильным и компрессорным машинам / Г.А. Поспелов, Р.Г. Биктанова, Р.М. Галиев – М.: Машиностроение. – 264 с.
- 5 Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. Т. 1 .Теория и расчет. – М.: Колос, 2000. – 456 с.
- 6 Поршневые компрессоры / П.И. Пластинин – Москва: «КолосС», 2004. Т.1 – 456 с.
- 7 Поршневые компрессоры. Основы проектирования. / П.И. Пластинин - Москва: «КолосС», 2008. Т.2 – 711 с.