

№ 4262

**621.5
И 889**

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Методические указания

**НОВОСИБИРСК
2013**

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Методические указания
к выполнению лабораторной работы

УДК 621.512(076.5)
И 889

Составили:

канд. техн. наук, доцент *О.К. Григорьева*
канд. техн. наук, доцент *О.В. Боруш*

Рецензент

д-р техн. наук, профессор *Г.В. Ноздренко*

Работа подготовлена на кафедре тепловых электрических станций
для студентов II курса ФЭН, ИДО дневного и заочного отделений

**ИССЛЕДОВАНИЕ
ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ
ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА**

Методические указания

Редактор *И.Л. Кескевич*
Выпускающий редактор *И.П. Брованова*
Корректор *И.Е. Семенова*
Компьютерная верстка *А.В. Сухарева*

Подписано в печать 06.03.2013. Формат 60×84 1/16. Бумага офсетная. Тираж 200 экз.
Уч.-изд. л. 0,93. Печ. л. 1,0. Изд. № 351/12 Заказ № Цена договорная

Отпечатано в типографии
Новосибирского государственного технического университета
630073, г. Новосибирск, пр. К. Маркса, 20

© Новосибирский государственный
технический университет, 2013

1. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В КОМПРЕССОРЕ

Компрессором называется установка для сжатия газов. Конструктивно компрессоры подразделяются на объемные (статического сжатия за счет уменьшения объема газа) и лопаточные (динамического сжатия за счет преобразования кинетической энергии движущегося газа в потенциальную энергию давления). Так как с термодинамической точки зрения процессы в объемных и лопаточных компрессорах не различаются, рассмотрим их на примере поршневого компрессора (рис. 1).

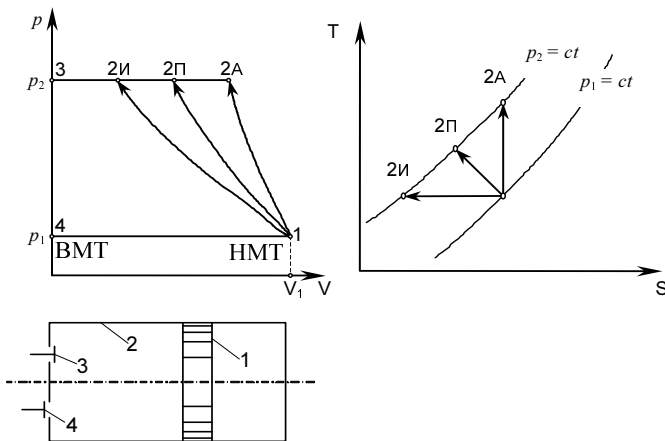


Рис. 1. Процессы сжатия в pV - и TS -диаграммах

В цилиндре 2 движется поршень 1, совершающий возвратно-поступательное движение. При движении поршня вправо происходит всасывание газа 4-1 через открытый всасывающий клапан 3, при практически постоянном давлении p_1 . После того как поршень дойдет до крайнего правого положения – нижней мертвой точки (НМТ), процесс всасывания заканчивается, клапан 3 закрывается и поршень начинает двигаться влево. Происходит сжатие газа 1-2. Когда давление газа в цилиндре достигает значения p_2 , несколько превышающего давление в баллоне сжатого газа (ресивере), нагнетательный клапан 4 открывается и происходит нагнетание 2-3 сжатого газа в ресивер. Дойдя

до крайнего левого положения 3-4 – верхней мертвой точки (ВМТ), поршень вновь начинает двигаться вправо и процесс повторяется.

Из pV -диаграммы (рис. 1) можно определить так называемую техническую работу компрессора, в которую входят работа всасывания, работа сжатия и работа нагнетания:

$$l_T = l_{вс} + l_{сж} + l_{наг} = \text{пл } 12341. \quad (1)$$

Каждая составляющая технической работы в общем случае определяется по формуле

$$l = \int_{V_1}^{V_2} p dV. \quad (2)$$

Считая всасывание и нагнетание изобарными процессами и подставляя зависимость (2) в уравнение (1), можно получить общее выражение для технической работы

$$l_T = - \int_{p_1}^{p_2} V dp. \quad (3)$$

Сжатие в компрессоре можно рассматривать по трем термодинамическим процессам: изотермическому 1-2и, адиабатному 1-2а и политропному 1-2п (рис. 1). Так как техническая работа в pV -диаграмме представляет собой площадь цикла 12341, то минимальная техническая работа будет при изотермическом сжатии, а максимальная – при адиабатном.

Изотермическое сжатие можно представить при идеальном охлаждении компрессора, а адиабатное – для идеально изолированного компрессора (нет теплообмена между сжимаемым газом и окружающей средой). Но ни идеальное охлаждение, ни идеальную изоляцию осуществить невозможно, поэтому в реальном компрессоре сжатие газа происходит по политропе 1-2п, располагающейся между изотермой 1-2и и адиабатой 1-2а; очевидно, показатель этой политропы $1 < n < k$.

Из уравнения политропы

$$pV^n = p_1V_1^n, \quad (4)$$

где левая часть соответствует любой точке на политропе, а правая часть – начальному состоянию газа (точка 1), находится удельный объ-

ем V . Подставляя его в уравнение (3), можно получить техническую работу политропного (реального) компрессора:

$$l_T = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[1 - \left(p_2 / p_1 \right)^{\frac{n-1}{n}} \right], \quad (5)$$

или с учетом уравнения Клапейрона для идеального газа

$$l_T = \frac{n}{n-1} R T_1 \left[1 - \left(p_2 / p_1 \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]. \quad (6)$$

2. ДВУХСТУПЕНЧАТЫЙ КОМПРЕССОР

В одноступенчатых компрессорах сжатие производят до отношения $p_2/p_1 = \varepsilon \leq 10 \dots 12$. Величина ε называется **степенью сжатия**. При больших значениях ε в конце процесса сжатия возникают высокие температуры, которые могут привести к коксованию и даже вспышке машинного масла, которым обязательно смазывается пара трения поршень–цилиндр. Кроме того, осуществляя многоступенчатое сжатие и охлаждая при этом сжимаемый газ между цилиндрами, можно сократить затраты работы на сжатие и, таким образом, улучшить экономические показатели компрессора.

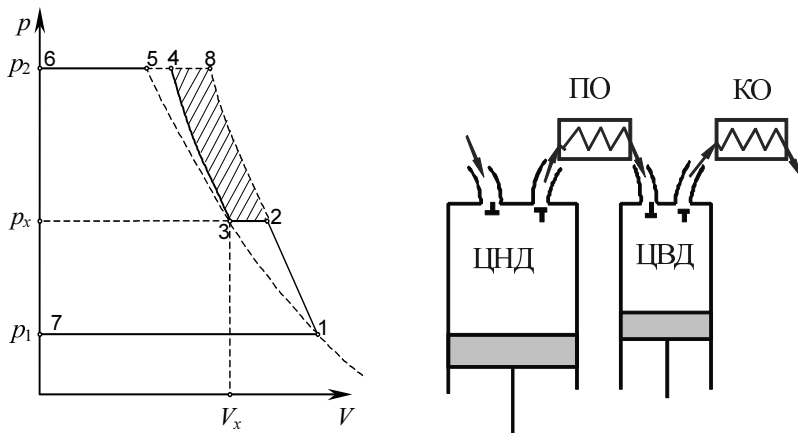


Рис. 2. Теоретические процессы в двухступенчатом компрессоре.

На рис. 2 показаны термодинамические процессы в теоретическом двухступенчатом компрессоре: 7-1 – изобарное всасывание в цилиндре низкого давления (ЦНД); 1-2 – политропное сжатие в ЦНД; 2-3 – изобарное охлаждение в промежуточном охладителе (ПО); 3-4 – политропное сжатие в цилиндре высокого давления (ЦВД); 4-5 – изобарное охлаждение в конечном охладителе (КО); 5-6 – изобарное нагнетание сжатого газа в ресивер.

Охладители рассчитывают так, чтобы выполнялось равенство температур $T_1 = T_3 = T_5$ (приближение к изотермическому сжатию – процесс 1-5).

Если сжатие от p_1 до p_2 происходило бы в одноступенчатом компрессоре, то работа, затраченная на сжатие, $L_1 = \text{пл. } 712867$. Работа, затраченная на сжатие в двухступенчатом компрессоре, $L_2 = \text{пл. } 7123467$. Сопоставление обеих работ показывает, что техническая работа была бы выше на величину заштрихованной площадки 32843 (рис. 2).

Параметры газа на входе в цилиндр высокого давления (точка 3) можно найти, приравняв технические работы I и II ступеней компрессора по формуле (5):

$$\frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[1 - \left(p_x / p_1 \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] = \frac{n}{n-1} p_x V_x \left[1 - \left(p_2 / p_x \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]. \quad (7)$$

Считая, что сжатие в I и II ступенях осуществляется при одинаковых показателях политропы $n = \text{idem}$ и, учитывая, что $T_1 = T_3$, т. е. $p_1 V_1 = p_x V_x$ (уравнение Бойля–Мариотта для изотермического процесса), получаем

$$\frac{p_x}{p_1} = \frac{p_2}{p_x}, \quad (8)$$

следовательно,

$$p_x = \sqrt{p_1 p_2}. \quad (9)$$

Таким образом, преимуществом многоступенчатого компрессора является приемлемая температура сжатого газа и экономия в технической работе, т. е. в расходах энергии на привод компрессора.

3. РЕАЛЬНЫЙ ДВУХСТУПЕНЧАТЫЙ КОМПРЕССОР

В так называемом «теоретическом» компрессоре предполагается, что воздух вытесняется поршнем полностью. Но реально полное вытеснение воздуха невозможно. В действительном компрессоре поршень не может достичь днища; кроме того, некоторое количество воздуха остается также в каналах всасывающего и выхлопного клапанов. Объем, заполненный в конце сжатия воздухом, называется **вредным объемом**.

Рабочий процесс реального компрессора с учетом вредного объема показан на рис. 3 (pV -диаграмму реального компрессора называют также **индикаторной диаграммой**). Здесь объем остаточного воздуха после выталкивания равен $V_{\text{в}}$. При повторном всасывании воздуха в «теоретическом» компрессоре давление падает мгновенно (3-4 на рис. 1). В реальном компрессоре сжатый воздух, заполняющий вредный объем $V_{\text{в}}$, начинает расширяться и его давление падает постепенно. До тех пор, пока не закончится расширение воздуха, содержавшегося во вредном объеме, всасывание из среды невозможно.

Рабочий объем цилиндра (м^3)

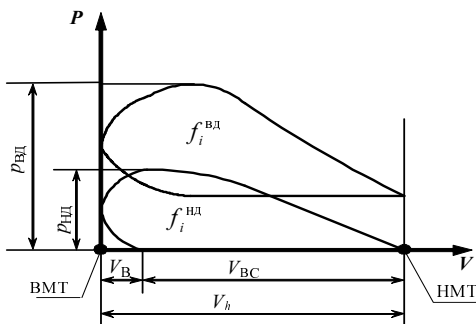


Рис. 3. Индикаторная диаграмма

– это объем между крайними положениями поршня (между ВМТ и НМТ). Здесь d – диаметр цилиндра, м; S – ход поршня, м.

По индикаторной диаграмме компрессора (рис. 3), которая снимается с помощью механического индикатора, определяется площадь индикаторной диаграммы f_i , представляющая собой индикаторную (внутреннюю) работу компрессора L_i за один оборот вала компрессора. Тогда индикаторная (внутренняя) мощность привода компрессора (Вт)

$$N_i = L_i n, \quad (11)$$

где L_i – индикаторная работа, Дж/об; n – число оборотов вала компрессора, об/с.

По определенным с помощью механического индикатора площади диаграммы f_i (в мм²) и рабочему объему цилиндра V_h (в мм) определяется среднее индикаторное давление газа в цилиндре p_i (МПа)

$$p_i = mf_i/V_h, \quad (12)$$

где $m = 0,1$ МПа/мм – масштаб пружины механического индикатора.

4. ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ ОБ ИССЛЕДУЕМОМ КОМПРЕССОРЕ

По существующей классификации – это:

а) спаренный компрессор (т. е. два параллельно работающих компрессора, имеющих общий привод, коленвал и картер);

б) двуступенчатый компрессор с последовательным расположением цилиндров (на одном штоке расположены два поршня, движущихся синхронно);

в) компрессор с промежуточным и концевым охладителями сжатого воздуха.

Принципиальная схема компрессора и некоторых приборов для его исследования показана на рис. 4.

Паспортные данные компрессора приведены в табл. 1.

Т а б л и ц а 1

Паспортные данные компрессора

№ п/п	Характеристика	Обозначение	Размерность	Величина
1	Тип компрессора	2-ОК-1	–	–
2	Диаметр цилиндра низкого давления	d_n	м	0,1
3	Диаметр цилиндра высокого давления	d_v	м	0,035
4	Ход поршня	S	м	0,1
5	Число цилиндров	z	–	2
6	Число оборотов компрессора	n	об/с	8,3
7	Производительность компрессора по всасываемому воздуху	V	м ³ /с	0,0072
8	Объем цилиндра низкого давления	V_n	м ³	$6,9 \cdot 10^{-4}$
9	Объем цилиндра высокого давления	V_v	м ³	$0,96 \cdot 10^{-4}$
10	Объем ресивера	V_p	м ³	0,15
11	Относительно вредный объем	a	–	0,06
12	Эффективная мощность привода компрессора	N_e	Вт	7360

Механический индикатор. Предназначен для автоматической записи рабочей pV -диаграммы газа в ЦВД и ЦНД.

Принципиальная схема прибора показана на рис. 5. С помощью клапанов 1, 7, 2 полость 12 под поршнем 3 может соединяться соответственно с полостями ЦВД, ЦНД и с атмосферой. Давление в цилиндрах передается на поршень, но его подъему препятствует пружина 5, в которую упирается шток поршня 4. Таким образом, при переменном давлении в цилиндре шток с поршнем совершают возвратно-поступательное движение. Подъем поршня пропорционален давлению в цилиндре. Рычаг 6, на острие которого закреплен латунный карандаш, шарнирно соединен со штоком и может записать линию, пропорциональную давлению, на меловой бумаге, которая натянута на поверхность барабана 8. Таким образом, прибор выполняет развертку по давлению.

Развертка диаграммы по объему происходит в результате вращения барабана вокруг оси так, что угол закрутки пропорционален объему под поршнем в соответствующем цилиндре. Закрутка производится за счет гибкой тяги, переброшенной через направляющий ролик 9 и присоединенной к маховику крючком 10. Подвес (точка А) устанавливается так, чтобы при положении кривошипа в ВМТ угол закрутки барабана 8 был равен нулю, а при положении кривошипа в НМТ угол поворота был максимален.

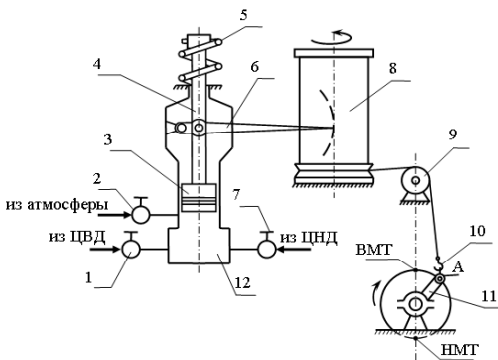


Рис. 5. Механический индикатор

Таким образом, получаем одновременно с разверткой по давлению развертку по объему. Одновременность обеих разверток обеспечивает вычерчивание pV -диаграммы (см. рис. 3), т. е. зависимость $p = f(V)$. Масштаб давления на индикаторе зависит от жесткости пружины. На данном индикаторе установлена пружина с характеристикой $1 \text{ кгс/см}^2 = 1 \text{ мм}$.

5. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕССОРА

Степень сжатия компрессора

$$\varepsilon = p_2 / p_1, \quad (13)$$

где давление сжатого воздуха (МПа)

$$p_2 = p_1 + pm, \quad (14)$$

здесь p – максимальная высота (мм) индикаторной диаграммы (принимается равным $p_{\text{вд}}$, см. рис. 3); $m = 0,1$ МПа/мм – масштаб пружины механического индикатора.

Начальное давление воздуха перед компрессором (МПа)

$$p_1 = B / 7500, \quad (15)$$

где B – давление окружающей среды по барометру (мм рт. ст.), 1 МПа = 7500 мм рт. ст.

Производительность компрессора при p_1, t_1 ($\text{м}^3/\text{с}$)

$$V = (V_{\text{кон}} - V_{\text{нач}}) / \tau, \quad (16)$$

где $V_{\text{нач}}$ и $V_{\text{кон}}$ – начальный и конечный объемы воздуха в ресивере, приведенные к условиям на входе в компрессор, м; τ – время работы компрессора, с.

$$V_{\text{нач}} = p_{a_{\text{нач}}} V_p / p_1; \quad (17)$$

$$V_{\text{кон}} = p_{a_{\text{кон}}} V_p / p_1, \quad (18)$$

где $p_{a_{\text{нач}}}$, $p_{a_{\text{кон}}}$ – абсолютные начальное и конечное давления воздуха в ресивере, МПа; V_p – объем ресивера, м.

$$p_{a_{\text{нач}}} = p_{\text{нач}} + B/7500; \quad (19)$$

$$p_{a_{\text{кон}}} = p_{\text{кон}} + B/7500, \quad (20)$$

где $p_{\text{нач}}$ и $p_{\text{кон}}$ – избыточные давления (по манометру) в ресивере на начало и конец измерений, МПа.

Индикаторная (внутренняя) работа – это работа сжатия воздуха внутри цилиндров за один оборот компрессора (Дж/об):

$$L_i = z \left(L_i^{\text{НД}} + L_i^{\text{ВД}} \right), \quad (21)$$

где $z = 2$ – число цилиндров компрессора; $L_i^{\text{НД}}$ и $L_i^{\text{ВД}}$ – индикаторные работы цилиндров низкого и высокого давлений.

Индикаторная мощность компрессора (Вт)

$$N_i = L_i n, \quad (22)$$

где n – число оборотов компрессора, об/с.

Эффективная мощность привода компрессора (Вт)

$$N_e = \sqrt{3} \cdot IU \cos \varphi, \quad (23)$$

где I , U – измеренные питающие электронагреватель ток, А, и напряжение, В; $\cos \varphi = 0,8$.

Механический КПД компрессора

$$\eta_{\text{М}} = N_i / N_e. \quad (24)$$

Коэффициент подачи компрессора представляет собой отношение действительной производительности V к теоретической:

$$\lambda = 4V / \left[z \pi \left(d_{\text{Н}}^2 - d_{\text{В}}^2 \right) n S \right], \quad (25)$$

где $d_{\text{Н}}$ и $d_{\text{В}}$ – диаметры цилиндров низкого и высокого давления соответственно, м; S – ход поршня, м; n – число оборотов компрессора, об/с (из табл. 1).

Объемный коэффициент компрессора учитывает влияние вредного объема:

$$\lambda_V = V_{\text{ВС}} / V_h, \quad (26)$$

здесь объем всасываемого воздуха $V_{\text{ВС}}$, мм, и рабочий объем цилиндра V_h , мм, снимаются с индикаторной диаграммы (см. рис. 3).

Изотермический КПД компрессора представляет собой отношение мощностей привода изотермического $N_{\text{ИЗ}}$ и реального N_i компрессоров:

$$\eta_{\text{ИЗ}} = N_{\text{ИЗ}} / N_i, \quad (27)$$

где

$$N_{\text{ИЗ}} = p_1 V \ln \varepsilon; \quad (28)$$

$$N_i = N_e \eta_{\text{М}}, \quad (29)$$

давление p_1 в формуле (28) следует подставить в паскалях (Па), (Н/м²).

С учетом формул (27), (28) и (29)

$$\eta_{\text{из}} = p_1 V \ln \varepsilon / (N_e \eta_M). \quad (30)$$

По величине изотермического КПД можно судить о совершенстве реального компрессора. Мощность привода теоретического изотермического компрессора минимальна, поэтому чем ближе $\eta_{\text{из}}$ к единице, тем совершеннее реальный компрессор.

6. МЕТОДИКА ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

Цель работы состоит в ознакомлении с устройством компрессора, с принципами действия контрольно-измерительной аппаратуры и экспериментальном определении ряда основных технических характеристик компрессора.

Студент должен:

1) ознакомиться с устройством компрессора вначале по описанию на рис. 4, затем найти на компрессорной установке все позиции;

2) ознакомиться с имеющимися на компрессорной установке контрольно-измерительными приборами, их подключением к объектам измерения, ценою деления шкал или других индикаторов;

3) запустить компрессор и произвести все необходимые измерения, перечень которых указан в табл. 2;

4) с помощью механического индикатора записать pV -диаграмму;

5) рассчитать технические характеристики компрессора. Порядок расчета дан в табл. 3;

6) проверить усвоение материала, связанного с работой, по вопросам для самопроверки, которые приводятся в разделе 7.

Т а б л и ц а 2

Результаты измерений

№ п/п	Характеристика	Обозначение	Размерность	Величина	Примечание
1	Давление окружающего воздуха	B	мм рт. ст.		Барометр
2	Температура окружающего воздуха	t_1	°C		Термометр
3	Температура воздуха после холодильника ступени НД	t_3	°C		Термопара 3

О к о н ч а н и е т а б л . 2

№ п/п	Характеристика	Обозначение	Размерность	Величина	Примечание
4	Температура воздуха после холодильника ступени ВД	t_4	°С		Термопара 4
5	Температура охлаждающей воды на входе в рубашку	$t_{в1}$	°С		Термопара 1
6	Температура воды на выходе	$t_{в2}$	°С		Термопара 2
7	Начальное давление воздуха в ресивере	$p_{нач}$	кгс/см ²		Манометр
8	Конечное давление воздуха в ресивере	$p_{кон}$	кгс/см ²		Манометр
9	Время работы компрессора	τ	с		Секундомер
10	Сила тока	I	А		Амперметр
11	Напряжение	U	В		Вольтметр
12	Число оборотов вала компрессора	n	об/с		Таблица 1
13	Среднее давление ступени ВД	$p_{вд}$	мм		Индикаторная диаграмма
14	Среднее давление ступени НД	$p_{нд}$	мм		
15	Объем, описываемый поршнем (рабочий объем цилиндра)	V_h	мм		
16	Объем всасываемого воздуха	$V_{вс}$	мм		

Т а б л и ц а 3

Расчет основных характеристик компрессора

№ п/п	Характеристика	Формула	Величина	Размерность
1	Абсолютное давление воздуха перед компрессором	$p_1 = B / 7500$		МПа
2	Абсолютное давление сжатого воздуха	$p_2 = p_1 + mp_{вд}$		МПа
3	Степень сжатия	$\varepsilon = p_2 / p_1$		
4	Абсолютное начальное давление воздуха в ресивере	$p_{a_{нач}} = 0,098 \cdot p_{нач} + p_1$		МПа

О к о н ч а н и е т а б л . 3

№ п/п	Характеристика	Формула	Величина	Размерность
5	Начальный приведенный объем воздуха в ресивере	$V_{\text{нач}} = p_{a_{\text{нач}}} V_p / p_1$		м ³
6	Абсолютное конечное давление воздуха в ресивере	$p_{a_{\text{кон}}} = 0,098 \cdot p_{\text{кон}} + p_1$		МПа
7	Конечный приведенный объем воздуха в ресивере	$V_{\text{кон}} = p_{a_{\text{кон}}} V_p / p_1$		м ³
8	Производительность компрессора	$V = (V_{\text{кон}} - V_{\text{нач}}) / \tau$		м ³ /с
9	Площадь индикаторной диаграммы ЦНД	$f_i^{\text{нд}} = 84 \sqrt{p_{\text{нд}}}^*$		
10	Среднее индикаторное давление ступени НД	$p_i^{\text{нд}} = m f_i^{\text{нд}} / V_h$		МПа
11	Индикаторная работа ступени низкого давления	$L_i^{\text{нд}} = p_i^{\text{нд}} V_H (1 - a)$, где V_H и a взять из табл. 1.		Дж/об
12	Площадь индикаторной диаграммы ЦВД	$f_i^{\text{вд}} = 150 \sqrt{p_{\text{вд}}}^*$		
13	Среднее индикаторное давление ступени ВД	$p_i^{\text{вд}} = m f_i^{\text{вд}} / V_h$		МПа
14	Индикаторная работа ступени высокого давления	$L_i^{\text{вд}} = p_i^{\text{вд}} V_B (1 - a)$, где V_B взять из табл. 1.		Дж/об
15	Индикаторная работа компрессора	$L_i = z \left(L_i^{\text{нд}} + L_i^{\text{вд}} \right)$		Дж/об
16	Индикаторная мощность компрессора	$N_i = L_i n$		Вт
17	Эффективная мощность привода компрессора	$N_e = \sqrt{3} \cdot IU \cos \phi$		Вт
18	Механический КПД компрессора	$\eta_M = N_i / N_e$		
19	Коэффициент подачи компрессора	$\lambda = 4V / \left[z \pi \left(d_H^2 - d_B^2 \right) n S \right]$		
20	Объемный коэффициент компрессора	$\lambda_V = V_{\text{вс}} / V_h$		
21	Изотермический КПД компрессора	$\eta_{\text{из}} = p_1 \cdot V \ln \varepsilon / (N_e \cdot \eta_M)$		

* Данная зависимость дана в качестве оценки.

7. ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Классифицируйте исследуемый компрессор.
2. Объясните принцип действия компрессора.
3. Покажите на компрессоре расположение ЦНД и ЦВД, их всасывающие и выхлопные клапаны.
4. Покажите, как движется в компрессоре охлаждающая вода.
5. Где и для чего установлены предохранительные клапаны?
6. Объясните, зачем на всасывающих клапанах ЦНД имеются шайбы, перекрывающие всасывающие отверстия при запуске компрессора.
7. Как называется прибор для записи pV -диаграммы газа в ЦНД и ЦВД? Объясните принцип его работы.
8. Чем измеряются температуры сжимаемого газа и воды на компрессорной установке?
9. Как сказывается влияние вредного пространства на работе компрессора?
10. Как изменяется объемный коэффициент цилиндра при повышении давления?
11. Как сказывается повышение давления на температуре сжимаемых газов и на смазке компрессора?
12. Почему для получения высоких давлений сжатия применяют многоступенчатые компрессоры?
13. Объясните, что называется степенью сжатия в компрессоре.
14. Что такое индикаторная работа и индикаторная мощность компрессора?
15. Как в данной работе определяется мощность, необходимая для привода компрессора?
16. Какие потери учитывает механический КПД компрессора и как его можно определить?
17. Что называется коэффициентом подачи компрессора?
18. Почему компрессор с политропным сжатием сравнивают с изотермическим компрессором?

ЛИТЕРАТУРА

Овчинников Ю.В. Основы технической термодинамики: учебник / Ю.В.Овчинников. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2010. – 292 с.